

ТЕПЛООБМЕН В ТРУБЧАТЫХ АППАРАТАХ С ОРЕБРЕННОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

Ж.Ш. Агзамов¹, Чурикова М.М.²*Ташкентский государственный архитектурно-строительный университет,
Ташкент, ул. Янгишахар, 9А¹**Московский государственный университет нефти и газа имени И.М. Губкина²*

Аннотация. Рассматриваются особенности работы водомасляных холодильников и интенсификация их работы. Представлена конструкция экспериментального кожухотрубчатого гладкотрубного водомасляного холодильника, а также его геометрические характеристики, а также теплообменник типа «труба в трубе» со спирально-проволочным оребрением. Приведен порядок определения средней теплоотдачи для многорядных пучков гладких труб. В результате экспериментально-теоретического метода исследования определяется зависимость интенсивности теплообмена от числа Рейнольдса.

Annotation. Peculiarities of operation of water-oil refrigerators and intensification of their operation are considered. The design of an experimental shell-and-tube smooth-tube water-oil refrigerator and its geometrical characteristics, as well as a tube-in-tube heat exchanger with spiral-wire fins are presented. The procedure for determining the average heat transfer for multi-row bundles of smooth tubes is given. As a result of experimental-theoretical method of research the dependence of heat transfer intensity on Reynolds number is determined.

Annotatsiya. Suv-moy sovutgichlarining ishlash xususiyatlari va ularning ishini kuchaytirish ko'rib chiqiladi. Eksperimental qobiq-quvurli silliq quvurli suv-moy sovutgichining konstruksiyasi, shuningdek uning geometrik xususiyatlari, shuningdek spiral simli qovurg'ali "quvur ichidagi quvur" tipidagi issiqlik almashinuv apparati taqdim etilgan. Silliq quvurlarning ko'p qatorli to'plamlari uchun o'rtacha issiqlik uzatilishini aniqlash tartibi berilgan. Eksperimental-nazariy tadqiqot usuli natijasida issiqlik almashinuv intensivligining Reynolds soniga bog'liqligi aniqlanadi.

Key words: heat exchangers, oil coolers, shell-and-tube oil cooler, tube-in-tube heat exchanger, spiral-wire finning, Reynolds and Nusselt numbers.

Ключевые слова: теплообменные аппараты, масляные холодильники, кожухотрубчатый маслоохладитель, теплообменник типа «труба в трубе», спирально-проволочное оребрение, числа Рейнольдса и Нуссельта.

Kalit so'zlar: issiqlik almashinuv apparatlari, yog' sovutgichlari, qobiq quvurli yog' sovutgichi, quvur ichidagi quvur tipidagi issiqlik almashinuv apparati, spiral simli qovurg'a, Reynolds va Nusselt raqamlari.

Введение. В настоящее время кожухотрубные теплообменники гладких труб для небольших мощностей (до 10 кВт) и трубчатые теплообменники мощностью до 200 кВт используются в качестве маслоохладителей в турбодетандере [1,2]. В связи с растущим спросом на турбодетандеры и другие технологические установки вопрос совершенствования конструкции маслоохладителей стоит очень остро. Эффективным способом снижения массогабаритных характеристик теплообменников в различных отраслях промышленности является интенсификация теплообмена. Необходимость интенсификации часто возникает, когда увеличение расхода в пределах допустимых на практике потерь гидравлического давления не обеспечивает требуемые габаритные размеры теплообменников или заданная температура стенок

Как показывают исследования, для теплообменников-охладителей вязких сред, предпочтительными являются формы интенсификаторов пассивного типа, обладающих винтовой симметрией, поскольку такие интенсификаторы позволяют гидродинамически стабилизировать поток теплоносителя в теплообменнике, достичь лучших показателей теплогидродинамической эффективности, а также существенно снизить интенсивность загрязняющих отложений на поверхности теплообмена [3-8].

Применение значительного количества масла для гидростатических подшипников привело к увеличению массы, габаритов и металлоемкости маслоохладителей.

