РЕЗУЛЬТАТЫ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИИ КОНСТРУКЦИИ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Юсупова Надира Кайпбаевна
д.ф.т.н., доцент, (DSc) докторант «ПиАХТ» ИОНХ АН РУз
E-mail: ***nadira__87@mail.ru***
Сарсенбаев Нурлан Тенелбаевич
стажёр преподаватель КГУ имени Бердаха
E-mail: nurlan0595s@gmail.com

Аннотация. В статье рассматриваются современные методы интенсификации теплообмена в пластинчатых теплообменниках за счёт изменения геометрии каналов. Обоснована эффективность гофрированных, шевронных и зигзагообразных структур в снижении сопротивления потоку и повышении коэффициента теплопередачи. Анализируются особенности влияния угла наклона рельефа пластин на турбулентность потока и образование застойных зон. Приведены рекомендации по выбору геометрии с учётом условий эксплуатации в газоперерабатывающей отрасли.

Ключевые слова: пластинчатый теплообменник, теплообмен, турбулентность, геометрия каналов, коэффициент теплоотдачи.

Annotatsiya. Maqolada plastinali issiqlik almashtirgichlarda kanallar geometriyasini o‘zgartirish orqali issiqlik almashinuvini jadallashtirishning zamonaviy usullari ko‘rib chiqiladi. Oqim qarshiligini kamaytirish va issiqlik uzatish koeffitsiyentini oshirishda gofrirlangan, shevron va zigzagsimon strukturalarning samaradorligi asoslangan. Plastinalar relefi qiyalik burchagining oqim turbulentligiga va turg‘un zonalar hosil bo‘lishiga ta’sirining o‘ziga xos xususiyatlari tahlil qilingan. Gazni qayta ishlash sanoatida ekspluatatsiya sharoitlarini hisobga olgan holda geometriyani tanlash bo‘yicha tavsiyalar berilgan.

Kalit so‘zlar: plastinkali issiqlik almashtirgich, issiqlik almashinuvi, turbulentlik, kanallar geometriyasi, issiqlik berish koeffitsiyenti.

Abstract. The article examines modern methods of intensifying heat exchange in plate heat exchangers by changing the geometry of channels. The effectiveness of corrugated, chevron, and zigzag structures in reducing flow resistance and increasing the heat transfer coefficient has been substantiated. The peculiarities of the influence of the slope angle of the plate relief on the turbulence of the flow and the formation of stagnant zones are analyzed. Recommendations for choosing geometry are given, taking into account operating conditions in the gas processing industry.

Keywords: plate heat exchanger, heat exchange, turbulence, channel geometry, heat transfer coefficient.

ISSN 3030-3907

Введение

Газоперерабатывающие заводы играют ключевую роль в обеспечении эффективного и экологически безопасного использования углеводородного сырья. В их технологических схемах широко применяются пластинчатые теплообменники, отличающиеся компактностью, высокой теплоотдачей и возможностью быстрой разборки для обслуживания. Однако в условиях переработки природного газа и газовых конденсатов, содержащих механические примеси, сернистые соединения и конденсатные фракции, теплообменные аппараты часто сталкиваются с проблемами загрязнения и зарастания теплопередающих поверхностей [1-3].

Эти процессы существенно снижают тепловую эффективность оборудования, увеличивают затраты энергии и вызывают внеплановые простои для очистки и ремонта. В связи с этим задача повышения надёжности, устойчивости к загрязнениям и общей эффективности пластинчатых теплообменников является актуальной как с технологической, так и с экономической точки зрения. Усовершенствование конструкции, оптимизация геометрии каналов и применение современных антикоррозионных и антифрикционных покрытий позволяет не только продлить срок службы аппаратов, но и повысить энергоэффективность всего производственного процесса [4-7].

Современные исследования показывают, что изменение геометрической конфигурации каналов пластинчатых теплообменников способствует значительному увеличению коэффициента теплоотдачи – в среднем на 15-30% по сравнению с традиционными конструкциями. Основной механизм повышения эффективности заключается в интенсификации турбулентных потоков за счёт специально спрофилированной поверхности пластин [8].

Разработка и внедрение технических решений, направленных на усовершенствование пластинчатых теплообменников для условий газоперерабатывающих производств, представляют собой важное направление, способствующее снижению эксплуатационных расходов, повышению устойчивости оборудования и увеличению общей производительности завода [9].

Методы и материалы. Анализ проведён на основе сравнения различных типов каналов – гладких, гофрированных, шевронных (30°, 60°) и зигзагообразных. Были использованы расчётные формулы теплопередачи (уравнение теплового потока, зависимости для Nu, Re, Pr) и эмпирические данные из публикаций.

ISSN 3030-3907

Также приведены результаты моделирования и данные с промышленных объектов. Расчёт тепловой мощности проведён при A = 10 м², ΔT = 20 °C, α_1 = 1800 Вт/(м²·К), α_2 = 3000 Вт/(м²·К), δ = 0,0006 м, λ = 15 Вт/(м·К).

