



АНАЛИЗ ПРОЦЕССОВ ГИДРОДИНАМИКИ В СУДОВЫХ ОХЛАДИТЕЛЯХ МАСЛА И ВОДЫ

А.Р. Аблаев, канд. техн. наук, доц.
ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный
университет»

В статье представлен анализ существующих зависимостей, описывающих процессы гидродинамики в судовых охладителях, на основе которого предложены зависимости по расчету гидравлических сопротивлений, учитывающие особенности конструкции судовых кожухотрубчатых охладителей.

гидродинамический расчет, судовой охладитель, трубная полость, межтрубная полость

ВВЕДЕНИЕ

Гидравлический расчет теплообменных аппаратов является неотъемлемой частью их проектирования, так как на его основе определяется гидравлическое сопротивление проточных частей аппаратов. Как известно, перепад давления рабочих жидкостей по обеим полостям является важным параметром теплообменного аппарата.

В трубной полости расчет гидравлических сопротивлений производится по формулам, широко известным из литературы, либо по эмпирическим (полуэмпирическим) зависимостям, рекомендованным в отраслевых нормативных документах. Схема трубной и межтрубной полостей судового теплообменного аппарата (СТА) представлена на рисунке.

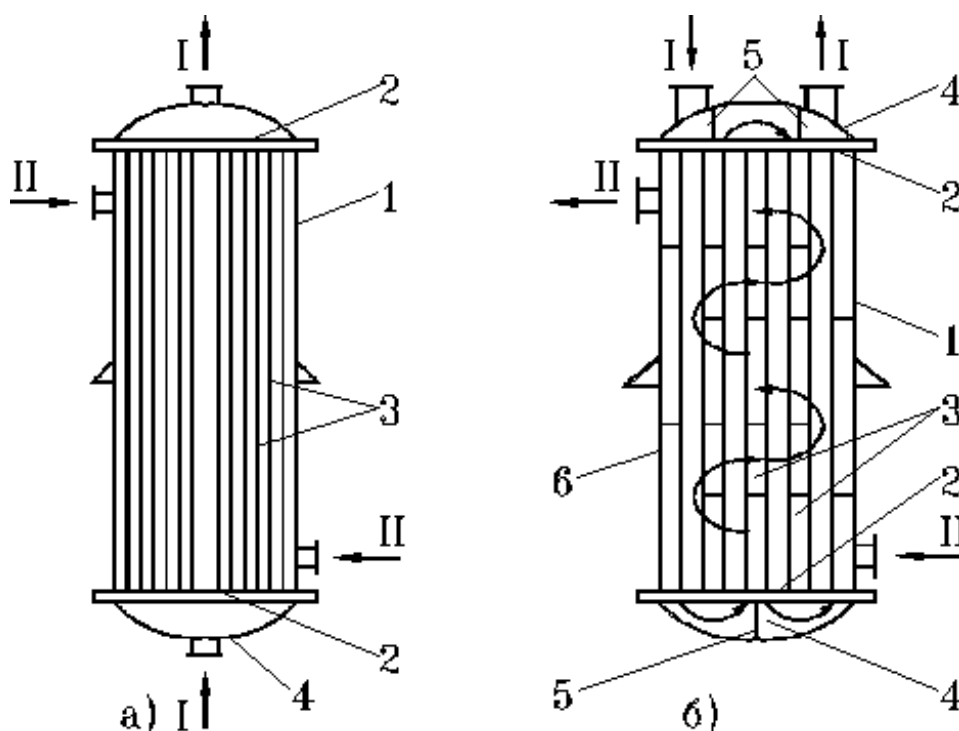


Рисунок – Кожухотрубчатые одноходовой а) и многоходовой б) теплообменники:
1 - корпус (обечайка); 2 - трубные решетки; 3 - трубы; 4 - крышки;
5 - перегородки в крышках; 6 - перегородки в межтрубном пространстве

Целью настоящей статьи является анализ методов гидродинамического расчета судовых охладителей масла и воды для подготовки методического обеспечения компьютерно-интегрированной системы проектирования указанных объектов.