Потребность в интенсификации появляется часто тогда, когда увеличение скорости потока в пределах допустимых на практике гидравлических потерь давления, не обеспечивает получение необходимых габаритных размеров теплообменных аппаратов или заданной температуры стенок. Поэтому нужны методы интенсификации теплоотдачи, которые обеспечат уменьшение габаритных размеров при неизменных суммарных потерях давления на прокачку теплоносителей через теплообменный аппарат.

Главной особенностью водомасляных холодильников является резкое отличие физических свойств масла и воды, причем в первую очередь вязкости.

Вследствие высокой вязкости масла для большинства аппаратов устанавливается в масляной полости (каналах) ламинарный режим течения со сравнительно низкими значениями коэффициента теплоотдачи. Одновременно в водяных каналах, наоборот, могут быть получены высокие значения коэффициентов теплоотдачи [1].

При создании высокоэффективных масляных холодильников возникает задача интенсификации теплообмена в масляной полости. Одним из основных факторов определяющих выбор типа водомасляного холодильника является его чувствительность к загрязнению

Следует отметить, что средства борьбы с загрязнением в масляной полости связаны с установкой фильтров тонкой очистки, в то время как проблема очистки воды гораздо сложнее и требует дорогостоящего оборудования. На предприятиях, связанных с системой оборотной воды предусматривается специальная водоподготовка, которая включает в себя фильтрацию от механических примесей, подкисление или декарбонизацию от солевых отложений, хлорирований, от биологических обрастаний [2].

Все эти трудности определяют необходимость поиска новых схем охлаждения. За последние годы проводятся работы по созданию аппаратов с воздушным охлаждением. Замена водяного охлаждения дает возможность не только сократить потребление воды оборотного и прямого водоснабжения, но также снизить эксплуатационные затраты.

Авторами работы проведено экспериментальное исследование работы маслоохладителя для двух случаев:

- при движении масла в трубном пространстве;
- при движении масла в межтрубном пространстве.

Экспериментальный гладкотрубный кожухотрубчатый маслоохладитель (рис.1) имеет следующие габариты: диаметр корпуса $D = 140$ мм, длина $L = 700$ мм, аппарат содержит 86 медных гладких труб $\varnothing = 8 \times 1$ мм, каждая длиной 590 мм. Расположение труб шахматное, поперечный и профильный шаг пучка равны между собой $S_1 = S_2 = 10,5$ мм. Трубки по концам развальцованы и припаяны к трубным доскам. Теплообменник по трубному пространству двухходовой, число труб в одном ходе $N = 43$ шт.

В межтрубном пространстве для создания поперечного обтекания труб жидкостью установлены сегментные перегородки, расстояние между ними 30 мм, общее количество-15 шт.

Геометрические характеристики представлены в таблице 1.

Таблица 1

Геометрические характеристики экспериментального гладкотрубного кожухотрубного
холодильника

Внутренний диаметр, мм	Длина труб, мм	Диаметр трубки, мм	Шаг пучка, мм	Число труб в одном ходе	Расстояние между перегородками, мм	Длина хорды перегородор.	Площадь сечения внутри труб, м ²	Площадь сечения межтрубного пространства, м ²
1	2	3	4	5	6	7	8	9
D_B	L	d	t	N	h	a	$S_{тр}$	$S_{мжт}$
125	590	8x1	10,5	43	30	100	0,00122	0,00063

