

Расчёт кожухотрубных теплообменников

Введение

Настоящее пособие предназначено для студентов, выполняющих расчет теплообменников при курсовом проектировании по процессам и аппаратам химической технологии. Оно может быть использовано также на лабораторных занятиях при изучении процесса теплопередачи в кожухотрубных теплообменниках.

В курсовых проектах по процессам и аппаратам ручные расчеты теплообменников являются весьма трудоемкими, причем значительная доля времени тратится на малоинформативные арифметические вычисления. Поэтому при составлении этого пособия преследовалась цель: дать студентам возможность эффективного использования ЭВМ для расчета теплообменников, т. е. сократить время на выполнение трудоемких расчетов без потери качества обучения.

Методическое пособие состоит из описания трех программ расчета кожухотрубных теплообменников, охватывающих подавляющее большинство рассчитываемых при курсовом проектировании теплообменных аппаратов, а именно:

- 1) вертикальных кожухотрубных испарителей,
- 2) вертикальных и горизонтальных кожухотрубных подогревателей и дефлегматоров,
- 3) кожухотрубных холодильников

Элементом творческого использования этих программ является то, что от студента требуется не просто однократный расчет поверхности теплопередачи, но и наиболее тонкое ее приближение к нормализованным значениям. Это достигается методом целенаправленного перебора остальных, также нормализованных, конструктивных характеристик, т. е. многократным обращением к программе.

В этой связи общим во всех трех программах является то, что исходная информация разбивается на два массива величин: констант массива 1, не изменяющихся в процессе подбора нормализованного теплообменника (они представляют собой физико-химические свойства теплоносителей и технологические условия процесса) и переменных массива 2, представляющих собой нормализованные конструктивные характеристики выбираемого аппарата, которыми необходимо задаваться в процессе расчета (например, диаметр и высота труб, число ходов и т.д.). При значительном отклонении рассчитанной поверхности от имеющейся в соответствующем нормализованном ряду необходимо целенаправленно изменить одну или несколько переменных массива 2. При этом некоторое увеличение времени расчетов компенсируется необходимостью вдумчивого анализа получаемых результатов.

Глава 1. Расчет вертикальных кожухотрубных испарителей.

Предлагаемый ниже алгоритм расчета относится к вертикальным кожухотрубным испарителям (например, кипятильникам ректификационных колонн), в которых кипящая в трубах жидкость обогревается паром, конденсирующимся в межтрубном пространстве.

1. Алгоритм расчета.

Коэффициент теплоотдачи от стенки труб к кипящей в трубах жидкости определяется по формуле [1]:

$$\alpha_{тр} = B^* q^{0,6} \quad (1)$$

$$\text{где } B^* = 780 \cdot \frac{\lambda_{ж}^{1,3} \cdot \rho_{ж}^{0,5} \cdot \rho_{п}^{0,06}}{\sigma_{ж}^{0,5} \cdot r_{ж}^{0,6} \cdot \rho_{о}^{0,66} \cdot C_{ж}^{0,3} \cdot \mu_{ж}^{0,3}}$$

q - удельный тепловой поток, Вт/м².

$\lambda_{ж}$ – теплопроводность, Вт/мК;

$\rho_{ж}$ – плотность жидкости, кг/м³;

$\Gamma_{ж}$ - удельная теплота парообразования, Дж/кг;

$C_{ж}$ – теплоемкость жидкости, Дж/кгК;

$\mu_{ж}$ – вязкость жидкости, Па·с;

$\rho_{п}$ – плотность паров жидкости при температуре кипения, кг/м³;

ρ_0 – плотность паров жидкости при атмосферном давлении, кг/м³.

$\sigma_{ж}$ – поверхностное натяжение, н/м;

(все физические свойства - при температуре кипения).

Коэффициент теплоотдачи от пара, конденсирующегося на наружной поверхности труб высотой H , рассчитывается по формуле [1,2],

$$\alpha_{\text{мп}} = 1,15 \cdot 4 \sqrt{\frac{\lambda_{\text{к}}^3 \cdot \rho_{\text{к}}^2 \cdot r_{\text{к}} \cdot g}{\mu_{\text{к}} \cdot H \cdot \Delta t}} \quad (2)$$

которая подстановкой $\Delta t = q / \alpha_{\text{мп}}$ приводится к виду:

$$\alpha_{\text{мп}} = B^* \cdot q^{-1/3}, \quad (3)$$

$$\text{где } B^* = 1,21 \cdot \lambda_{\text{к}} \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_{\text{к}}^2 \cdot r_{\text{к}} \cdot g}{\mu_{\text{к}} \cdot H}}.$$

Физические свойства конденсата: $\lambda_{\text{к}}$ – теплопроводность, Вт/м·К; $\rho_{\text{к}}$ – плотность, кг/м³; $\mu_{\text{к}}$ – вязкость, Па·с, - при разности температур $\Delta t = (t_{\text{п}} - t_{\text{оп}}) < 20^\circ\text{C}$ могут быть с достаточной точностью отнесены к температуре конденсации; $\Gamma_{\text{к}}$ – удельная теплота конденсации, Дж/кг.

Для нахождения удельного теплового потока q , а затем поверхности теплопередачи

$$F = Q/q \quad (4)$$

можно использовать основное уравнение теплопередачи и уравнение аддитивности термических сопротивлений:

$$\frac{1}{K} = \frac{\Delta t_{\text{ср}}}{q} = \frac{1}{\alpha_{\text{тр}}} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{мп}}} \quad (5),(6)$$

где K – коэффициент теплопередачи, Вт/м²·К;

$\Delta t_{\text{ср}}$ – средняя разность температур, °С;

$\sum \frac{\delta}{\lambda} = \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + r_{\text{з1}} + r_{\text{з2}}$ - сумматермических сопротивлений стенки труб и загрязнений, м² · К / Вт;

Q – тепловая нагрузка, определяемая из теплового баланса аппарата, Вт.

Уравнение (6) приводится к виду:

$$f(q) = \frac{1}{B^*} \cdot q^{\frac{4}{3}} + \left(\sum \frac{\delta}{\lambda}\right) \cdot q + \frac{1}{B^*} \cdot q^{0,4} - \Delta t_{\text{ср}} = 0 \quad (7)$$

и решается комбинированным методом хорд и касательных [3].

