

РАСЧЕТ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Шербутаев Ж.А.

к.т.н. кафедры ТМ Алмалыкского филиала ТГТУ им. И. Каримова

Хасанов Б.Б.

ст. преп. кафедры ТМ Алмалыкского филиала ТГТУ им. И. Каримова

1. Задание на проектирование

Запроектировать разборный пластинчатый теплообменник для подогрева минерального масла МК конденсирующимся водяным паром при следующих условиях:

- 1) давление на стороне масла $P_M = 0,6$ МПа;
- 2) температура масла на входе $t'_M = 30$ °С;
- 3) температура масла на выходе $t''_M = 90$ °С;
- 4) располагаемый расход пара $D = 1,39$ кг/с;
- 5) температура греющего пара $t_{II} = 143$ °С;
- 6) температура конденсации $t_H = 133$ °С;
- 7) давление пара в конденсаторе $P_K = 0,3$ МПа;
- 8) располагаемый напор на стороне масла $\Delta P = 100$ кПа.

2. Тепловой расчет подогревателя

При заданной температуре пара $t_{II} = 143$ °С и давлении пара в конденсаторе $P_K = 0,3$ МПа по $I-S$ диаграмме определяют состояние пара. Если он перегрет, то имеется две зоны теплообмена:

- 1) охлаждение пара от $t_{II} = 143$ °С до $t_H = 133$ °С;
- 2) конденсация насыщенного пара на пластинах.

Параметры теплоносителей находят по табл. 1 и 7 (прил. 2) при средних температурах масла $t_{M,CP}$ и пара $t_{II,CP}$, °С

$$t_{M,CP} = 0.5(t'_M + t''_M);$$
$$t_{M,CP} = 0.5(30 + 90) = 60 \text{ °С}$$

где $t'_M = 30$ °С — температура масла на входе в подогреватель;

$t''_M = 90$ °С — температура масла на выходе из подогревателя.

$$t_{II,CP} = 0.5(t_{II} + t_H);$$
$$t_{II,CP} = 0.5(143 + 133) = 138 \text{ °С}$$

где $t_{II} = 143$ °С — температура перегретого пара, °С;

$t_H = 133$ °С — температура насыщенного пара, °С, определяют по табл. 1 (прил. 2).³⁵

Для дальнейшего расчета выписывают физические характеристики теплоносителей при средних температурах (табл. 1)

Физические характеристики теплоносителей

Физические величины	Для пара при $t_{п.ср} = 138 \text{ }^\circ\text{C}$	Для конденсата при $t_{к} = 133 \text{ }^\circ\text{C}$	Для масла при $t_{м.ср} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$
Плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$	$\rho_{п} = 1,59$	$\rho_{к} = 932$	$\rho_{м} = 871,5$
Теплоемкость, $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$	$c_{п} = 2,09$	$c_{к} = 4,19$	$c_{м} = 1,897$
Теплопроводность, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$	$\lambda_{п} = 0,02791$	$\lambda_{к} = 0,685$	$\lambda_{м} = 0,1389$
Кинематическая вязкость, $\text{м}^2/\text{с}$	$\nu_{п} = 6,89 \cdot 10^{-6}$	$\nu_{к} = 0,228 \cdot 10^{-6}$	$\nu_{м} = 110,6 \cdot 10^{-6}$
Критерий Прандтля для среды	$Pr_{п} = 1,12$	$Pr_{к} = 1,33$	$Pr_{м} = 1320$
Теплота парообразования, $\text{кДж}/\text{кг}$	$r = 2160$	—	—

Количество теплоты, передаваемой в единицу времени

$$Q = D_{п} c_{п} (t_{п} - t_{п}') + D_{п} r =$$

$$= 1,39 \cdot 2,09 (143 - 133) + 1,39 \cdot 2160 = 3031,45 \text{ кВт.}$$

Расход нагреваемого масла заданным количеством пара составит

$$G_{м} = \frac{Q}{c_{м} (t_{м}'' - t_{м}') } = \frac{3031,45}{1,897(90 - 30)} = 26,6 \text{ кг/с.}$$

