



ЗАВИСИМОСТЬ ИНТЕНСИВНОСТИ ТЕПЛОБМЕНА ОТ ОТНОСИТЕЛЬНОЙ ГЛУБИНЫ СПИРАЛЬНЫХ КАНАВОК ТРУБЧАТО-РЕШЕТЧАТОЙ НАСАДКИ ПРИ ХЕМОСОРБЦИИ

Рахмонова Мухаббат Ибрагимовна¹, Францкевич Виталий Станиславович²,
Нурмухамедов Хабибулла Сагдуллаевич³, Мавлонов Элбек Тулкинович⁴, Нишонов
Садокат Хабибуллаевна⁵, Мусаева Нилуфар Музаффар кизи⁶

¹Ташкентский химико-технологический институт, аспирант.

E-mail: muxabbatraxmanova76@gmail.com, Phone: +998907195599
<https://orcid.org/0000-0003-0532-8120>

²Белорусский государственный технологический университет

e-mail: fvs2@tut.by, Phone: +375295618241
<https://orcid.org/0000-0002-4126-8850>

³Ташкентский химико-технологический институт, профессор

E-mail: haas-bek@mail.ru, Phone: +998974009701
<https://orcid.org/0000-0002-5405-2485>

⁴Ташкентский химико-технологический институт, доцент

e-mail: elbek8181@mail.ru, Phone: +998974317012
<https://orcid.org/0000-0001-5153-0579>

⁵Ташкентский химико-технологический институт, ст.преподаватель

E-mail: sadosha1811@gmail.com, Phone: +998935345500
<https://orcid.org/0000-0003-3461-752X>

⁶Ташкентский химико-технологический институт, магистр.

E-mail: nilufar.musaeva1999@gmail.com Phone: +998931062224
<https://orcid.org/0000-0002-5405-2485>

Аннотация: В статье представлены опытные данные по конвективному теплообмену при абсорбции аммиака рассолом. Объектом эксперимента выбрана трубчато-решетчатая насадка из труб с развитой теплообменной поверхностью в виде спиральных канавок снаружи и плавно очерченных выступов внутри. Исследованиями установлена достаточно высокая эффективность подобных теплообменных поверхностей. Эксперименты показали, что функция интенсивности теплообмена $Nu=f(h/D)$ для всех значений шага навивки турбулизаторов имеет восходящий характер.

При значении относительной глубины канавки $h/D=0,095$ и шаге расположения канавки $t/D=3,0$ значение интенсивности теплообмена $Nu=123,3$, при $t/D=0,25$ величина интенсивности теплообмена $Nu=176,9$. Выявлено, что снижение шага расположения турбулизаторов t/D зафиксирован рост интенсивности теплообмена до 1,43 раза. Подобная интенсификация конвективного теплообмена позволяет уменьшить долю холодильной зоны и увеличить долю абсорбционной зоны абсорбционной колонны. Также установлено, снижение расхода охлаждающей жидкости, так как процесс протекает в переходной области течения теплоносителя.

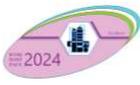
Abstract: The article presents experimental data on convective heat exchange during ammonia absorption by brine. The object of the experiment was a tubular lattice packing made of pipes with a developed heat-exchange surface in the form of spiral grooves on the outside and smoothly outlined protrusions on the inside. Studies have established a fairly high efficiency of such heat-exchange surfaces. The experiments have shown that the heat exchange intensity function $Nu=f(h/D)$ for all values of the winding pitch of turbulators has an ascending character.

At the value of the relative groove depth $h/D=0.095$ and the groove location pitch $t/D=3.0$, the heat exchange intensity value $Nu=123.3$, at $t/D=0.25$, the heat exchange intensity value $Nu=176.9$. It was revealed that a decrease in the turbulator location pitch t/D recorded an increase in the heat exchange intensity up to 1.43 times. Such intensification of convective heat exchange allows to reduce the share of the refrigeration zone and increase the share of the absorption zone of the absorption column. It is also established that the consumption of cooling liquid decreases, since the process takes place in the transition region of the coolant flow.

Ключевые слова: абсорбция, конвективный теплообмен, интенсивность, теплообмен, насадка, спирально-накатанная труба, канавка, глубина, шаг размещения.

Key words: absorption, convective heat exchange, intensity, heat exchange, packing, spiral-rolled pipe, groove, depth, placement step.