Расчёт:

$$1/k = 1/1800 + 0{,}0006/15 + 1/3000 \approx 0{,}0005561$$

$$k \approx 1798 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$$

$$Q = k \times A \times \Delta T = 1798 \times 10 \times 20 = 35960 \text{ Вт}$$

Результаты и обсуждения. Одним из ключевых параметров, влияющих на интенсивность теплообмена, является угол наклона каналов, формируемых рельефом пластин. Угол влияет как на гидродинамическое сопротивление, так и на формирование вторичных течений внутри каналов. Наиболее распространённые диапазоны:

-30-40° - обеспечивают умеренную турбулентность и низкое гидравлическое сопротивление. Подходят для чистых сред при ограниченных затратах энергии на перекачку.

-45-60° - создают сильную турбулентность, интенсифицируя теплообмен, но требуют более мощного насосного оборудования.

Комбинирование пластин с разным углом наклона (например, чередование 30° и 60°) позволяет достичь гибкого регулирования теплоотдачи и сопротивления, адаптируя теплообменник под переменные режимы эксплуатации.

Таблица 1

Зависимость коэффициента теплоотдачи от угла рельефа канала

Угол наклона рельефа	Коэффициент теплоотдачи α, Вт/(м²·К)
30°	2500
40°	2700
50°	2950
60°	3200

ISSN 3030-3907

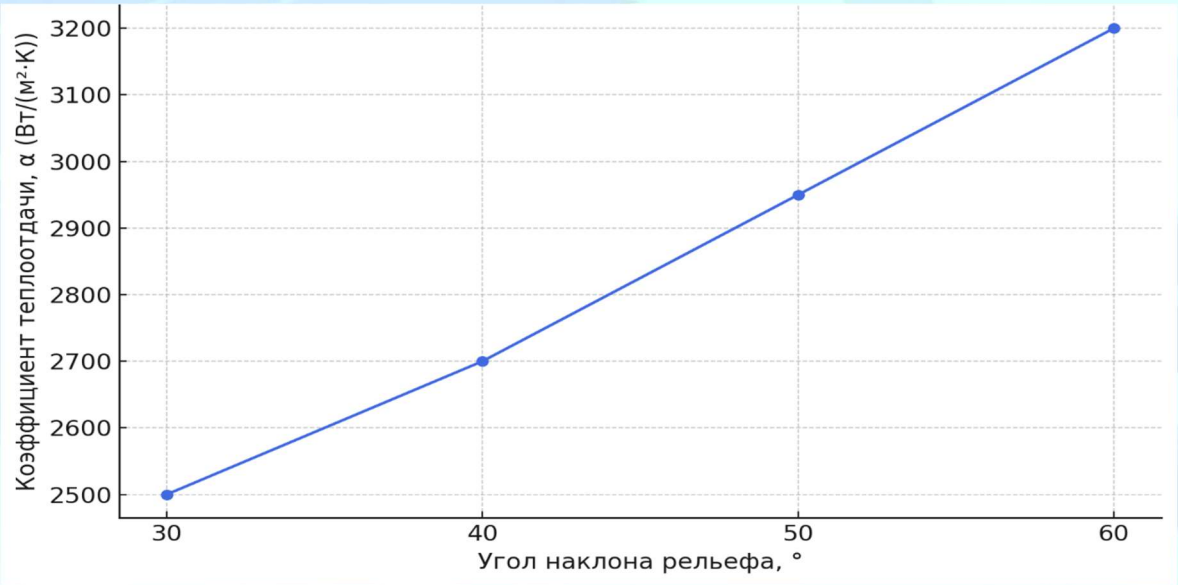


Рисунок-1. Влияние угла наклона рельефа на коэффициент теплоотдачи

Одним из ключевых факторов, влияющих на эффективность теплообмена в пластинчатых теплообменниках, является геометрия поверхности теплообмена. В частности, угол наклона рельефа оказывает значительное влияние на коэффициент теплоотдачи.

Проведённые исследования показали, что увеличение угла наклона рельефа от 30° до 60° приводит к поступательному росту коэффициента теплоотдачи: с 2500 до 3200 Вт/(м²·К). Это связано с усилением турбулентности потока теплоносителя, вызываемой более крутыми выступами рельефа, что способствует улучшению теплообмена между поверхностью и рабочей средой.

На рисунке приведена графическая зависимость, демонстрирующая эту тенденцию: при 30° – α = 2500 Вт/(м²·К); при 40° – α = 2700 Вт/(м²·К); при 50° – α = 2950 Вт/(м²·К); при 60° – α = 3200 Вт/(м²·К).

Таким образом, оптимизация угла наклона рельефа может рассматриваться как эффективный метод повышения теплотехнической производительности теплообменных аппаратов, особенно в условиях ограниченной площади теплообмена.