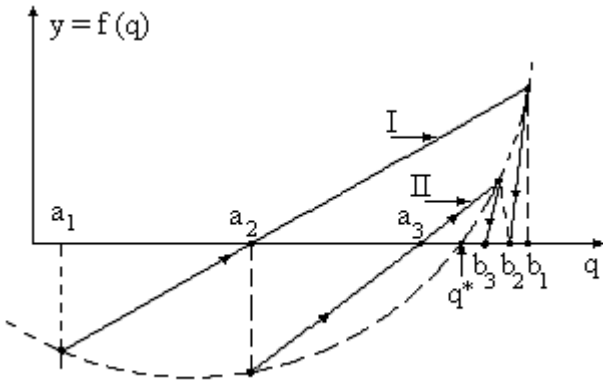


Рис. 1. Графическая иллюстрация метода хорд и касательных.

Сущность метода состоит в последовательном сужении интервала $[a; b]$ изоляции корня в результате построения хорд слева и касательных к кривой $y = f(q)$ справа от точки пересечения этой кривой с осью абсцисс, являющейся корнем уравнения (7) (см. рис. 1).

Абсцисса точки пересечения хорды I с осью q дает первое уточненное значение левой границы интервала изоляции корня:

$$a_2 = a_1 - \frac{b_1 - a_1}{f(b_1) - f(a_1)} \cdot f(a_1)$$

Абсцисса точки пересечения касательной I с осью q дает первое уточненное значение правой границы интервала изоляции корня:

$$b_2 = b_1 - \frac{f(b_1)}{f'(b_1)}$$

Затем проводится новая хорда II и новая касательная 2 и т.д. до тех пор, пока интервал изоляции не станет меньше заданной абсолютной точности:

$$b_i - a_i < \varepsilon$$

За значение корня принимается среднее арифметическое полученных границ интервала изоляции корня:

$$q^* = (a_i + b_i)/2$$

Запрограммированная погрешность расчета уменьшается с увеличением q и не превышает 3% при $q > 10^3$ Вт/м². Нижняя граница интервала изоляции корня принята равной $a_1=1$ Вт/м², верхняя граница b_1 – равной критической удельной тепловой нагрузке, которая в программе рассчитывается по формуле [2]:

$$q_{кр} = 0,14 \cdot r_{ж} \cdot \sqrt{\rho_{п}} \cdot \sqrt[4]{g \cdot \sigma_{ж} \cdot \rho_{ж}} \quad (8)$$

2. Инструкция по работе с программой 1.

а) По ориентировочному значению коэффициента теплопередачи [2] выполняется приближенная оценка требуемой поверхности:

$$F_{ор} = Q / K_{ор} \cdot \Delta t_{ср}$$

б) По нормальям выбирается возможный вариант теплообменника, соответствующий ориентировочной поверхности. В данном случае определяется единственная конструктивная характеристика – высота труб H , необходимая для уточненного расчета поверхности. В качестве выписки из нормалей можно воспользоваться таблицей, приведенной в литературе [2], или таблицей, имеющейся в приложении к настоящему пособию.

в) Рассчитывается в системе СИ константы массива физ. свойств и вводятся в ЭВМ в порядке, приведенном ниже:

теплопроводность конденсата λ_k , Вт/(м·К)
 плотность конденсата ρ_k , кг/(м³)
 удельная теплота конденсации Γ_k , Дж/кг
 вязкость конденсата μ_k , Па·с
 теплопроводность жидкости $\lambda_{ж}$, Вт/(м·К)
 плотность жидкости $\rho_{ж}$, кг/м³
 теплоемкость жидкости $C_{ж}$, Дж/(кг·К)
 вязкость жидкости $\mu_{ж}$, Па·с
 поверхностное натяжение жидкости $\sigma_{ж}$, Н/м
 плотность паров жидкости при температуре кипения $\rho_{п}$, кг/(м³)
 плотность паров жидкости при атм. Давлении ρ_0 , кг/(м³)
 удельная теплота парообразования жидкости $\Gamma_{ж}$, Дж/кг
 средняя разность температур $\Delta t_{ср.}$, град. Цельсия
 сумма термич. сопротивл. стенки труб и загрязнений $\sum \delta/\lambda$, м²·К/Вт
 тепловая нагрузка Q , Вт

Далее пользователю предлагается проверить введенную исходную информацию и при необходимости изменить её. При этом если в массиве информации содержится грубая ошибка, машина выдаст фразу “**ОШИБКА В ИСХОДНОЙ ИНФОРМАЦИИ**” с указанием места, где эта ошибка допущена. Если не исправить ошибку, ЭВМ “выйдет” из задачи.

Далее ЭВМ запрашивает **высоту труб, м**. Вводится запрашиваемая величина, и на экран выдаются результаты:

коэффициент теплоотдачи в трубном пространстве - $\alpha_{тр}$
 коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве - $\alpha_{мтр}$
 коэффициент теплопередачи - K
 поверхность теплообмена - F

д) Анализируются результаты расчета, и при необходимости делается целенаправленное изменение высоты труб.

е) В пояснительной записке должен быть кратко изложен алгоритм расчета, приведена распечатка исходной информации и результатов расчета, причем каждое изменение высоты труб должно сопровождаться комментариями, объясняющими целесообразность и целенаправленность перехода к следующему варианту

Пример 1. Расчет кожухотрубного испарителя.

Задание: требуется рассчитать кипятильник ректификационной колонны. Кипятильник обогревается водяным паром; физико-химические свойства конденсата при температуре конденсации следующие:

теплопроводность конденсата	$\lambda_k = 0.683$ Вт/(м·К),
плотность конденсата	$\rho_k = 908$ кг/(м ³),
удельная теплота конденсации	$\Gamma_k = 2095000$ Дж/кг,
вязкость конденсата	$\mu_k = 0,000177$ Па·с,
теплопроводность жидкости	$\lambda_{ж} = 0,686$ Вт/(м·К),
плотность жидкости	$\rho_{ж} = 957$ кг/м ³ ,
теплоемкость жидкости	$C_{ж} = 4190$ Дж/(кг·К),

