

О.В. Дымар, к.т.н.

РУП «Институт мясо-молочной промышленности»

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ КОАКСИАЛЬНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

В работе приведены результаты исследования влияния конструктивных параметров на эффективность работы коаксиальных теплообменных аппаратов. Выполненные расчеты показали, что при объединении нескольких теплообменников в одну установку целесообразно их подключать последовательно по продукту.

Введение. Эффективность технологических процессов переработки молока напрямую связана с тепловыми процессами. Непосредственно после дойки молоко, для максимального сохранения биологических свойств, охлаждается до температуры 4 ± 2 °С. В дальнейшем, для придания стойкости при хранении, продукт подвергают пастеризации или стерилизации. Ряд продуктов, таких как сыр, творог, казеин, в процессе своего производства требует нагрева сырья до определенной температуры. В этой связи актуальным вопросом является разработка новых и совершенствование конструкций известных теплообменных аппаратов. РУП «Институт мясо-молочной промышленности» разработан концептуально новый тип теплообменных аппаратов – коаксиальные. От существующих их отличает коаксиальное расположение теплообменных поверхностей. Разрабатываемые теплообменные аппараты предназначены для использования в молочной промышленности.

Объектами исследований данной работы являются теплообменные аппараты коаксиального типа. Предметом исследований являются конструктивные и технологические параметры исследуемых устройств.

В натурных испытаниях основными исследуемыми параметрами являлись расходы, начальные и конечные температуры взаимодействующих сред, гидравлические сопротивления каналов теплообменных аппаратов с целью определения их взаимосвязи. В ходе теоретических исследований основной задачей являлось определение рациональных

конструктивных и технологических параметров. Основные из них – диаметры используемых труб, толщина кольцевого зазора, варианты подключения взаимодействующих жидкостей к устройству и варианты подключения теплообменников в одну установку.

Материалы и методы исследования. Молоко и молочные продукты по своим физическим и реологическим свойствам достаточно разнообразны. Вместе с тем можно выделить основные группы, характеризующиеся достаточно схожими свойствами. Прежде всего это группа маловязких продуктов – собственно молоко, обезжиренное молоко, сыворотка, промывная вода и др. Они характеризуются вязкостью до $5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, плотностью до $1035 \text{ кг}/\text{м}^3$. Отдельные продукты (сыворотка, промывная вода) могут содержать твердые включения. Группа продуктов средней вязкости до $20 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ делится на две подгруппы: первая – сливки, их плотность ниже плотности воды, вторая – сгущенные продукты, их плотность до $1300 \text{ кг}/\text{м}^3$. Высоковязкие продукты в рамках этой работы не рассматриваются, так как теплообменное оборудование для их обработки имеет специфические технические решения.

В качестве тепло и хладоносителя в молочной промышленности применяются: раствор пропиленгликоля или рассол с температурой – $4 \text{ }^\circ\text{C}$ и ниже, ледяная вода с температурой $0,5\text{--}2 \text{ }^\circ\text{C}$, холодная вода с температурой $6\text{--}12 \text{ }^\circ\text{C}$, горячая вода с температурой до $98 \text{ }^\circ\text{C}$, пар с температурой выше $100 \text{ }^\circ\text{C}$. В данной работе в качестве охлаждающих сред использованы ледяная и холодная вода. Исходя из того, что основной областью применения разрабатываемых аппаратов является их использование при охлаждении маловязких продуктов, то в качестве модельных жидкостей для расчета основных технических характеристик и проверки адекватности математических моделей выбираем молоко и воду.

Определение конечных температур при проведении теплообменных процессов в коаксиальных теплообменных аппаратах. На первом этапе экспериментальной работы проверяли адекватность применяемых при расчетах математических моделей для оценки конечных температур взаимодействующих жидкостей на основании данных, полученных при проведении заводских испытаний устройства охлаждения из состава «Комплекса оборудования для охлаждения молока» Я23-ОХА.