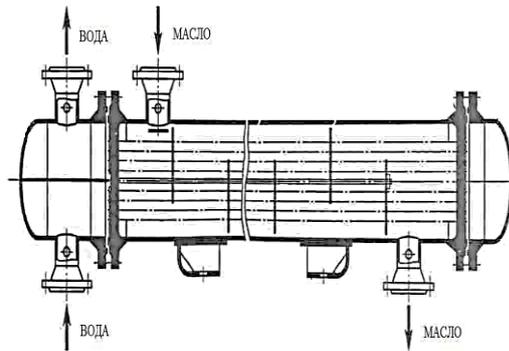


Рис.1. Экспериментальный кожухотрубчатый гладкотрубный водомасляный холодильник

Главной особенностью водомасляных холодильников является отличие вязкости масла от вязкости воды. Даже одно из самых жидких масел – трансформаторное масло имеет коэффициент кинематической вязкости при $t = 20^{\circ}\text{C}$, $\nu = 20 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{сек}}$ и соответственно критерий Прандтля равный 300, в то время как у воды $\nu = 1 \frac{\text{м}^2}{\text{сек}}$ и $\text{Pr} = 7 [3]$.

У других масел значения кинематической вязкости ν и критерия Прандтля Pr могут быть еще выше.

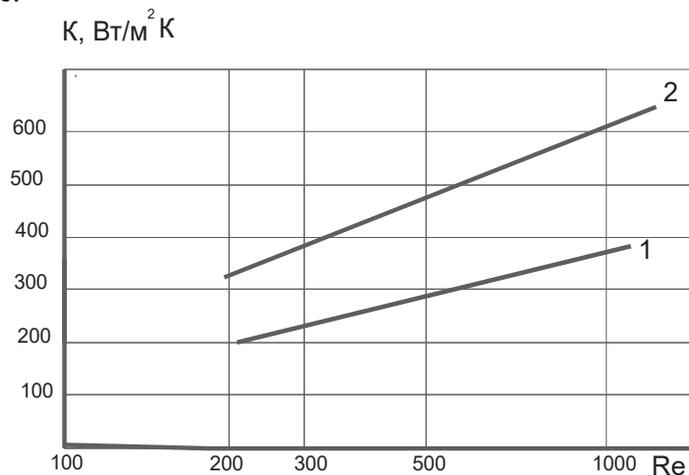


Рис.2. Результаты экспериментального исследования зависимости коэффициента теплопередачи в кожухотрубном холодильнике при течении масла в трубах (кривая-1) и в межтрубном пространстве (кривая-2)

На рис.2 представлены результаты экспериментального исследования, при этом видно, что в случае направления охлаждаемой среды в межтрубное пространство в интервале изменения чисел Рейнольдса масла $Re = 200 - 1200$, коэффициент теплопередачи K в среднем в 1.5 – 1.6 раза выше.

В теплообменных аппаратах используются также поперечно обтекаемые пучки гладких труб с шахматным и коридорным расположением. Средняя теплоотдача для многорядных пучков гладких труб ($Z > 10$) определяется по формуле [4]:

$$Nu_f = C Re_f^n Pr_f^{0.33} (Pr_f / Pr_w)^{0.25}, \quad (1)$$

$$а) \text{ для коридорных пучков, при } Re_f = 10^2; \quad (2)$$

коэффициенты $c = 0,56$ и $n = 0,5$.

$$\text{при } Re_f = 10^3 \dots 2 * 10^5; \quad (3)$$

$$c = 0,2; n = 0,65 \text{ для } \frac{S_2}{D_H} \geq 2$$

$$\text{и } C=0,2 \left[1 + \left(2 \frac{S_1}{D_H} - 3 \right) \left(1 - \frac{S_2}{D_H} \right)^3 \right]^{-2}; n=0,65 \text{ при } S_2/D_H < 2,$$

причем для $S_2/D_H \leq 1,5$ принимается $C=0,2$; при $S_2/D_H > 3$, $S_1/D_H = 3$.

При $Re_f > 2 * 10^5$; коэффициенты $C=0,02$; $n = 0,84$.