вязкость жидкости
 поверхностное натяжение жидкости
 плотность паров жидкости при температуре кипения
 плотность паров жидкости при атм. давлении
 удельная теплота парообразования жидкости
 средняя разность температур
 сумма термич. сопротивл. стенки труб и загрязнений
 тепловая нагрузка

$$\begin{aligned} \mu_{ж} &= 0.00024 \text{ Па}\cdot\text{с}, \\ \sigma_{ж} &= 0.0583 \text{ Н/м}, \\ \rho_{п} &= 0.652 \text{ кг/(м}^3\text{)}, \\ \rho_0 &= 0.65 \text{ кг/(м}^3\text{)}, \\ \Gamma_{ж} &= 2253900 \text{ Дж/кг}, \\ \Delta t_{ср} &= 55.6^\circ\text{C}, \\ \Sigma\delta/\lambda &= 0.00048 \text{ м}^2\cdot\text{К/Вт}, \\ Q &= 1005000 \text{ Вт}. \end{aligned}$$

Решение:

а) Примем ориентировочное значение коэффициента теплопередачи $K_{ор}=1100 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$.
 Тогда ориентировочное значение поверхности равно

$$F_{ор} = 1005000/1100 \cdot 55.6 = 16.4 \text{ м}^2$$

б) По нормальям [2], ориентируясь только на одноходовые теплообменники, выбираем высоту труб $H=2 \text{ м}$, так как в соответствующем столбце есть близкая поверхность (18 м^2).

г) Результаты расчета:

Высота труб м	Коэффициент теплоотдачи в тр. пр-ве	Коэффициент теплоотдачи в мтр. пр-ве	Коэффициент теплопередачи	Поверхность теплообмена м^2
2	10477.97	7938.7	1393.43	12.97

д) Имеющаяся поверхность 18 м^2 дает запас по сравнению с требуемой

$$\Delta = (18 - 12.97)/12.97 \cdot 100\% = 38.8\%$$

Можно попытаться более точно подобрать нормализованный теплообменник. В столбце $H=1.5 \text{ м}$ есть более близкая поверхность $F=14 \text{ м}^2$.

Высота труб влияет на $\lambda_{мтр}$ в степени $(-1/4)$, и ее изменение до 1.5 м должно сказаться на величинах K и F незначительно. Точнее, следует ожидать незначительного увеличения K и уменьшения F при уменьшении высоты труб до 1.5 м (и даже до 1.0 м , что соответствует по нормальям $F=9 \text{ м}^2$).

Вводим высоту труб $1,5 \text{ м}$

Результаты расчета по второму варианту:

Высота труб м	Коэффициент теплоотдачи в тр. пр-ве	Коэффициент теплоотдачи в мтр. пр-ве	Коэффициент теплопередачи	Поверхность теплообмена м^2
1.5	10596.10	7699.01	1419.71	12.73

Имеющийся теплообменник с поверхностью 14 м^2 обеспечивает запас

$$\Delta = (14 - 12.73)/12.73 \cdot 100 = 9.9\%$$

что значительно лучше первого варианта.

Результаты расчета по третьему варианту:

Высота труб м	коэффициент теплоотдачи и в тр. пр-ве	коэффициент теплоотдачи и в мтр. пр-ве	коэффициент теплопередачи	поверхность теплообмена м^2
1	10751.62	8742.11	1454.51	12.43

Теплообменник высотой 1 м не подходит, так как он не обеспечивает требуемой поверхности теплопередачи. Таким образом, наилучшим вариантом является теплообменник с высотой труб 1,5 м, диаметром кожуха 0,4 м, числом труб 121 и поверхностью теплообмена 14 м².

Глава 2. Расчет вертикальных и горизонтальных кожухотрубных подогревателей и дефлегматоров.

Предлагаемый ниже алгоритм расчета относится к одно- и многоходовым кожухотрубным теплообменникам, в которых в межтрубном пространстве конденсируются пары жидкостей, а в трубах за счет тепла конденсации происходит нагревание жидкостей и газов.

1. Алгоритм расчета.

Коэффициент теплоотдачи к теплоносителю в трубах рассчитывается по формуле [1,2]:

$$\alpha_{mp} = \frac{\lambda_{mp}}{d} \cdot x \cdot \text{Re}_{TP}^y \cdot \text{Pr}_{TP}^{0,43} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} x = 0.023, \quad y = 0.8, \quad \text{если} \quad \text{Re}_{TP} \geq 10^4 \\ x = 0.008, \quad y = 0.9, \quad \text{если} \quad 2300 \leq \text{Re}_{TP} < 10^4 \end{aligned}$$

Критерии Рейнольдса и Прандтля для теплоносителя в трубах рассчитывались по уравнениям:

$$\text{Re}_{TP} = \frac{W_{TP} \cdot d \cdot \rho_{TP}}{\mu_{TP}} = \frac{4 \cdot G_{TP} \cdot Z}{\pi \cdot \mu_{TP} \cdot d \cdot n} \quad \text{Pr}_{TP} = \frac{c_{TP} \cdot \mu_{TP}}{\lambda_{TP}}$$

где

λ_{TP} – теплопроводность, Вт/м·К;

μ_{TP} – вязкость, Па·с;

c_{TP} – теплоемкость, Дж/кг·К;

W_{TP} – скорость теплоносителя в трубах, кг/с;

$d = d_H - 2\delta_{CT}$ – внутренний диаметр труб, м;

d_H – наружный диаметр труб, м;

$\delta_{CT} = 0.002\text{м}$ – толщина труб;

Z – число ходов по трубному пространству;

n – число труб.

(все физические свойства - свойства теплоносителя в трубах при его средней температуре).

В программе предусмотрен расчет α_{TP} по формуле для развитого турбулентного режима движения теплоносителя в трубах ($x=0.023$, $y=0.8$). Если в результате расчета числа труб выбранного диаметра и высоты получается $2300 \leq \text{Re}_{TP} < 10^4$, то производится автоматическая коррекция:

$$x = 0.008, \quad y = 0.9.$$

. Программой не предусмотрен расчет α_{TP} для ламинарного режима, поэтому в процессе подбора нормализованных конструктивных характеристик (диаметра труб d_H , числа ходов Z и высоты труб H) следует стремиться к тому, чтобы число труб n обеспечивало $\text{Re}_{TP} \geq 2300$.