Введение. Энерго- и ресурсосбережение можно рассматривать как оптимизацию энергетических и материальных потоков существующих технологических процессов для производства продуктов, а более широко – как поиск новых путей рационального



использования тепла, энергии, тепла и сырья для получения тех же, а также новых продуктов. Достижение положительных результатов при экономии энергетических ресурсов возможно только при анализе промышленного энергоиспользования, уровней полезного использования энергии, тепла и энергетических потерь на различных промышленных предприятиях, определении основных, наиболее эффективных путей экономии тепла, энергетических ресурсов в промышленности [1,2].

В современных условиях и в перспективе один из важных путей повышения экономичности энерготехнологических установок – совершенствование теплообменного оборудования с помощью внедрения эффективных способов интенсификации теплообмена. Посредством интенсификации теплообмена увеличивается количество тепла, передаваемого через единицу поверхности теплообмена, и, соответственно, уменьшаются массогабаритные показатели теплообменника; достигается более выгодное соотношение между передаваемым количеством тепла и мощностью, затрачиваемой на прокачивание теплоносителей. Высокое техническое качество интенсифицированного теплообменного оборудования улучшает общие характеристики энерготехнологических установок [3].

Теплообменные процессы играют большую роль во многих энергетических устройствах и технологической аппаратуре. Теплоэнергетика, ядерная и нетрадиционная энергетика, авиационная и ракетно-космическая техника, химические, пищевые и криогенные технологии – лишь некоторые области, в которых интенсивно используются теплообменные аппараты.

Использование дискретно расположенных кольцевых выступов является одним из наиболее эффективных и исследованных способов интенсификации переноса тепла. Стоит отметить, что накатка кольцевых каналов достаточно технологична, так как не увеличивает наружный диаметр труб, позволяя использовать данные трубы в тесных пучках и не меняет существующей технологии сборки теплообменных аппаратов. Кольцевые диафрагмы и канавки турбулизируют поток в пристенном слое и обеспечивают интенсификацию теплообмена как снаружи, так и внутри труб [4].

При закрутке потока местные пристеночные скорости увеличиваются, и общая структура течения изменяется. Закрутка потока в трубах осуществляется при использовании закрученных лент и шнеков, при этом она поддерживается непрерывно по всей длине трубы, что обеспечивает постоянство соотношения тангенциальной и осевой составляющей скорости.

При закрутке потока лентой в поперечном сечении жидкость перетекает от периферии к центру в результате действия градиента давления. Кроме того жидкость из пограничного слоя проникает в ядро потока. Эти движения приводят к возникновению четырех вихревых областей, которые способствуют усилению теплообмена и совместно с действием центробежных уменьшают толщину пограничного слоя. Вихревое смешение также способствует возникновению турбулентного течения при меньших числах Re [5,6].

Трубчатое поверхности теплообмена с волнистыми стенками состоящие из участков конфузоров и диффузоров, которые изготавливаются путем накатки специальными роликами. Углы расширения диффузоров и конфузоров выбирается по условию получения потока с нестационарными отрывными явлениями. Такие отрывы потока интенсифицируют теплообмен.

Внешняя турбулентность при градиенте давления способствует интенсификации теплообмена. Указанные условия реализуются в рассматриваемом случае следующим образом: турбулентность генерируется в диффузионной области и благоприятно воздействует в конфузорной области. Данные трубы характеризуются относительно низким сопротивлением и высоким теплообменом. Теплоъем при равном сопротивлении увеличивается приблизительно в 1,5 раза [2, 5, 6, 7].

Методы интенсификации можно разделить на пассивные (не требующие прямых затрат энергии), активные (требующие подвода энергии извне) и комбинированные



[8, 9]. Применительно к течению однофазных теплоносителей используются шероховатые поверхности; развитие поверхности за счет оребрения; закрутка потока завихрителями, установленными на входе в канал; вибрация поверхности; пульсация теплоносителя; воздействие на поток электростатических полей. Высоко эффективным часто оказывается применение комбинированных методов интенсификации (сочетание турбулизаторов с оребрением поверхностей; применение труб с шероховатыми стенками и вставками из витых лент и др.).

В работе посвящен поиску эффективных форм поверхностей и различным способам интенсификации конвективного теплообмена [4,7,9,10,11].

В связи с вышеизложенным актуальным направлением совершенствования теплообменник является интенсификация теплоотдачи за счет внесения изменений в их конструкцию [1, 5-8, 12-14]. Увеличение коэффициентов теплоотдачи позволит снизить габариты теплообменного аппарата и повысить технико-экономические показатели процесса [13,15,16].