В расчетах принимаем, что каналы коаксиального теплообменника для охлаждения/нагрева молочных продуктов имеют кольцевое сечение. В целях компактности и хорошего теплообмена каналы выбираются тонкими, поэтому типичным является отношение внешнего и внутреннего радиусов ограничивающих цилиндрических поверхностей близкое к единице. В этих условиях можно пренебречь эффектами кривизны поверхностей и считать, что теплообмен происходит в эквивалентном плоском канале.

Числа Рейнольдса, построенные по эквивалентному диаметру канала D , имеют различный порядок для течения воды и молока, поскольку вязкость молока примерно в четыре раза превосходит вязкость воды, а плотности близки. Оценка чисел Рейнольдса при течении воды по каналам теплообменника свидетельствует, что они принадлежат интервалу переходных и неразвитых турбулентных режимов: $Re = 3000-15000$. Следовательно, числа Нуссельта для течения молока находятся в интервале ламинарных и переходных режимов. Данная оценка позволяет поставить задачу выбора из литературы [1–4] таких аппроксимаций чисел Нуссельта (2)...(6), которые позволяли бы рассчитывать теплообмен в ламинарном, переходном и турбулентном режимах.

Фактор цилиндрической геометрии является, как уже говорилось, малозначащим. Более существенным является фактор наличия входных участков гидравлического сопротивления и теплообмена. На входе в теплообменник либо после разворота потоки имеют профили скорости, близкие к стержневым, что задает локальное увеличение коэффициентов теплообмена. Длина теплового входного участка, согласно Г. Шлихтенгу [1], оценивается следующей формулой (1):

$$\frac{L}{D} = 0,02 Re Pr. \quad (1)$$

При переходном режиме течения существует значительное количество эмпирических формул для определения критерия Нуссельта. Поэтому в разработанной расчетной программе были реализованы несколько формул для определения числа Нуссельта, из которых и осуществлялся выбор наиболее подходящей. Исходя из значения входного параметра программы nNu выбираются следующие функциональные зависимости [5]:

nNu = 1:

$$\text{Nu} = \max(0,001 \text{ Re}^{1,18} \text{ Pr}^{0,5}; 3,5) \quad (2)$$

nNu = 2:

$$\text{Nu} = \max(0,023 \text{ Re}^{0,8} \text{ Pr}^{0,4}; 3,5) \quad (3)$$

nNu = 3:

$$\text{Nu} = \max\left(\frac{0,023 \text{ Re}^{0,8} \text{ Pr}}{1 + 2,14 \text{ Re}^{-0,1} (\text{Pr}^{2/3} - 1)}; 3,5\right) \quad (4)$$

nNu = 4:

$$\text{Nu} = \max(0,026 \text{ Re}^{0,8} \text{ Pr}^{1/3}; 3,5) \quad (5)$$

nNu = 5:

$$\text{Nu} = F_{x/d} 0,032 \text{ Re}^{0,8} \text{ Pr}^{0,33},$$

$$\text{где } F_{x/d} = \frac{4}{3} \max\left(\frac{x^{-0,064}}{D}, 1\right), \text{ если } 10000 < \text{Re},$$

$$\text{Nu} = F_{x/d} \frac{1}{300} \text{ Re} \text{ Pr}^{0,37}, \quad (6)$$

$$\text{где } F_{x/d} = 1, \text{ если } 2300 \leq \text{Re} \leq 10000$$

$$\text{Nu} = F_{x/d} 1,86 (\text{Re} \text{ Pr})^{0,33},$$

$$\text{где } F_{x/d} = \frac{x^{-0,33}}{D}, \text{ если } 2300 < \text{Re}.$$

Анализ полученных данных (табл. 1) показал, что использование при расчетах зависимости (6) позволяет достичь высокой точности конечных температур при обеспечении сходимости расчетов практически во всех случаях. Наибольшее отклонение от результатов опытов не превышает 1 °С, что является допустимым при проведении инженерных расчетов, так как полученная ошибка на практике в большинстве случаев может быть компенсирована изменением кратности тепло- или хладоносителя. Частично эта ошибка может быть объяснена недостаточной точностью определения производительности устройства, выборочный стандарт для которой составляет $3,13 \cdot 10^{-3}$ л/с. Остальные зависимости обладают плохой сходимостью при низких расходах, ошибка расчетов достигает 6 °С, при этом она во всех случаях превосходит ошибку расчетов с использованием зависимости (6).