Коэффициент теплоотдачи от пара, конденсирующегося на наружной поверхности вертикальных или горизонтальных труб, рассчитывается по уравнениям [1,2]:

$$\alpha_{\text{МТР}} = 3,78 \cdot \lambda_{\text{к}} \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_{\text{к}}^2 \cdot d_{\text{н}} \cdot n}{\mu_{\text{к}} \cdot G_{\text{п}}}} \quad (\text{для вертикальных теплообменников})$$

$$\alpha_{\text{МТР}} = 2,02 \cdot P \cdot \lambda_{\text{к}} \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_{\text{к}}^2 \cdot L \cdot n}{\mu_{\text{к}} \cdot G_{\text{п}}}} \quad (\text{для горизонтальных теплообменников})$$

где
 $\lambda_{\text{к}}$ – теплопроводность конденсата, Вт/м·К;
 $\rho_{\text{к}}$ – плотность конденсата, кг/м³;
 $\mu_{\text{к}}$ – вязкость конденсата, Па·с;
 $G_{\text{п}}$ – расход пара, кг/с;
 $d_{\text{н}}$ – наружный диаметр труб, м;
 L – длина труб в горизонтальном теплообменнике, м;
 P – коэффициент, учитывающий число труб в вертикальном ряду горизонтального теплообменника в диаметральном его сечении. (По мере стекания конденсата толщина его пленки на нижерасположенных трубах увеличивается, поэтому с увеличением числа труб в вертикальном ряду средний коэффициент теплоотдачи от пара уменьшается. В соответствии с литературными данными [2] в программе принято: $P=0,7$, если получающееся в результате расчета общее число труб $n \leq 100$; если $n > 100$, автоматически производится коррекция: $P=0,6$, и делается однократный перерасчет требуемого числа труб).

Далее рассчитывался коэффициент теплопередачи по уравнению аддитивности термических сопротивлений и поверхность теплопередачи по основному уравнению теплопередачи

2. Инструкция к работе с программой 2

а) По ориентировочному значению коэффициента теплопередачи $K_{\text{ор}}$ [2] выполняется приближенная оценка требуемой поверхности:

$$F_{\text{ор}} = \frac{G_{\text{п}} r_{\text{к}}}{K_{\text{ор}} \Delta t_{\text{ср}}}$$

б) По нормалям выбирается возможный вариант теплообменника. В качестве нормалей можно воспользоваться таблицей, приведенной в литературе [2], или таблицей, приведенной в приложении к данному пособию. В данном случае выбирается диаметр труб $d_{\text{н}}$ (0,02 или 0,025), число ходов Z (1, 2, 4 или 6) и высота труб H , которым соответствует ориентировочная поверхность $F_{\text{ор}}$ (и число труб n).

в) Рассчитывается в системе СИ константы массива физ. свойств и вводится в ЭВМ в порядке, приведенном ниже:

теплопроводность конденсата $\lambda_{\text{к}}$, Вт/м*К
 плотность конденсата $\rho_{\text{к}}$, кг/м³,
 удельная теплота конденсации $r_{\text{к}}$, Дж/кг,
 вязкость конденсата $\mu_{\text{к}}$, Па*с,
 расход пара $G_{\text{п}}$, кг/с,
 теплопроводность жидкости в трубах $\lambda_{\text{тр}}$, Вт/м*К,
 вязкость жидкости в трубах $\mu_{\text{тр}}$, Па*с,
 теплоемкость жидкости в трубах $C_{\text{тр}}$, Дж/кг*К,
 сумма термических сопротивлений стенки труб и загрязнений $\sum \delta / \lambda$,
 средняя разность температур $\Delta t_{\text{ср}}$, °С,
 расход жидкости $G_{\text{ср}}$, кг/с.

Далее пользователю предлагается проверить введенную исходную информацию и при необходимости изменить её. При этом если в массиве информации содержится грубая ошибка, машина выдаст фразу “**ОШИБКА В ИСХОДНОЙ ИНФОРМАЦИИ**” с указанием места, где эта ошибка допущена. Если не исправить ошибку, ЭВМ “выйдет” из задачи.

Далее ЭВМ запрашивает последовательно конструктивные параметры аппарата:

тип теплообменника (горизонтальный или вертикальный)

наружный диаметр труб d_n , м

число ходов по трубному пространству Z

длина (высота) труб H , м

общее число труб, n

Вводятся запрашиваемые величины, и на экран выдаются результаты:

коэффициент теплоотдачи в трубном пространстве - $\alpha_{тр}$

коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве - $\alpha_{мтр}$

коэффициент теплопередачи - K

поверхность теплообмена - F

число Re в трубах $Re_{тр}$

д) Анализируются результаты расчетов. Очевидно, что теплообменник годится для требуемого теплового процесса, если полученное расчётное значение поверхности теплообмена F (с некоторым запасом) меньше поверхности теплопередачи самого теплообменника.

е) В пояснительной записке должен быть кратко изложен алгоритм расчета, приведены расчет и бланк констант массива 1 и те данные, которые иллюстрируют процесс целенаправленного перебора переменных массива 2. При этом результаты расчета каждого варианта должны сопровождаться комментариями, объясняющими целесообразность и целенаправленность перехода к следующему варианту.

3. Пример 2. Расчет кожухотрубного подогревателя жидкости.

Задание: требуется рассчитать подогреватель исходной смеси ректификационной колонны. Обогрев ведется водяным паром.

Физико-химические свойства конденсата при температуре конденсации следующие:

Теплопроводность конденсата	$\lambda_k=0,683$ Вт/м*К,
плотность конденсата	$\rho_k=908$ кг/м ³ ,
удельная теплота конденсации	$r_k=2095000$ Дж/кг,
вязкость конденсата	$\mu_k=0,000177$ Па*с,
расход пара	$G_{п}=0,173$ кг/с.

Физико-химические свойства жидкости при ее средней температуре в трубах:

Теплопроводность жидкости в трубах	$\lambda_{тр}=0,458$ Вт/м*К,
Вязкость жидкости в трубах	$\mu_{тр}=0,000534$ Па*с,
Теплоемкость жидкости в трубах	$C_{тр}=3730$ Дж/кг*К,
Сумма термических сопротивлений стенки труб и загрязнений	$\sum \delta / \lambda = 0,000479$,
средняя разность температур	$\Delta t_{ср}=106^\circ\text{C}$,
расход жидкости	$G_{тр}=0,973$ кг/с.