МЕТОДЫ И МАТЕРИАЛЫ

Рассмотрим основные расчетные уравнения. Общая потеря напора равна:

$$\Delta P = \Delta P_{тр} + \Delta P_{мес}, \quad (1)$$

где $\Delta P_{тр}$ – сопротивление трения;
 $\Delta P_{мес}$ – местное сопротивление.

Потери давления на преодоление сил трения в случае безотрывного течения в трубах определяются по общеизвестной формуле:

$$\Delta P_{тр} = \left(\lambda_{тр} \frac{l}{d_g} + \xi' \right) \frac{\rho w^2}{2}, \quad (2)$$

где ξ' – учитывает влияние гидродинамического начального участка.

При наличии успокоительного участка перед входом в трубу $\xi' = 0$. Для труб судовых охладителей $\xi' = 0,8$.

Коэффициент сопротивления трения $\lambda_{тр}$ зависит от многих факторов: режима движения, теплофизических свойств теплоносителя, состояния поверхности, направления теплового потока и др.

Существует большое количество расчетных формул для определения $\lambda_{тр}$. Рассмотрим те, которые нашли широкое применение в расчетной практике.

Практически трубы могут быть как гладкими, так и шероховатыми. При этом шероховатость может быть равномерной (равномерно-зернистой) и неравномерной. Оба вида шероховатости различают по форме бугорков, их размерам и т.д.

В случае шероховатости поверхности стенок трубы коэффициент сопротивления, как показал опыт, зависит не только от числа Re , но и от относительной шероховатости:

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{d_3}, \quad (3)$$

где Δ – средняя высота бугорков на поверхности;
 d_3 – гидравлический диаметр.

В критической области стабилизированного течения ($Re = 2000 \div 4000$) коэффициент сопротивления для труб с гидравлически (технически) гладкими стенками можно определить по формуле:

$$\lambda_{тр} = 0,0173 + 7,3 \cdot 10^{-6} \cdot Re. \quad (4)$$

Формула (1) аппроксимирована из графика (б) диаграммы 2.1 из [1].

В области чисто турбулентного стабилизированного течения ($Re > 4000$) коэффициент $\lambda_{тр}$ для труб с гидравлически (технически) гладкими стенками вычисляют по формуле:

$$\lambda_{mp} = \frac{1}{(1,82 \lg \text{Re} - 1,64)^2}. \quad (5)$$

Коэффициент λ_{mp} для труб с равномерно-зернистой шероховатостью при стабилизированном течении в переходной области, т.е. в пределах:

$$\frac{26,9}{\bar{\Delta}^{1,143}} \leq \text{Re} \leq \frac{217 - 382 \lg \bar{\Delta}}{\bar{\Delta}} \quad (6)$$

находят по формуле Прандтля-Никурадзе [1].

Коэффициент сопротивления трения всех технических труб при стабилизированном течении на режиме $\text{Re} > 4000$ определяется по формуле Кольбука-Уайта:

$$\lambda_{mp} = \frac{1}{\left[2 \lg \left(\frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{\lambda}} + \frac{\bar{\Delta}}{3,7} \right) \right]^2}. \quad (7)$$

Для инженерных расчетов по приближенной формуле Альтшуля:

$$\lambda_{mp} = 0,11 \left(\bar{\Delta} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}. \quad (8)$$

Коэффициент λ_{mp} для стабилизированного течения в трубах с любым видом шероховатости в квадратичной области, т. е. при $\text{Re} > \frac{500}{\bar{\Delta}}$, находят по формуле Прандтля-Никурадзе:

$$\lambda_{mp} = \frac{1}{\left(2 \lg \cdot \frac{3,7}{\bar{\Delta}} \right)^2}. \quad (9)$$

Расчет гидравлического сопротивления межтрубной полости

Общее гидравлическое сопротивление межтрубной полости в кожухотрубчатом аппарате с сегментными перегородками определяется по формуле:

$$\Delta P_{\text{общ}} = \xi_1 \frac{\rho \cdot W_n^2}{2} y + \xi_2 \frac{\rho \cdot W_{nep}^2}{2} n + \xi_3 \frac{\rho \cdot W_{nam}^2}{2}, \quad (10)$$