В трубах со спиральными выступами интенсификация обусловлена совместным действием двух факторов: турбулизацией и разрушением пристеночного слоя течения выступами и закруткой пристеночного потока под действием выступов [6]. Интенсифицирующее воздействие частичной закрутки течения низким выступом (только пристеночной зоны) реализуется через увеличение пристеночной скорости потока. Этот способ, вероятно, следует отнести к комбинированным способам интенсификации теплообмена, так как на поток одновременно действует турбулизация и закрутка.

Прочностные и вибрационные качества накатанных труб почти не уступают гладким трубам [6, 15]. Загрязняемость труб со спиральными выступами значительно меньше при сравнении с гладкими трубами по весу отложений на 1 м^2 теплообменной поверхности. Следовательно, тепловая эффективность спирально-накатанных труб намного выше чем у гладких труб [5, 6].

Спиральные выступы в трубе можно образовать посредством установки в них пружинных вставок из проволоки. При малых шагах проволоочной спирали может нарушаться тепловой контакт выступа (проволоки) с поверхностью трубы, поэтому эффект увеличения поверхности теплообмена за счет выступов может существенно падать по сравнению с его проявлением при спиральной накатке. Этот недостаток снижает тепловую эффективность пружинных вставок при малых шагах относительно накатанных спиральных выступов. При достаточно больших шагах влияние указанного фактора незначительно. Увеличение диаметра проволоки вставки h всегда приводит к росту гидравлического сопротивления трубы.

Сравнение, проведенное в [18] показывает, что наилучшими показателями характеризуются пружинные вставки с относительно большим шагом и диаметром проволоки ($t/D = 3,1$, $2h/D = 0,435$) [18].

Теплообмен и гидродинамика в каналах, образованных пучками витых труб и в витых трубах определяются конструктивными особенностями этих труб [5].

Течение в пучки витых труб является пространственным [16], т.е. наряду с продольной составляющей вектора скорости здесь имеют место поперечные составляющие скорости, которые значительно увеличивают интенсивность межканального перемешивания в пучке. Высокий уровень турбулентности потока конвективный перенос в масштабе ячейки и организованный перенос в масштабе диаметра пучка, благодаря спиральной закрутке потока витыми трубами являются механизмами, определяющими особенности поперечного перемешивания потока в пучке по сравнению с явлениями переноса в круглой прямой трубе [1, 5, 13-17].

Любое воздействие на жидкостной или газожидкостной поток сопряжено со значительными энергетическими затратами. Поэтому, важным обстоятельством является воздействие на вязкий пристенный слой путем нанесения макрошероховатостей в виде плавно очерченных выступов внутри и канавок снаружи труб.

Объектом исследования являются трубчато-решетчатая насадка из труб с развитой поверхностью теплоотдачи и процесс отвода теплоты реакции в холодильных зонах абсорберов.

Исследования по изучению теплообмена при течении жидкостей в трубчато-решетчатой насадке [18] проводились на экспериментальной установке, представляющей собой циркуляционный контур, работающий в условиях постоянства теплового потока. Основными элементами установки являются экспериментальный участок, холодильник, емкости для холодного и горячего теплоносителей, насосы и соединительные трубы с измерителями расхода и температуры и с регулирующими вентилями.

В качестве экспериментального участка использовались гладкие и спирально-накатанные трубы из нержавеющей стали X18H10T с плавно очерченными канавками снаружи и аналогичными выступами внутри. Экспериментальный участок имел длину $l = 2000$ мм и диаметр $D = 20 \times 1$ мм. Шаг размещения турбулизаторов $t/D = 0,25-3,0$, относительная глубина канавок составляла $h/S = 0,009-0,095$ и число Рейнольдса $Re = (0,25-0,98) \cdot 10^4$. Измерение температуры стенки осуществлялось хромель-копелевыми термопарами с диаметром термоэлектродов 0,1 мм, равномерно распределенными и зачеканенными в трубе: первая и последняя термопара устанавливались на расстоянии от торца трубы с отступом 100 мм, а остальные термопары устанавливались через каждые 150 мм. Погрешности измерения расходов и температур $\pm 2,4$ и $\pm 0,39\%$ соответственно.

В каждом эксперименте проверялся тепловой баланс и тепловые потери в диапазоне изменения режимных параметров не превышали $\pm 3\%$. Экспериментальные данные обрабатывались известными методами.

Обсуждение результатов исследований. Зависимость интенсивности теплообмена Nu от безразмерной относительной глубины h/D плавно очерченных спиральных канавок при абсорбции NH_3 аммонизированным рассолом представлена на рис.1.

Из функциональной зависимости $Nu = f(h/D)$ видно, что увеличение значений относительной глубины турбулизатора h/D перенос тепла возрастает для всех исследованных шагов размещения турбулизаторов t/D .