Решение:

а) Примем ориентировочное значение коэффициента теплопередачи равным [2]:

$K_{ср}=340$ Вт/м²К. Тогда ориентировочное значение требуемой поверхности равно

$$F_{op} = \frac{G_n r_k}{K_{op} \Delta t_{cp}} = 10,1 \text{ м}^2$$

б) Рассмотрим два варианта горизонтального теплообменника.

По нормам (см. приложение) выбираем теплообменник, имеющий $d_n=0,02$ м, $Z=1$, $L=3$ м (ему соответствует нормализованное значение поверхности $F=11 \text{ м}^2$ и число труб $n=61$), и такой же теплообменник с меньшей длиной труб $L=2$ м (ему соответствует поверхность $7,5 \text{ м}^2$ при том же числе труб).

Вариант 1.

тип теплообменника	горизонтальный
наружный диаметр труб	$D_n = 0,02 \text{ м}$
число ходов по трубному пространству	$Z = 1$
длина труб Н	$H = 3 \text{ м}$
общее число труб	61

Результаты расчета:

коэффициент теплоотдачи в тр. пр-ве	коэффициент теплоотдачи в мтр. пр-ве	коэффициент теплопередачи	поверхность теплообмена м^2	число Re в трубах
470,73	16433,80	375,34	9,11	2377,015

Запас поверхности: $\Delta = (11-9)/9 * 100\% = 22,2\%$

Вариант 2:

тип теплообменника	горизонтальный
наружный диаметр труб	$D_n = 0,02 \text{ м}$
число ходов по трубному пространству	$Z = 1$
длина труб Н	$H = 2 \text{ м}$
общее число труб	61

Результаты расчета:

коэффициент теплоотдачи в тр. пр-ве	коэффициент теплоотдачи в мтр. пр-ве	коэффициент теплопередачи	поверхность теплообмена м^2	число Re в трубах
470,73	14356,24	374,11	9,14	2377,015

Во втором варианте расчётная поверхность теплопередачи получилась больше поверхности самого теплообменника. Поэтому этот теплообменник не пригоден. Теплообменник из первого варианта может использоваться для данного процесса теплопередачи так как требуемая поверхность теплопередачи ($9,11 \text{ м}^2$) меньше поверхности теплопередачи самого теплообменника (11 м^2). Запас поверхности теплопередачи составляет: $\Delta = (11-9)/9 * 100\% = 22,2\%$.

Глава 3. Расчет кожухотрубных холодильников

Предлагаемый ниже алгоритм расчета относится к одно- многоходовым кожухотрубным теплообменникам, в которых теплоносители в процессе теплообмена не изменяют своего агрегатного состояния.

1. Алгоритм расчета

Коэффициент теплоотдачи для теплоносителя, движущегося в межтрубном пространстве теплообменников с сегментными перегородками, рассчитывается по формулам [2]:

$$\alpha_{\text{МТР}} = \frac{\lambda_{\text{МТР}}}{d_{\text{H}}} \cdot \varepsilon_{\varphi} \cdot 0,4 \cdot \text{Re}_{\text{МТР}}^{0,6} \cdot \text{Pr}_{\text{МТР}}^{0,36} \quad \text{если } \text{Re}_{\text{МТР}} > 1000 \quad (17)$$

$$\alpha_{\text{МТР}} = \frac{\lambda_{\text{МТР}}}{d_{\text{H}}} \cdot \varepsilon_{\varphi} \cdot 0,56 \cdot \text{Re}_{\text{МТР}}^{0,5} \cdot \text{Pr}_{\text{МТР}}^{0,36} \quad \text{если } \text{Re}_{\text{МТР}} \leq 1000 \quad (18)$$

$$\text{В этих формулах } \text{Re}_{\text{МТР}} = \frac{G_{\text{МТР}} \cdot d_{\text{H}}}{\mu_{\text{МТР}} \cdot S_{\text{МТР}}} \quad \text{и} \quad \text{Pr}_{\text{МТР}} = \frac{C_{\text{МТР}} \cdot \mu_{\text{МТР}}}{\lambda_{\text{МТР}}}$$

критерии Рейнольдса и Прандтля для теплоносителя в межтрубном пространстве;

$\varepsilon_{\varphi} = 0,6$ – коэффициент, учитывающий влияние угла атаки при обтекании потоком пучка труб.

$\lambda_{\text{МТР}}$ – теплопроводность, Вт/м К

$\mu_{\text{МТР}}$ – вязкость, Па*с

$C_{\text{МТР}}$ – теплоемкость, Дж/кг К

$G_{\text{МТР}}$ – массовый расход теплоносителя, кг/с

d_{H} – наружный диаметр труб, м

$S_{\text{МТР}}$ – площадь наиболее узкого сечения потока в межтрубном пространстве теплообменника с сегментными перегородками, которая определяется из нормалей (см. приложение), м².

Приближенно ее можно определить по формулам:

$$S_{\text{МТР}} = 0,3 \cdot S \quad \text{если } D \leq 0,3 \text{ м}$$

$$S_{\text{МТР}} = 0,16 \cdot S \quad \text{если } D > 0,3 \text{ м}$$

где $S = (\pi \cdot D^2)/4$ – площадь сечения теплообменника, м²

D – диаметр кожуха, м

Физические свойства теплоносителя в межтрубном пространстве берутся при его средней температуре

Коэффициент теплоотдачи для теплоносителя, движущегося в трубах, рассчитывается по формулам [1,2]:

$$\alpha_{\text{ТР}} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{\text{ТР}}}{d} \cdot \text{Re}_{\text{ТР}}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{ТР}}^{0,43} \quad \text{если } \text{Re}_{\text{ТР}} \geq 10^4 \quad (20)$$

$$\alpha_{\text{ТР}} = 0,008 \cdot \frac{\lambda_{\text{ТР}}}{d} \cdot \text{Re}_{\text{ТР}}^{0,9} \cdot \text{Pr}_{\text{ТР}}^{0,43} \quad \text{если } 2300 \leq \text{Re}_{\text{ТР}} < 10^4 \quad (21)$$

$$\alpha_{\text{ТР}} = 0,15 \cdot \frac{\lambda_{\text{ТР}}}{d} \cdot \text{Re}_{\text{ТР}}^{0,33} \cdot \text{Pr}_{\text{ТР}}^{0,43} \cdot \text{Gr}_{\text{ТР}}^{0,4} \quad \text{если } \text{Re}_{\text{ТР}} < 2300 \quad (22)$$