б) Для шахматных пучков

$$\text{при } Re_f = 10^2 \dots 10^3; C=0,64; n = 0,5$$

$$\text{при } Re_f = 10^3 \dots 2 * 10^5; \text{ и}$$

$$\varphi = \frac{\left(\frac{S_1}{D_H} - 1 \right)}{\left(\frac{S_2}{D_H} - 1 \right)} = 0.1 \dots 0.6 \text{ (где диагональный шаг (см. рис. 3.а))}$$

$$S_2' = \sqrt{\frac{S_1^2}{4} + S_2^2} \text{ коэффициенты } C = 0,23+0,06; n = 0,6;$$

$$\text{при } Re_f > 2 * 10^5 \text{ коэффициенты } C = 0,023; n = 0,84.$$

За определяющий размер принят наружный диаметр труб D_H , за расчетную скорость потока – средняя скорость в узком поперечном сечении пучка, за определяющую температуру – средняя температура потока T_f , а число Прандтля Pr_w определяется по средней температуре стенки. Для газов $\left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right) = 1$

При числе рядов $Z < 10$ и $Re_f = 10^3 \dots 10^5$ число Нуссельта определяется по формуле

$$Nu = Nu_{z>10} C_z$$

где $Nu_{z>10}$ определяется по формуле, а поправочный коэффициент c_z - по кривым из рис. 4, где 1 относится к коридорным, а 2 - шахматным пучкам.

При обтекании пучков под углом $\varphi < 90^\circ$ к осям труб теплоотдача снижается, что учитывается поправкой ε_φ , которая для $\varphi = 90, 80, 70, 60, 50, 40, 30, 20, 10^\circ$ равна соответственно $\varepsilon_\varphi = 1; 0,98; 0,94; 0,83; 0,78; 0,67; 0,52; 0,42$.

Если температура теплоносителей вдоль поверхности теплообмена изменяется незначительно по сравнению с температурным напором то температурный напор можно определить как среднеарифметический между ΔT_B и ΔT_M , т.е.

$$\overline{\Delta T} = \frac{1}{2} (\Delta T_B + \Delta T_M), \text{ Формулу используют, если } \frac{\Delta T_B}{\Delta T_M} < 2.$$

На рис. 3 показаны результаты экспериментального исследования интенсификации процесса охлаждения турбинного масла в теплообменнике типа «труба в трубе» со спирально-проволочным оребрением.

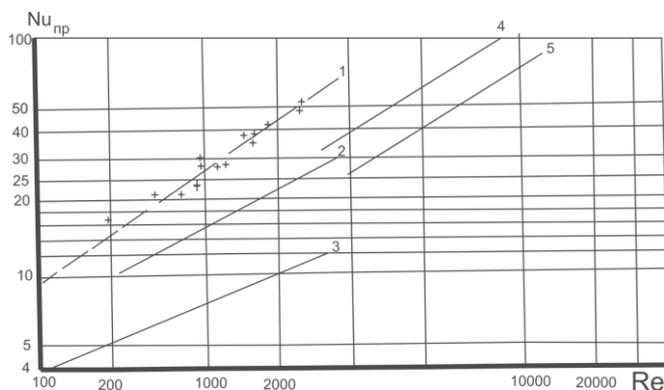


Рис.3. Зависимость $Nu = f(Re)$ для масляного холодильника со спирально – проволочным оребрением.

Кривая 1 соответствует опытным данным, полученным при исследовании процесса охлаждения масла в модели холодильника со спирально–проволочным оребрением, состоящего из внутренней медной трубы $\varnothing 18 \times 2$ мм и наружной нержавеющей трубы $\varnothing 45 \times 2$ мм [5-7]. В межтрубном пространстве–движется масло, внутри трубы $\varnothing 18 \times 2$ мм–охлаждающая вода. Для масляных холодильников конструкции ЦКТИ соответствует кривая 2 [7], число Нуссельта при этом рассчитывалось по формуле:

$$Nu = 0.635 * Re^{0.4} * Pr^{0.3}$$

Для судовых охладителей масла соответствует кривая 3 [8,10], кривые 4 и 5 рассчитывались по формуле [7, 9]:

$$Nu = 0.27 * Re^{0.54} * Pr^{0.4}$$

Заключение.