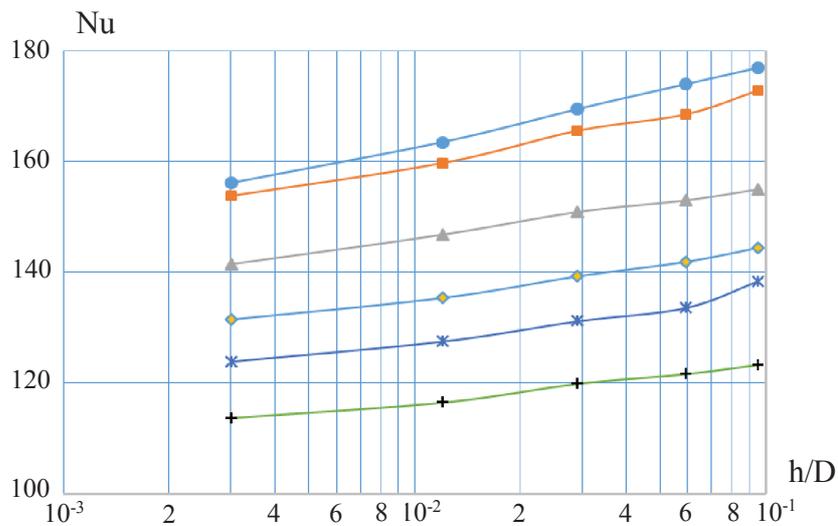
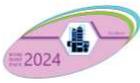


Рис.1. Зависимость интенсивности теплообмена от безразмерной относительной глубины h/D плавно очерченных спиральных канавок при омывании при абсорбции аммиака аммонизированным рассолом.
 • - $t/D=0,25$; ■ - $t/D=0,52$; ▲ - $t/D=0,77$; ◆ - $t/D=1,0$; * - $t/D=2,0$; + - $t/D=3,0$.



При числах Рейнольдса соответствующих переходному режиму ($Re=2380$) течения потока и шаге размещения турбулизаторов $t/D=0,77$, с повышением численных значений безразмерной глубины канавок от $h/D=0,003$ до $0,095$ интенсивность теплообмена возрастает с $Nu=141,5$ до $155,1$.

Сравнение экспериментальных данных показывает рост переноса тепла в пределах $1,088-1,13$ раза. Однако, вместе с тем надо отметить и повышение гидравлического сопротивления с ростом переноса тепла, что диктует выявление оптимальных конструктивных параметров нанесения турбулизаторов при использовании в трубчато-решетчатых насадках.

Влияние шага размещения спиральных, плавно очерченных турбулизаторов можно рассмотреть на примере для $h/D=0,095$. Как видно из графика, снижение численных значений безразмерного шага размещения турбулизаторов приводит к увеличению интенсивности теплообмена Nu . Так, при вышеуказанном значении относительной глубины канавки при $t/D=3,0$ значение интенсивности теплообмена $Nu=123,3$, при $t/D=0,77$ величина интенсивности теплообмена $Nu=155,8$, и наконец, при $t/D=0,25$ - $Nu=176,9$. Влияние шага размещения турбулизаторов по длине трубы значительно и интенсификация теплообмена, по сравнению с данными для гладкой трубы составила до $1,43$ раза.

Анализ графика $Nu=f(h/D)$ показывает, с учетом изменения гидравлического сопротивления с ростом глубины канавок (или выступов), что оптимальная область приходится в интервал безразмерной относительной глубины $h/D \approx 0,004-0,08$, в которой интенсивность теплоотдачи больше, чем гидравлическое сопротивление [19]. А если учесть повышение теплоотдачи и внутри труб за счет плавно очерченных выступов, то эффективность от применения спирально-накатанных труб неоспорима.

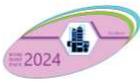
Выводы. Анализ литературных данных и конструкций промышленных абсорберов показал, что в производстве кальцинированной соды абсорбционные колонны в основном состоят из двух зон: абсорбционной и холодильной зон, причем доля холодильной зоны достигает до 45% . Естественно такое соотношение абсорбционной и холодильной зон приводит к неоправданному увеличению высоты абсорбера, делает его громоздким и металлоемким.

Экспериментальными исследованиями в переходном режиме установлено, что использование в трубчато-решетчатых насадках труб с турбулизаторами позволяет интенсифицировать теплообмен до $1,43$ раза. Кроме того, также достигнуто снижение расхода охлаждающей жидкости, так как процесс протекает в переходной области течения теплоносителя. Подобная интенсификация конвективного теплообмена позволяет уменьшить долю холодильной зоны и увеличить долю абсорбционной зоны колонного аппарата.