где $\text{Re}_{\text{ТР}}$, $\text{Pr}_{\text{ТР}}$, $\text{Gr}_{\text{ТР}}$ – критерии Рейнольдса, Прандтля и Грасгофа для теплоносителя в трубах рассчитывались по уравнениям:

$$\text{Re}_{\text{ТР}} = \frac{W_{\text{ТР}} \cdot d \cdot \rho_{\text{ТР}}}{\mu_{\text{ТР}}} = \frac{4 \cdot G_{\text{ТР}} \cdot Z}{\pi \cdot \mu_{\text{ТР}} \cdot d \cdot n};$$

$$\text{Pr}_{\text{ТР}} = \frac{C_{\text{ТР}} \cdot \mu_{\text{ТР}}}{\lambda_{\text{ТР}}}; \quad \text{Gr}_{\text{ТР}} = \frac{g \cdot d^3 \cdot \beta_{\text{ТР}} \cdot \rho_{\text{ТР}}^2 \cdot \Delta t}{\mu_{\text{ТР}}}$$

в которых:

$\lambda_{\text{ТР}}$ – теплопроводность, Вт/м К;

$\rho_{\text{ТР}}$ – плотность, кг/м³;

$\mu_{\text{ТР}}$ – вязкость, Па*с;

$C_{\text{ТР}}$ – теплоемкость, Дж/кг К;

$G_{\text{ТР}}$ – массовый расход теплоносителя, кг/с;

$d = d_{\text{H}} - 2 \cdot \delta_{\text{ст}}$ – внутренний диаметр труб, м;

$\delta_{\text{ст}} = 0,002$ м – толщина стенок труб;

n – число труб;

Z - число ходов по трубному пространству.

Физические свойства теплоносителя в трубах берутся при его средней температуре.

Разность Δt между температурой на внутренней поверхности труб и средней температурой теплоносителя в трубах вначале принимается равной 1°C и затем автоматически корректируется до заданной точности по формуле:

$$\Delta t = \frac{k \cdot \Delta t_{\text{CP}}}{\alpha_{\text{CP}}} \quad (23)$$

где Δt_{CP} – средняя разность температур теплоносителей, $^\circ\text{C}$.

Коэффициент теплопередачи определяется по формуле:

$$K = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_{\text{ТР}}} + \sum \delta / \lambda + \frac{1}{\alpha_{\text{МТР}}} \right) \quad (24)$$

где

$\sum \delta / \lambda = \delta_{\text{см}} / \lambda_{\text{СТ}} + \Gamma_{31} + \Gamma_{32}$ -- сумма термических сопротивлений стенки труб и загрязнений, $\text{м}^2\text{K}/\text{Вт}$.
Запрограммированная точность определения K при этом составляет 1%.

Средняя разность температур определяется по формуле[2]:

$$\Delta t = \varepsilon_{\Delta t} \cdot \Delta t_{\text{CP,ЛОГ}} \quad (25)$$

где $\Delta t_{\text{CP,ЛОГ}}$ – среднелогарифмическая разность температур, $^\circ\text{C}$;

$\varepsilon_{\Delta t} < 1$ – коэффициент, учитывающий снижение средней движущей силы при смешанном токе ($Z = 2,4,6$) по сравнению с противотоком ($\varepsilon_{\Delta t} = 1, Z = 1$).

Поверхность теплообмена определяется из основного уравнения теплопередачи при известной тепловой нагрузке Q :

$$F = Q / K \cdot \Delta t_{\text{CP}} \quad (26)$$

2.Инструкции по работе с программой 3

а) По ориентировочному значению коэффициента теплопередачи $K_{\text{ОР}}$ [2] выполняется приближенная оценка требуемой поверхности:

$$F_{\text{ОР}} = \frac{Q}{K_{\text{ОР}} \Delta t_{\text{CP,ЛОГ}}}$$

б) По нормальям выбирается возможный вариант теплообменника. В качестве нормалей можно воспользоваться таблицей, приведенной в приложении к настоящему пособию или имеющейся в литературе [2]. В данном случае по $F_{\text{ОР}}$ выбирается d_n, Z, n и рассчитываются $\varepsilon_{\Delta t}$ и $S_{\text{МТР}}$.

в) Рассчитываются в системе СИ константы физсвойств и вводятся в машину в следующей последовательности:

теплопроводность теплоносителя в трубах $\lambda_{\text{ТР}}$, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$

плотность теплоносителя в трубах $\rho_{\text{ТР}}$, $\text{кг}/(\text{м}^3)$

вязкость теплоносителя в трубах $\mu_{\text{ТР}}$, $\text{Па}\cdot\text{с}$

теплоемкость теплоносителя в трубах $C_{\text{ТР}}$, $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$

коэффициент объёмного расширения $\beta_{\text{ТР}}$, $1/\text{К}$

массовый расход теплоносителя в трубах $G_{\text{ТР}}$, $\text{кг}/\text{с}$

теплопроводность теплоносителя в межтрубном пространстве $\lambda_{\text{МТР}}$, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$

вязкость теплоносителя в межтрубном пространстве $\mu_{\text{МТР}}$, $\text{Па}\cdot\text{с}$

теплоемкость теплоносителя в межтрубном пространстве $C_{\text{мтр}}$, Дж/(кг·К)
 массовый расход теплоносителя в межтрубном пространстве $G_{\text{мтр}}$, кг/с
 среднелогарифмическая разность температур $\Delta t_{\text{ср. лог}}$, град. Цельсия
 сумма термич. сопротивл. стенки труб и загрязнений $\Sigma\delta/\lambda$, м²·К/Вт
 тепловая нагрузка Q , Вт

Далее пользователю предлагается проверить введенную исходную информацию и при необходимости изменить её. При этом если в массиве информации содержится грубая ошибка, машина выдаст фразу “**ОШИБКА В ИСХОДНОЙ ИНФОРМАЦИИ**” с указанием места, где эта ошибка допущена. Если не исправить ошибку, ЭВМ “выйдет” из задачи.