Таблица 1 – Данные опытов и результаты расчетов конечных температур

Группа данных	Расход, л/с	$T_{\text{нач}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_{\text{кон}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	Результаты расчетов с использованием зависимостей (2)–(6), $^{\circ}\text{C}$					$T_{\text{кон}} - 2,30, \text{ }^{\circ}\text{C}$
				(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	
1	0,288	15,5	4,8	1,8	–	–	5,1	4,5	0,3
	1,014	0,4	3,6	4,4	–	–	2,9	3,6	0
2	0,310	36,3	9,3	3,1	3,6	–	–	9,1	0,2
	1,028	0,4	8,8	10,6	10,4	–	–	8,8	0
3	0,125	36,3	16,2	–	14,1	–	–	16,8	–0,6
	0,317	10,0	18,3	–	18,9	–	–	18,0	0,3
4	0,285	45,2	29,0	–	–	–	–	29,9	–0,9
	0,245	16,7	35,1	–	–	–	–	34,6	0,5
	0,285	29,0	8,0	3,1	–	3,2	–	8,9	–0,9
	0,807	1,0	8,4	10,3	–	10,1	–	8,2	0,2
5	0,286	36,3	20,8	19,5	18,4	–	18,8	21,5	–0,7
	0,310	10,0	24,3	25,8	26,7	–	26,1	23,8	0,5
	0,286	20,8	6,4	2,5	2,1	–	–	5,8	0,6
	1,014	0,4	4,2	5,0	5,1	–	–	4,6	–0,4
6	0,286	36,3	15,3	–	–	–	–	15,3	0
	0,762	10,0	17,9	–	–	–	–	18,0	–0,1
	0,286	15,3	4,8	1,8	–	–	–	4,5	0,3
	1,014	0,4	3,1	4,3	–	–	–	3,5	–0,4

Примечание – $T_{\text{нач}}, T_{\text{кон}}$, – начальная и конечная температура взаимодействующей среды соответственно

Так как на предыдущем этапе исследования мы выбрали наиболее подходящую математическую модель и доказали адекватность, получаемых при ее использовании данных, то на *втором этапе* работы исследование производилось численными методами. При этом определяли зависимости основных характеристик работы теплообменного аппарата – конечной температуры охлаждаемой жидкости и гидравлического сопротивления в канале охлаждающей жидкости – от основных режимных и конструктивных параметров (7), (8).

$$T_{\text{мк}} = f(\Delta, n, T_{\text{ох}}), \quad (7)$$

$$\Delta P = f(\Delta, n, T_{\text{ох}}), \quad (8)$$

где $T_{\text{мк}}$ – конечная температура охлаждаемой жидкости, $^{\circ}\text{C}$;

ΔP – гидравлическое сопротивление, МПа;

Δ – зазор в теплообменнике, мм;

n – кратность охлаждающей жидкости;

$T_{\text{ох}}$ – начальная температура охлаждающей жидкости, $^{\circ}\text{C}$.

В качестве объекта исследования выбран модельный «виртуальный» 8-канальный коаксиальный теплообменный аппарат с диаметром вытеснителя 75 мм, толщиной стенки труб 1 мм, площадью теплообмена 3 м². Процесс – охлаждение воды с начальной температурой $T_{\text{мн}} = 36$ °С и расходом 0,278 л/с (1 м³/ч). Предельные уровни варьирования факторов (табл. 2) выбирали исходя из реальных условий работы. Исследование и обработку данных проводили на основании ортогонального рототабельного плана 2³ при помощи программы STATGRAPHICS 5.1.