где ξ_1 – коэффициент сопротивления пучков труб;

ξ_2 – коэффициент сопротивления при огибании поперечных перегородок, $\xi_2 = 1,5$ [2, 3, 4];

ξ_3 – коэффициент сопротивления патрубков входа и выхода, $\xi_3 = 2,2$ по [1];

W_n, W_{nep}, W_{nam} – скорость в пучке, над перегородкой, в патрубках соответственно, м/с;

y, n – число поперечно обтекаемых труб, число перегородок соответственно.

Основной трудностью при расчете гидравлического сопротивления является определение ξ_1 . Значение коэффициентов сопротивления пучков труб зависит от количества рядов и распределения труб, а также от числа Рейнольдса.

В [1] представлены формулы для расчета коэффициента сопротивления гладкотрубного шахматного пучка при $3 \cdot 10^3 < Re_{cp} < 10^5$.

Гидравлическое сопротивление в межтрубной полости по методу Белла [5] определяется выражением:

$$P_n^{ud} = 2\Delta P_\kappa + (N_\varepsilon - 1)\Delta P_n + N_\varepsilon \cdot \Delta P_e. \quad (11)$$

В то же время перепад давления в концевых элементах равен сумме потерь давления, вызванных сопротивлением тех рядов труб пучка, которые находятся между срезами двух соседних перегородок, и потерь давления, вызванных сопротивлением тех рядов труб, которые проходят в площади выреза перегородок:

$$\Delta P_\kappa = \Delta P_n + \Delta P_n. \quad (12)$$

Можно предположить, что сопротивление пучка при поперечном обтекании пропорционально числу рядов труб, тогда:

$$\frac{\Delta P_n}{\Delta P_n} = \frac{y_n}{y_c}. \quad (13)$$

С учетом формулы (2), формула (3) принимает вид:

$$\Delta P_\kappa = \Delta P_n \left(1 + \frac{y_c}{y_n} \right). \quad (14)$$

Объединяя (2) и (4), имеем:

$$\Delta P_n^{ud} = 2\Delta P_n \left(1 + \frac{y_c}{y_n} \right) + (N_\varepsilon - 1)\Delta P_n + N_\varepsilon \Delta P_e. \quad (5)$$

Потери давления при поперечном обтекании пучка определяются по формуле:

$$\Delta P_n = \frac{2\xi \cdot \varepsilon_{\Delta p} \cdot w^2 \cdot y_n}{\rho \cdot g} \left(\frac{\mu_*}{\mu_{cm}} \right)^{-0,14}. \quad (6)$$

В формулу (6) входит поправочный коэффициент $\varepsilon_{\Delta p}$, учитывающий влияние байпасного зазора:

$$\varepsilon_{\Delta p} = \frac{\Delta P_n}{\Delta P'_n} = \exp(-m), \quad (17)$$

$$m = i \cdot a \left[1 - 3 \sqrt{\frac{2N_\varepsilon}{N_n}} \right]. \quad (18)$$

При $Re < 100$ $a = 4,5$; $Re > 100$ $a = 3,8$.

Величина i представляет собой долю площади байпасного зазора в общей площади узкого сечения:

$$i = \frac{f_{\sigma}}{f_n}. \quad (19)$$

Третий множитель в (7) учитывает влияние герметизирующих полос на перепад давления. Данные полосы устанавливаются в межтрубной зоне аппаратов с целью устранения протечек теплоносителя через байпасный зазор.

В [6] было проведено исследование влияния протечек через зазоры отверстия перегородки – трубы и корпус – перегородка. Показано, что протечки через зазор корпус – перегородка оказывают большее влияние на потери давления, чем протечки через зазор отверстия перегородки – трубы.

В работе [7] приводится значение числа Эйлера для судовых охладителей масла с трубами $d_n = 10$ мм с поперечным шагом 13,5 мм (разбивка теплообменных труб по равнобедренному треугольнику):

$$Eu = 17,5 Re^{-0,535}. \quad (20)$$

Относительная средняя погрешность выражения (8) составляет $\pm 15\%$ и она применима только для охладителей масла с трубами 10 мм, т.е. имеет узкий диапазон приложения.