Далее ЭВМ запрашивает последовательно конструктивные параметры аппарата:

наружный диаметр труб d_n , м
 число ходов по трубному пространству Z
 коэффициент, учитывающий снижение средней движущей силы при смешанном токе $\varepsilon_{\Delta t}$
 общее число труб n
 площадь наиболее узкого сечения потока в межтрубном пространстве $S_{\text{мтр}}$

Вводятся запрашиваемые величины, и на экран выдаются результаты:

коэффициент теплоотдачи в трубном пространстве - $\alpha_{\text{тр}}$
 коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве - $\alpha_{\text{мтр}}$
 коэффициент теплопередачи - K
 поверхность теплообмена - F
 число Re в трубах - $Re_{\text{тр}}$
 число Re в межтрубном пространстве - $Re_{\text{мтр}}$

д) Анализируются результаты расчетов, и при необходимости производится целенаправленное изменение переменных второго массива с тем, чтобы получить расчетное значение требуемой поверхности теплопередачи, более близкое (с запасом) к нормализованному. Например, если для выбранного ряда d_n , Z , n расчетная поверхность не может быть обеспечена даже самыми длинными трубами из нормализованного ряда, следует увеличить диаметр кожуха, а значит число труб n . Если при этом существенно падает число $Re_{\text{тр}}$, то можно увеличить также число ходов Z и т. п. (см. пример 3).

е) В пояснительной записке должен быть кратко изложен алгоритм расчета, приведены расчет и бланк констант массива 1 и те данные, которые иллюстрируют процесс целенаправленного перебора переменных массива 2. При этом результаты расчета каждого варианта должны сопровождаться комментариями, объясняющими целесообразность и целенаправленность перехода к следующему варианту.

3.Пример 3.Расчет водяного кожухотрубного холодильника для жидкости

Задание: требуется рассчитать холодильник кубового остатка ректификационной колонны.

теплопроводность теплоносителя в трубах	$\lambda_{\text{тр}} = 0,662$ Вт/(м·К)
плотность теплоносителя в трубах	$\rho_{\text{тр}} = 986$ кг/(м ³)
вязкость теплоносителя в трубах	$\mu_{\text{тр}} = 0,00054$ Па·с
теплоемкость теплоносителя в трубах	$C_{\text{тр}} = 4190$ Дж/(кг·К)

коэффициент объёмного расширения	$\beta_{\text{тр}} = 9,00048 \text{ 1/К}$
массовый расход теплоносителя в трубах	$G_{\text{тр}} = 1,24 \text{ кг/с}$
теплопроводность теплоносителя в межтрубном пространстве	$\lambda_{\text{мтр}} = 0,61 \text{ Вт/(м·К)}$
вязкость теплоносителя в межтрубном пространстве	$\mu_{\text{мтр}} = 0,00085 \text{ Па·с}$
теплоемкость теплоносителя в межтрубном пространстве	$C_{\text{мтр}} = 4190 \text{ Дж/(кг·К)}$
массовый расход теплоносителя в межтрубном пространстве	$G_{\text{мтр}} = 4,36 \text{ кг/с}$
среднелогарифмическая разность температур	$\Delta t_{\text{ср. лог}} = 25,4 \text{ град. Цельсия}$
сумма термич. сопротивл. стенки труб и загрязнений	$\Sigma \delta/\lambda = 0,00042 \text{ м}^2\cdot\text{К/Вт}$
тепловая нагрузка	$Q = 402980 \text{ Вт}$

Решение.

а) Примем ориентировочное значение коэффициента теплопередачи равным [2]

$$K_{\text{оп}} = 270 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

Тогда ориентировочное значение требуемой поверхности равно

$$F_{\text{оп}} = 402980/270 * 25,4 = 58,8 \text{ м}^2$$

б) Ориентируясь на эту поверхность и таблицу приложения, выберем для проверки на ЭВМ два варианта кожухотрубного холодильника.

Первый вариант: $d_n = 0,020 \text{ м}$, $Z = 2$, $n = 166$ и на тот случай, если не хватит максимально возможной длины труб (6м) для этого диаметра кожуха (0,4м), увеличим последний до 600 мм.

Второй вариант $d_n = 0,020 \text{ м}$, $Z = 2$, $n = 374$.

В соответствии с литературными данными [2] определяем $\varepsilon_{\Delta t} = 0,9$. По нормальям (см. приложение) определяем $S_{\text{мтр}} = 0,021 \text{ м}^2$ для первого варианта и $S_{\text{мтр}} = 0,047 \text{ м}^2$ для второго варианта.

Вариант 1.

наружный диаметр труб	$d_n = 0,02 \text{ м}$
число ходов по трубному пространству	$Z = 2$
коэффициент, учитывающий снижение средней движущей силы при смешанном токе	$\varepsilon_{\Delta t} = 0,9$
общее число труб	$n = 166$
площадь наиболее узкого сечения потока в межтрубном пространстве	$S_{\text{мтр}} = 0,021$

Результат расчёта по первому варианту:

коэффициент теплоотдачи в тр. пр-ве	коэффициент теплоотдачи в мтр. пр-ве	коэффициент теплопередачи	поверхность теплообмена м^2
532.27	2420.48	368.75	47.81
число Re в трубах	число Re в мтр. пространстве		
2016	4885.2		

По нормальям подходит теплообменник с длиной труб 6 м и поверхностью $F = 62 \text{ м}^2$. Запас поверхности составляет

$$\Delta = (62 - 47,81)/47,81 * 100\% = 29,6 \%$$

Вариант 2.

наружный диаметр труб	$d_n = 0,02 \text{ м}$
-----------------------	------------------------

число ходов по трубному пространству $Z = 2$
 коэффициент, учитывающий снижение средней движущей
 силы при смешанном токе $\varepsilon_{\Delta t} = 0,9$
 общее число труб $n = 374$
 площадь наиболее узкого сечения потока в межтрубном пространстве $S_{\text{мтр}} = 0,047$

Результат расчёта по второму варианту:

коэффициент теплоотдачи в тр. пр-ве	коэффициент теплоотдачи в мтр. пр-ве	коэффициент теплопередачи	поверхность теплообмена м^2
407.11	1492.71	281.99	62.51
число Re в трубах	число Re в мтр. пространстве		
977.2	2182.7		

Этот теплообменник за счет большего проходного сечения для обоих потоков, меньших значений чисел Re, меньших значений коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи имеет большую поверхность, однако, его достоинством является меньшее гидравлическое сопротивление и меньшая необходимая длина труб: $L=3$ м при диаметре кожуха 0,6 м.