Результаты расчетов (табл. 3) позволили получить функцию отклика для конечной температуры охлаждаемой жидкости (9), которая адекватна с 98%-ной доверительной вероятностью, а коэффициенты в ней с уровнем значимости не менее 5 %, независимый член и коэффициенты при переменных имеют соответствующие размерности.

$$T_{\text{МК}} = 8,55 + 2,28\Delta - 4,59n + 1,33T_{\text{ок}} + 0,5n^2 - 0,015T_{\text{ок}}^2. \quad (9)$$

Таблица 2 – Уровни варьирования факторов

Уровень	Кольцевой зазор в теплообменнике (Δ), мм	Кратность охлаждающей жидкости (n)	Начальная температура охлаждающей жидкости ($T_{\text{ок}}$), °С
-1,68	0,50	1,00	0,50
-1	1,11	1,81	3,54
0	2,00	3,00	8,00
1	2,89	4,19	12,46
1,68	3,50	5,00	15,50
Интервал варьирования	0,89	1,19	4,46

Таблица 3 – Значения факторов и результаты проведения численных опытов

Значения факторов			Функции отклика	
Зазор в теплообменнике (Δ), мм	Кратность охлаждающей жидкости, (n)	Начальная температура охлаждающей воды ($T_{\text{ок}}$), °С	Конечная температура охлаждаемой воды, °С	Гидравлическое сопротивление, кПа
1,11	4,19	3,54	5,0	83,0
2,00	3,00	0,50	3,9	16,0
2,89	1,81	12,46	17,8	2,4
1,11	1,81	12,46	16,2	19,0
2,89	4,19	3,54	8,0	11,1
2,00	1,00	8,00	17,8	2,0
2,89	4,19	12,46	15,4	10,5
2,89	1,81	3,54	12,3	2,2
3,50	3,00	8,00	13,4	3,7
1,11	4,19	12,46	13,6	81,0

Окончание табл. 3

Значения факторов			Функции отклика	
Зазор в теплообменнике (Δ), мм	Кратность охлаждающей жидкости, (n)	Начальная температура охлаждающей воды (T_{ox}), °C	Конечная температура охлаждаемой воды, °C	Гидравлическое сопротивление, кПа
2,00	5,00	8,00	9,7	38,0
2,00	3,00	15,50	17,9	14,0
0,50	3,00	8,00	9,4	145,0
1,11	1,81	3,54	8,4	18,0
2,00	3,00	8,00	11,8	14,0

Анализ значимости коэффициентов и характер кривых зависимостей функции отклика от факторов (рис. 1, 2) показывает, что влияние исследуемых факторов на функцию отклика неравнозначно. Так, при увеличении зазора и температуры охлаждающей жидкости конечная температура охлаждаемой жидкости возрастает, причем для температуры охлаждающей жидкости значимым является и эффект второй степени. Увеличение кратности приводит к падению значения функции отклика. Характер кривой предполагает асимптотическое приближение к некоторой величине. Значимые эффекты взаимодействия отсутствуют. При желаемой величине конечной температуры 4 °C оптимальные величины факторов варьирования следующие: зазор – 2,3 мм, кратность – 4, температура охлаждающей жидкости – 0,7 °C.