Кроме того, важную роль играет высота и форма рельефа, а также ширина потока между пластинами. Экспериментально доказано, что увеличение глубины канавки при сохранении угла наклона повышает уровень турбулентности, однако чрезмерное увеличение приводит к росту сопротивления и износу материала.

Для газоконденсатных и аминсодержащих потоков рекомендуется использование каналов с углом 45-60°, выполненных из нержавеющих сталей

ISSN 3030-3907

или титана, с защитными покрытиями от агрессивных компонентов. Для промежуточного охлаждения газа с высокой запылённостью – применяются пластинчатые теплообменники с зигзагообразными каналами и виброустойчивым креплением.

Таблица 2

Сравнение перепада давления для различных геометрий каналов

Тип канала	Перепад давления, кПа
Гладкий	18
Плавный шеврон (30°)	22
Острый шеврон (60°)	28
Зигзагообразный	26

В табл.2 приведены значения перепада давления (в кПа), возникающего при прохождении теплоносителя через каналы различных типов в пластинчатом теплообменнике. Перепад давления зависит от геометрии каналов: чем более выражена турбулизация потока, тем выше сопротивление движению среды.

Гладкий канал обеспечивает наименьшее гидравлическое сопротивление, но при этом и наименьшую турбулизацию потока, а значит – ограниченный теплообмен. Плавный шеврон (30°) создает умеренное сопротивление (22 кПа) и обеспечивает улучшенное перемешивание. Острый шеврон (60°) формирует наиболее выраженную турбулентность, обеспечивая лучший теплообмен, но сопровождается наибольшим перепадом давления — 28 кПа. Зигзагообразный канал занимает промежуточное положение: создаёт значительное сопротивление (26 кПа) за счёт многократных изменений направления потока.

Таким образом, при проектировании теплообменников необходимо находить оптимальный баланс между эффективностью теплоотдачи и допустимыми потерями давления.

Результаты показывают, что использование шевронных и зигзагообразных каналов позволяет значительно повысить теплотехнические характеристики пластинчатых теплообменников. При этом угол наклона 60° обеспечивает максимальный коэффициент теплоотдачи, однако требует усиления насосного оборудования. Снижение загрязняемости каналов также положительно сказывается на межочистных интервалах и сроке службы оборудования. Промышленные кейсы подтверждают эффективность перехода к усовершенствованной геометрии.

Заключение

ISSN 3030-3907

Модификация геометрии каналов пластинчатых теплообменников является эффективным направлением повышения теплотехнической и эксплуатационной эффективности оборудования, особенно в условиях загрязнённых сред, характерных для газоперерабатывающих производств. Внедрение шевронных и зигзагообразных пластин с оптимальным углом наклона позволяет добиться значительного улучшения теплоотдачи и устойчивости к загрязнениям. Дополнительным преимуществом этих конструкций является снижение риска образования застойных зон и отложений. Это особенно важно при наличии твёрдых частиц, смолистых компонентов и коррозионно-агрессивных включений, характерных для среды на газоперерабатывающих установках. Сравнительный анализ показал, что теплообменники с усовершенствованными каналами требуют очистки в 2–3 раза меньше, чем аппараты с традиционной гладкой поверхностью.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Kakac, S., Liu, H. Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design. CRC Press, 2002.
2. Shah, R. K., & Sekulic, D. P. Fundamentals of Heat Exchanger Design. John Wiley & Sons, 2003.
3. Меньшиков В.В. Пластинчатые теплообменники: теория и практика. – М.: Энергия, 2020.
4. Сивецкий В.Л., Селиванов В.Н. Повышение эффективности теплообменного оборудования в нефтегазовой отрасли. — Химическая промышленность, 2019.
5. Гордеев А.Н. Экспериментальное исследование влияния геометрии каналов на теплообмен в ПТ. – Вестник машиностроения, 2021.
6. Petukhov B.S. Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties – Adv. Heat Transfer, 1970.
7. Xurmamatov A.M., Yusupova N.K., Sarsenbayev N.T., Alimov N.P., Polatov I.O. Jeńil uglevodorodlardíń eritilgen neft shlamlarínan ajíralíw nátiyjeleri // “Вестник Каракалпакского государственного университета им. Бердаха”, № 3 (61), 2023. – С. 33-36.
8. Юсупова Н.К., Сарсенбаев Н.Т., Мирзайев Ж.К. Зависимость эффективности конденсации от концентрациитвердой фазы в парогазовой смеси // «Экспериментал тадқиқотлар» журнали, №5, 2024 – С.58-62.
9. Xurmamatov A.M., Berdimbetov S.B., Sarsenbaev N.T., Mirzaev J.Q. Intensification of heat transfer in the condensation process of vapor-gas mixtures

ISSN 3030-3907

using plate heat exchangers // Science and Education in Karakalpakstan. №4/2 (45) Nukus 2024. 198-202p.

ISSN 3030-3907