ОБСУЖДЕНИЕ

Жизненный цикл судовых теплообменных аппаратов, начиная с формирования технического задания на проектирование и заканчивая утилизацией, должен учитывать множество критериев. Основными являются: обеспечение требуемого теплосъема, массогабаритные характеристики и энергетические затраты на прокачку теплоносителей.

В связи с этим, процесс проектирования судовых охладителей включает в себя разработку методологии, по которой выполняются тепловой и гидродинамические расчеты. Поэтому конструкторские бюро, занимающиеся их созданием, первоначально проводят анализ имеющейся информации при выборе методик или зависимостей, позволяющих уменьшить погрешности расчета. Большинство рекомендованных зависимостей для определения гидравлических сопротивлений получено расчетно-эмпирическим методом в лабораторных условиях на одиночных элементах, в лучшем случае – на масштабных моделях. Применение этих зависимостей при проектировании реальных аппаратов может приводить к большим погрешностям, чем нарушается сопоставимость результатов расчета при выборе оптимального варианта.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Общие методические указания по расчету гидравлического сопротивления межтрубной полости приведены в [1, 3-4, 8-10] и др. Как видно из анализа, недостатки исходных формул для гидравлического расчета аналогичны перечисленным недостаткам для теплового расчета:

- не учитывается влияние различных протечек теплоносителя через зазоры в межтрубной зоне, имеющие место в реальных аппаратах;
- выбранные математические модели расчета имеют большую погрешность;
- не строго учитываются потери давления при входе потока в камеру и выходе из неё, при поворотах потока;

- используемые коэффициенты сопротивления принимаются постоянными, что не отражает реальные геометрические формы и размеры элементов аппарата.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Идельчик, И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик. – Москва: Машиностроение, 1992. – 672 с.
2. Андреев, В. А. Теплообменные аппараты для вязких жидкостей / В. А. Андреев. – Москва – Ленинград: Госэнергоиздат, 1971. – 174 с.
3. Копачинский, П. А. Судовые охладители и подогреватели жидкостей / П. А. Копачинский, В. П. Тараскин. – Ленинград: Судостроение, 1968. – 244 с.
4. Цыганков, А. С. Расчеты судовых теплообменных аппаратов / А. С. Цыганков. – Ленинград, 1956. – 264 с.
5. Bell, K. J. Final Report of the Cooperative Research Program on Shell-and-Tube Heat Exchangers / K. J. Bell // University of Delaware Eng. Exp. Sta. Bull. 5, 1963.
6. Bell, K. J. Petrochem / K. J. Bell // Eng. October, 1960. – P. 166-175.
7. Макаров, В. В. Теплогидродинамический расчет кожухотрубчатых теплообменников с распределенными параметрами / В. В. Макаров // Математическое моделирование и системный анализ теплообменного оборудования. – Киев: Наукова думка, 1978. – С. 94-98.
8. Баев, С. Ф. Судовые компактные теплообменные аппараты / С. Ф. Баев. – Ленинград: Судостроение, 1965. – 240 с.
9. Гремилов, Д. И. Исследование теплоотдачи методом теплообменника / Д. И. Гремилов. – Минск, 1963. – 11 с.
10. Казакевич, В. П. Исследование теплоотдачи пучков труб при разных углах атаки газового потока / В. П. Казакевич // Теплоэнергетика, 1954, № 8. – С. 42-44.

ANALYSIS OF HYDRODYNAMIC PROCESSES IN SHIP COOLERS OF OIL AND WATER

A. R. Ablaev, Ph.D., Associate Professor
Sevastopol State University

The article presents an analysis of the existing dependencies describing the processes of hydrodynamics in ship coolers. Based on the analysis, the proposed dependencies on the calculation of hydraulic resistance, taking into account the design features of the ship's shell-and-tube chillers.

hydrodynamic calculation, ship cooler, pipe cavity, annular cavity