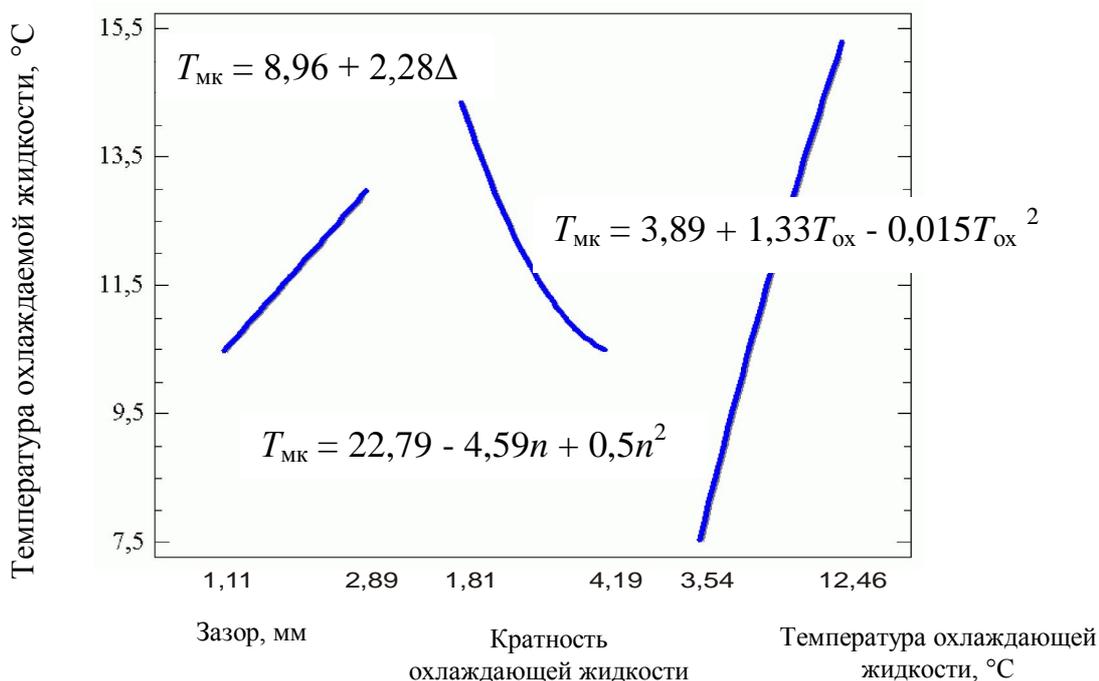


Рисунок 1 – Характер зависимости конечной температуры охлаждаемой жидкости от величины кольцевого зазора, кратности охлаждающей жидкости и ее температуры

Зависимость гидравлического сопротивления в канале охлаждающей жидкости от исследуемых факторов (11) адекватна с доверительной вероятностью 92,6%, а коэффициенты в ней с уровнем значимости не менее 5%, независимый член и коэффициенты при переменных имеют соответствующие размерности:

$$\Delta P = 0,635 - 0,93\Delta + 0,386n + 0,245\Delta^2 - 0,13\Delta n. \quad (11)$$