Объемный расход масла

$$V = \frac{G_{м}}{\rho_{м}} = \frac{26,6}{871,5} = 0,0305 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Средний логарифмический температурный напор между теплоносителями рассчитывают по формуле

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_{б} - \Delta t_{м}}{\ln \frac{\Delta t_{б}}{\Delta t_{м}}},$$

где $\Delta t_{б}$ — наибольший температурный напор между теплоносителями, $^\circ\text{C}$;

наименьший температурный напор между теплоносителями, $^\circ\text{C}$.

$\Delta t_{м}$ —

Схема потоков в аппарате

$$143 \text{ }^\circ\text{C} \longrightarrow 133 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$30 \text{ }^\circ\text{C} \longleftarrow 90 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температурные напоры

$$\Delta t_{б} = 143 - 30 = 113 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_{м} = 133 - 90 = 43 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Средний логарифмический температурный напор

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{113 - 43}{\ln \frac{113}{43}} = 72,45 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Расчет поверхности теплообмена ведем методом последовательных приближений.

Первое приближение. Для определения ориентировочной площади поверхности теплообмена аппарата задаются значением коэффициента теплопередачи для двух теплоносителей — конденсирующийся пар, масло — $k_{\text{оп}} = 300 \dots 500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ (прил. 2, табл. 8).
Принимаем $k_{\text{оп}} = 445 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

Ориентировочная поверхность теплообмена

$$F_{\text{оп}} = \frac{Q}{k_{\text{оп}} \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{3\,031\,450}{445 \cdot 72,45} = 94 \text{ м}^2.$$

По табл.

9 (прил. 2) принимаем пластинчатый теплообменник с разборными сдвоенными пластинами (прил. 2, табл. 10), с площадью теплообмена $F_{\text{оп}} = 100 \text{ м}^2$.

Аппарат проектируем на базе пластин APV ПР-0,5Е (прил. 2, табл. 11) со следующими характеристиками [5]

площадь поверхности теплообмена — $0,5 \text{ м}^2$;
эквивалентный диаметр — $0,008 \text{ м}$;
площадь поперечного сечения канала — $0,0018 \text{ м}^2$;
приведенная длина канала — $1,15 \text{ м}$;
шаг гофр — $0,018 \text{ м}$;
высота гофр — $0,004 \text{ м}$;
ширина канала — $0,45 \text{ м}$;
средний зазор в канале для прохода среды — $0,004 \text{ м}$;
габаритные размеры пластины:
длина — $1,38 \text{ м}$, ширина — $0,5 \text{ м}$, толщина — 1 мм ;
масса одной пластины — $5,4 \text{ кг}$;
диаметр присоединяемых штуцеров — 150 мм .

Материал для изготовления пластин — нержавеющая сталь AISI с коэффициентом теплопроводности $\lambda_{\text{ст}} = 15,9 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$.

Удельная тепловая нагрузка аппарата приблизительно будет

$$q = \frac{Q}{F_{\text{оп}}} = \frac{3\,031\,450}{100} = 30\,314,5 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

В зависимости от удельной тепловой нагрузки критерий Рейнольдса для стекающей пленки конденсата определяют по формуле

$$\text{Re}_k = \frac{qL_{\text{п}}}{r \cdot \rho_k \cdot \nu_k} = \frac{30\,314,5 \cdot 1,15}{2\,160\,000 \cdot 932 \cdot 0,228 \cdot 10^{-6}} = 75,95,$$

где $L_{\text{п}}$ — приведенная длина канала, м; r — скрытая теплота парообразования, Дж/кг; ρ_k — плотность конденсата, кг/м³; ν_k — кинематическая вязкость конденсата, м²/с.