Применение трубчато-решетчатых насадков из труб с развитой поверхностью теплообмена, в частности, спирально-накатанных турбулизаторов имеют следующие достоинства: технология нанесения плавно очерченных турбулизаторов проста; нанесение спиралевидных, плавно очерченных канавок снаружи и аналогичных выступов-турбулизаторов внутри не влияет на наружный диаметр трубы и соответственно технология сборки не меняется; в спирально-накатанных трубах поток жидкости осуществляет не только поступательное, но и вращательное движение; применение подобных труб в химическом аппаратостроении позволит снизить металлоемкость и создать компактные теплообменные устройства и аппараты.

Список литературы

1. Лаптев А.Г., Николаев Н.А., Башаров М.М. Методы интенсификации и моделирования тепломассообменных процессов. – М.: Теплотехник, 2011. – 335 с.
2. Нурмухамедов Х.С., Темиров О.Ш., Закиров С.Г. ва б. Газларни кайта ишлаш технологияси, жараён ва курилмалари. - Т: Шарк, 2016. - 856 б.



3. Александров Н.А. Ректификационные и абсорбционные аппараты. – М.: Химия, 1978. - 280 с.
4. 90. Гортышов, Ю.Ф. Теплогидравлический расчет и проектирование оборудования с интенсифицированным теплообменом / Ю.Ф. Гортышов, В.В. Олимпиев, Б.Е. Байгалиев. – Казань : Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2004. - 432 с.
5. Дзюбенко Б.В., Кузма-Кичта Ю.А., Холпанов Л.П. и др. Интенсификация тепломассообмена в энергетике. – М.: ФГУП ЦНИИАТОМИНФОРМ, 2003. - 232 с.
6. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Мякочин А.С., Копп А.Н. Эффективные теплообменные поверхности. – М.: Машиностроение, 1999.- 423 с.
7. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках.-М.:Наука, 1982.- 472 с.
8. Дульнев Г.Н. Теория тепло- и массообмена. – СПб: НИУ ИТМО, 2012. - 195 с.
9. Леонтьев А.И., Гортышов Ю.Ф. и др. Разработка фундаментальных основ создания прототипов энергоэффективных теплообменников с поверхностной интенсификацией теплообмена / Труды 4-ой РНК по теплообмену: Интенсификация теплообмена. – М.: МЭИ, 2006. - т.6. - с.253-257.
10. Тарасевич С.Э., Злобин А.В., Яковлев А.Б. Гидродинамика и теплообмен при движении однофазной жидкости в трубах с искусственной шероховатостью // Теплофизика высоких температур, 2015.- т.53.- вып.6.- с.938–952.
11. Анисин А.А. Теплоотдача и аэродинамическое сопротивление поперечно обтекаемых коридорных пучков гладких труб с поверхностью различной формы / Труды 4-ой РНК по теплообмену: Интенсификация теплообмена. – М.: МЭИ, 2006.-т.6.-с.150-154.
12. Патент РУз IAP №06102. Карбонизационная колонна / Нурмухамедов Х.С., Мавланов Э.Т., Закиров С.Г., Каримов К.Ф., Темиров О.Ш. -2019, приор. от 23.12.2019. – ил.5. – с.17.
13. Попов, И.А. Промышленное применение интенсификации теплообмена – современное состояние проблемы (обзор) / И.А.Попов, Ю.Ф.Гортышов, В.В.Олимпиев // Теплоэнергетика, 2012. - №1. - С. 3–14.
14. Bejan, A. Heat Transfer Handbook / A. Bejan, A.D.Kraus. – Hoboken, N.J.: Jonh Wiley & Sons, Inc. - 2003. - 1427 p.
15. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. – М.: Машиностроение, 1983. - 205 с.
16. Интенсификация тепло- и массообмена на макро-, микро- и наномасштабах / Б.В. Дзюбенко и др.; ред. Ю.А. Кузьма-Кичта. – М. : ЦНИИАТОМИНФОРМ, 2008. - 532 с.
17. Rohsenow, W.M. Handbook of heat transfer / W.M. Rohsenow, J.P. Hartnett, Y.I. Cho. – 3-rd. ed. – N.Y.: Mc.Graw-Hill Professional, 1998. - 1344 p.
18. Мавлонов Э.Т., Нурмухамедов Х.С. и др. Колонные аппараты высокой эффективности. – Т.:ТХТИ, 2019. - 185 с.
19. Светлов Ю.В. Интенсификация гидродинамических и тепловых процессов в аппаратах с турбулизаторами потока. – М.: Энергоатомиздат, 2003. - 304 с.