Вследствие высокой вязкости масла для большинства аппаратов устанавливается в масляных каналах ламинарный режим течения со сравнительно низкими

коэффициентами теплоотдачи. В то время, как в водяных каналах, наоборот, могут быть получены очень высокие значения коэффициентов теплоотдачи.

1. Результаты экспериментального исследования показывает, что в случае направления охлаждаемой среды в межтрубное пространство, в интервале изменения чисел Рейнольдса масла $Re = 200 - 1200$, коэффициент теплопередачи K в среднем в 1.5 – 1.6 раза выше, чем при движении охлаждаемой среды в трубном пространстве.
2. Применение спирально-проволочного оребрения, состоящего из внутренней медной трубы $\varnothing 18 \times 2$ мм и наружной нержавеющей трубы $\varnothing 45 \times 2$ позволяет интенсифицировать процесс охлаждения вязкой жидкостей в 1,2-1,4 раза по сравнению с гладкотрубными маслоохладителями.

Литература

1. Тепловые и гидравлические испытания маслоохладителя М-240. / Пермяков В.А., Белоусов М.П., Даниленкова Н.И. и др. – Тр. ЦКТИ, 1969г, вып. 94, с. 146 – 156.
2. Расчет и проектирование теплообменников вязкой жидкости с поверхностью из продольно-оребранных труб, РТМ 108.030.115-77/ -М.: НПО ЦКТИ, 1977г., - 36 с.
3. Дрейцер Г.А. Расчет конвективного теплообмена в трубе с периодическими выступами. // Труды МАИ / МАИ.М., 2003
4. Dreitzer G.A. High – effective tubular heat exchangers // Aerospace Heat Exchanger Technology 1993/ Ed. By R.K. Shah and Hashemi. Amsterdam: Elsevier, 1993. P. 581-610.
5. Дрейцер Г.А., Закиров С.Г., Агзамов Ш.К. Интенсификация теплообмена при конденсации пара на наружной поверхности вертикальных труб // Инженерно-физический журнал, 1984, Т.47, №2, с. 184-189.
6. Каськов С. И., Попов И. А., Щелчков А. В. Исследование теплогидравлической эффективности каналов с кольцевой накаткой и со сферическими выступами при ламинарном, переходном и турбулентном режимах течения. Инженерный журнал: наука и инновации, 2013, вып. 5.
7. Мигай В. К. Повышение эффективности современных теплообменников. Ленинград, Энергия, 1980.
8. Евенко В.И., Соченов В.М. Методика оценки эффективности теплообменных аппаратов и поверхностей теплообмена. - Известия ВУЗов. Серия энергетика, 1967, №4, с. 71-74.
9. Kalinin E.K., Dreitzer G.A., Zakirov S.G., Agzamov Sh.K., Vahabov A.A., Levin E.A. Improvement of heat transfer in tubular heat exchangers by the use of grooved tubes. «Heat Transfer – Soviet Research», 1981, V.13, №4, p.30-40.
10. Пермяков В. А., Левин Е.С., Дивова Г.И. Теплообменники вязких жидкостей, применяемые на электростанциях, Л., Энергоатомиздат, 1983г. -176 с.

UDK 624.014

QURILISH-MONTAJ ISHLARIDAGA NUQSONLARNI RUXSAT ETILADIGAN CHETLASHISHLAR BO‘YICHA BAHOLASH

dost. Shukurova K.Q., Saydullayeva D.Q., mag. Shukurova M.
(Toshkent arxitektura-qurilish universiteti)

Аннотация. Ushbu maqolada bino va inshootlarning haqiqiy texnik holatini va aniqlangan nuqson va shikastlarni ruxsat etilgan chetlashishlarini aniqlash bo'yicha baholash metodlar hamda tekshiruv va sinovlar ketma-ketliga keltirilgan.

Аннотация. В данной статье представлен комплекс испытаний и методов определения фактического технического состояния зданий и сооружений и допустимых отклонений выявленных дефектов и повреждений.