Критерий Нуссельта при условии конденсации пара для пластины ПР-0,5Е (прил. 2, табл. 12) определяют по формуле

THE MULTIDISCIPLINARY JOURNAL OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

VOLUME-4, ISSUE-8

$$Nu_k = 240 Re_k^{0,7} Pr_k^{0,4} = 240 \cdot 75,95^{0,7} \cdot 1,33^{0,4} = 5573,4,$$

где Pr_k — число Прандтля для конденсата.

Коэффициент теплоотдачи от пленки конденсата к стенке

$$\alpha_k = \frac{Nu_k \lambda_k}{L_n} = \frac{5573,6 \cdot 0,685}{1,15} = 3320 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}),$$

где λ_k — теплопроводность конденсата, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{°C})$.

Для ориентировочного расчета рационального значения скорости масла принимают $\xi_m = 3,0$;
 $\alpha_m = 800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$.

Рассчитывают среднюю температуру стенки

$$t_{c,cp} = \frac{t_{m,cp} + t_{n,cp}}{2} = \frac{60 + 138}{2} = 99 \text{ °C}.$$

Скорость

движения теплоносителя

$$\omega_m = 2 \sqrt[3]{\frac{\alpha_m (t_{c,cp} - t_{m,cp}) \Delta p}{c_m (t'_m - t''_m) \rho_m^2 \xi_m}} =$$

$$= 2 \sqrt[3]{\frac{800(99 - 60)100000}{1897(90 - 30)871,5^2 \cdot 3}} = 0,458 \text{ м}/\text{с},$$

где $\Delta p = 100\,000 \text{ Па}$ — располагаемый напор на преодоление гидравлических сопротивлений потоком масла; c_m — теплоемкость масла, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{°C})$; ρ_m — плотность масла, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Критерий Рейнольдса для потока масла

$$Re_m = \frac{\omega_m d_3}{\nu_m} = \frac{0,458 \cdot 0,008}{110,6 \cdot 10^{-6}} = 33,13,$$

где d_3 — эквивалентный диаметр канала пластины, м; ν_m — кинематическая вязкость масла, $\text{м}^2/\text{с}$.

Проверяют принятый коэффициент общего гидравлического сопротивления (см. прил. 2, табл. 12)

$$\xi_m = 22,4 R e^{-0,25} = \frac{22,4}{33,13^{0,25}} = 9,3 > 3,0.$$

Поскольку значение коэффициента гидравлического сопротивления отличается от принятого более чем на 5 %, то выполняют поправочный перерасчет скорости.

Принимаем $\xi_m = 10,5$; $\alpha_m = 800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$.

Скорость движения теплоносителя

$$\omega_m = 2 \sqrt[3]{\frac{\alpha_m (t_{c,cp} - t_{m,cp}) \Delta p}{c_m (t'_m - t''_m) \rho_m^2 \xi_m}} =$$

$$= 2 \sqrt[3]{\frac{800(99 - 60)100\,000}{1897(90 - 30)871,5^2 \cdot 10,5}} = 0,30 \text{ м}/\text{с}$$

THE MULTIDISCIPLINARY JOURNAL OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

VOLUME-4, ISSUE-8

Критерий Рейнольдса для потока масла

$$Re_m = \frac{\omega_m d_3}{\nu_m} = \frac{0,30 \cdot 0,008}{110,6 \cdot 10^{-6}} = 21,7.$$

Коэффициент общего гидравлического сопротивления

$$\xi_m = \frac{22,4}{Re^{0,25}} = \frac{22,4}{21,7^{0,25}} = 10,38.$$

Полученный коэффициент общего гидравлического сопротивления удовлетворяет заданному значению. Критерий Нуссельта для потока масла (см. прил. 2, табл. 12)

$$Nu_m = 0,135 \cdot Re_m^{0,73} Pr_m^{0,43} \left(\frac{Pr_m}{Pr_{cr}} \right)^{0,25} =$$

$$= 0,135 \cdot 21,7^{0,73} \cdot 1320^{0,43} \left(\frac{1320}{327} \right)^{0,25} = 39,7,$$

где Pr_m — критерий Прандтля для масла; Pr_{cr} — критерий Прандтля для масла при средней температуре стенки $t_{c,cp} = 99^\circ C$.

Коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемому маслу

$$\alpha_m = \frac{Nu_m \lambda_m}{d_3} = \frac{39,7 \cdot 0,1389}{0,008} = 690,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ C),$$

где λ_m — теплопроводность масла, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ C)$.

Коэффициент теплопередачи в аппарате

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_k} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_m}} = \frac{1}{\frac{1}{3320} + \frac{0,001}{15,9} + \frac{1}{690,1}} = 551,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ C).$$

Площадь поверхности теплопередачи в первом приближении

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{cp}} = \frac{3\,031\,450}{551,5 \cdot 72,45} = 75,8 \text{ м}^2.$$

Так как полученная площадь поверхности теплообмена меньше заданной площади ($F_{op} = 100 \text{ м}^2$), то принимают новое значение поверхности теплообмена и делают перерасчет. Второе приближение. Принимаем площадь поверхности теплообмена $F_{op} = 75 \text{ м}^2$.

Величина удельной тепловой нагрузки

$$q = \frac{Q}{F_{op}} = \frac{3\,031\,450}{75} = 40\,419,3 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Число

Рейнольдса для пленки конденсата

$$Re_k = \frac{q l_{п}}{r_{p,k} \nu_k} = \frac{40\,419,3 \cdot 1,15}{2160\,000 \cdot 932 \cdot 0,228 \cdot 10^{-6}} = 101,3.$$

Критерий Нуссельта для конденсата

$$Nu_k = 240 Re_k^{0,7} Pr_k^{0,4} = 240 \cdot 101,3^{0,7} \cdot 1,33^{0,4} = 6817.$$

Коэффициент

теплоотдачи от пленки конденсата к стенке

$$\alpha_k = \frac{Nu_k \lambda_k}{L_n} = \frac{6817 \cdot 0,685}{1,15} = 4060,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

Коэффициент

теплопередачи в аппарате

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_k} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_m}} = \frac{1}{\frac{1}{4060,5} + \frac{0,001}{15,9} + \frac{1}{690,1}} = 568,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

Площадь

поверхности теплопередачи в первом приближении

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{cp}} = \frac{3\,031\,450}{568,8 \cdot 72,45} = 73,6 \text{ м}^2.$$

Полученное значение F отличается от $F_{ор}$ не более чем на 5 %, поэтому оставляем принятое значение.

ЛИТЕРАТУРА

1. Нигматулин Р.И. Динамика многофазных сред. Т.1, 2. М.: Наука. 1987.
2. Erkin Nematov, Mukhiddin Khudjaev, Botir Khasanov. Development of a mathematical model of dynamic characteristics of a drive with a planetary mechanism. E3S Web of Conferences 258, 08022 (2021). <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202125808022>
3. Mukhiddin Khudjaev, Erkin Nematov, Anorgul Karimova, Doston Khurramov, Botir Khasanov. Modeling the process of force load generation at the initial periodic change in pressure (a plane problem). E3S Web of Conferences 258, 08020 (2021). <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202125808020>.
4. Цветков Ф.Ф., Григорьев Б.А. Тепломассообмен. Учебное пособие для вузов. 2005.
5. Луканин В.Н., Шатров М.Г. и др. Теплотехника: Учебник Высшая школа. 2009, 671 с.
6. Ляшков В.И. Теоретические основы теплотехники: Учебное пособие. Москва. Издательство "Машиностроение", 2005. 260 с.
7. Дульнев Г.Н., Парфенов В.Г., Сигалов А.В. Применение ЭВМ для решения задач теплообмена. Учебное пособие для теплофизич и теплоэнергетич спец. вузов. М.: Высшая школа, 1990. 207 с.