Запас поверхности составляет

$$\Delta = (70 - 62,51) / 62,51 * 100\% = 12,0 \%$$

д) Для того, чтобы снизить потребную поверхность, а вместе с ней и длину труб, можно рассмотреть еще три варианта, увеличив при прочих равных условиях число ходов по трубному пространству до $Z=4$ и $Z=6$, а затем диаметр труб до $d_n=0,025$ м.

Вариант 3.

наружный диаметр труб $d_n = 0,02$ м
 число ходов по трубному пространству $Z = 4$
 коэффициент, учитывающий снижение средней движущей
 силы при смешанном токе $\varepsilon_{\Delta t} = 0,9$
 общее число труб $n = 338$
 площадь наиболее узкого сечения потока в межтрубном пространстве $S_{\text{мтр}} = 0,047$

Результат расчёта по третьему варианту:

коэффициент теплоотдачи в тр. пр-ве	коэффициент теплоотдачи в мтр. пр-ве	коэффициент теплопередачи	поверхность теплообмена м^2
524.60	1492.71	333.76	52.82
число Re в трубах	число Re в мтр. пространстве		
2162.5	2182.7		

Запас поверхности составляет

$$\Delta = (64 - 52,82) / 52,82 * 100\% = 21,2 \%$$

Этот вариант теплообменника, длина которого также равна 3м, не имеет преимуществ перед вторым вариантом, несмотря на несколько больший коэффициент теплоотдачи.

Вариант 4.

наружный диаметр труб $d_n = 0,02$ м

число ходов по трубному пространству $Z = 6$
 коэффициент, учитывающий снижение средней движущей
 силы при смешанном токе $\varepsilon_{\Delta t} = 0,9$
 общее число труб $n = 320$
 площадь наиболее узкого сечения потока в межтрубном пространстве $S_{\text{мтр}} = 0,047$

Результат расчёта по четвёртому варианту:

коэффициент теплоотдачи в тр. пр-ве	коэффициент теплоотдачи в мтр. пр-ве	коэффициент теплопередачи	поверхность теплообмена м^2
852.47	1492.71	441.89	39.89
число Re в трубах	число Re в мтр. пространстве		
3426.3	2182.7		

Запас поверхности составляет

$$\Delta = (41 - 39,89) / 39,89 * 100\% = 11,2 \%$$

Достоинство этого варианта теплообменника в том, что он имеет меньшую необходимую длину труб $L=2$ м при том же диаметре кожуха $D=0,6$ м. Запас поверхности равен Однако у него будет большее гидравлическое сопротивление, чем у второго варианта.

Вариант 5.

наружный диаметр труб $d_H = 0,025$ м
 число ходов по трубному пространству $Z = 6$
 коэффициент, учитывающий снижение средней движущей
 силы при смешанном токе $\varepsilon_{\Delta t} = 0,9$
 общее число труб $n = 198$
 площадь наиболее узкого сечения потока в межтрубном пространстве $S_{\text{мтр}} = 0,049$

Результат расчёта по пятому варианту:

коэффициент теплоотдачи в тр. пр-ве	коэффициент теплоотдачи в мтр. пр-ве	коэффициент теплопередачи	поверхность теплообмена м^2
783.3	1331.53	408.55	43.15
число Re в трубах	число Re в мтр. пространстве		
4219.0	2617.0		

Запас поверхности составляет

$$\Delta = (49 - 43,15) / 43,15 * 100\% = 13,5 \%$$

Этот вариант не имеет существенных преимуществ по сравнению со вторым вариантом, несмотря на больший коэффициент теплопередачи.

Приложение

Теплообменники кожухотрубные

Размеры даны в соответствии с ГОСТ 15118-69; 15119-69/испарители; 15120-69/холодильники; 15121-69/конденсаторы.

Данные в строках со знаком * относятся только к испарителям.

диаметр кожуха	диаметр труб	число ходов	число труб	поверхность теплопередачи при длине труб в м							Площадь самого узкого сечения потока в мтр пр-ве м ²
				1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0	
мм	мм		шт	м ²							м ²
159	20x2	1	19	1,0	2,0	2,5	3,5				0,005
	25x2	1	13	1,0	1,5	2,0	3,0				0,005
237	20x2	1	61	4,0	5,5	7,5	11				0,010
	25x2	1	42	3,0	5,0	6,5	10				0,013
325	20x2	2	80		7,5	10	15	20			0,013
	25x2	2	52		6,0	8	12	16			0,014
400	20x2	2	166			21	31	41	62		0,021
	25x2	2	100			15	23	31	47		0,029
600	20x2	1*	393			49	73	48			0,047
		2	374			46	70	93	140		
		4	338			42	64	86	129		
		6	320			41	63	84	127		
	25x2	1*	261			40	61	81			0,049
		2	244			38	57	76	114		
		4	210			34	51	68	102		
		6	198			32	49	65	98		
800	20x2	1*	729			91	138	184			0,077
		2	702			88	132	177	266	400	
		4	654			82	124	165	248	373	
		6	622			81	123	164	246	371	
	25x2	1*	473			74	112	150			0,077
		2	450			70	106	142	212	320	
		4	408			64	96	128	199	290	
		6	392			62	93	125	187	282	
1000	20x2	1*	1177			146	220	299			0,125
		2	1142				214	286	430	648	
		4	1076				202	272	406	610	
		6	1048				200	270	403	604	
	25x2	1*	723			121	182	249			0,117
		2	754				175	234	353	530	
		4	702				163	218	329	494	
		6	678				160	214	322	486	

1200	20x2	1*	1705				318	426			0,165
		2	1662					415	625	942	
		4	1584					397	596	900	
		6	1548					396	593	897	
	25x2	1*	1125				260	348			0,152
		2	1090					338	509	766	
		4	1028					318	479	722	
		6	1000					316	476	716	
1400	20x2	1*	2369				432	588			0,200
	25x2	1*	1549				358	480			0,224

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.

1. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. Изд. 9-ое, М., "Химия", 1973, 750с.
2. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов. Л., "Химия", 1976, 552с.
3. Кафаров В.В., Ветехин В.Н., Бояринов А.И. Программирование и вычислительные методы в химии и химической технологии. М., "Наука", 1972, 587с.