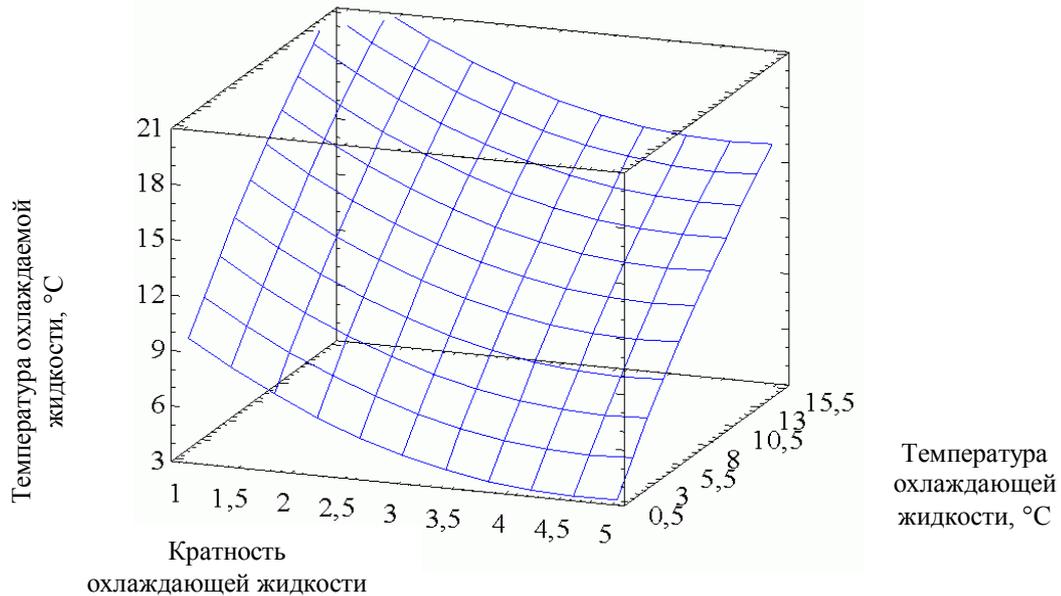


Рисунок 2 – Зависимость конечной температуры охлаждаемой жидкости от кратности охлаждающей жидкости и ее температуры при фиксированном кольцевом зазоре 2 мм

Анализ значимости коэффициентов и вид кривых зависимостей функции отклика от факторов (рис. 3) показывает, что зависимость гидравлического сопротивления от величины зазора носит ярко выраженный обратный характер и позволяет предположить логарифмический закон. Зависимость сопротивления от кратности линейная, корреляция между этими переменными положительная. Эффект взаимодействия факторов в формуле (11) значим. Это объясняется тем, что оба фактора влияют на скорость движения жидкости в канале. Исходя из уравнения Навье-Стокса, эта скорость является определяющей для общего гидравлического сопротивления, причем зависимость между скоростью движения жидкости и зазором степенная, а зависимость между скоростью и кратностью линейная, что мы и видим в уравнении (11). Уровни значимости коэффициентов при температуре ниже 5%. Для приведенных выше оптимальных условий процесса расчетное сопротивление составляет 15 кПа.

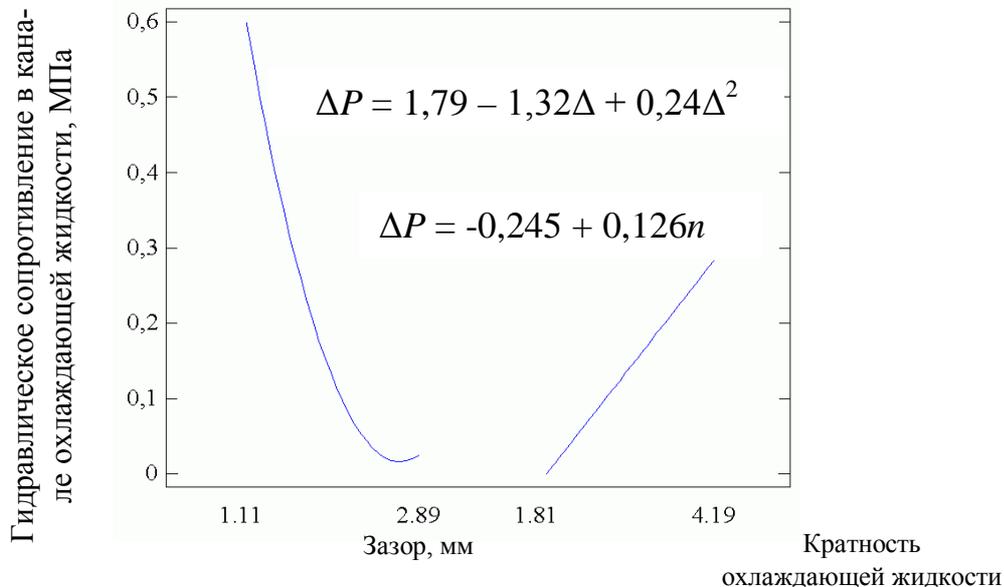


Рисунок 3 – Характер зависимости гидравлического сопротивления в канале охлаждающей жидкости от величины кольцевого зазора и кратности охлаждающей жидкости

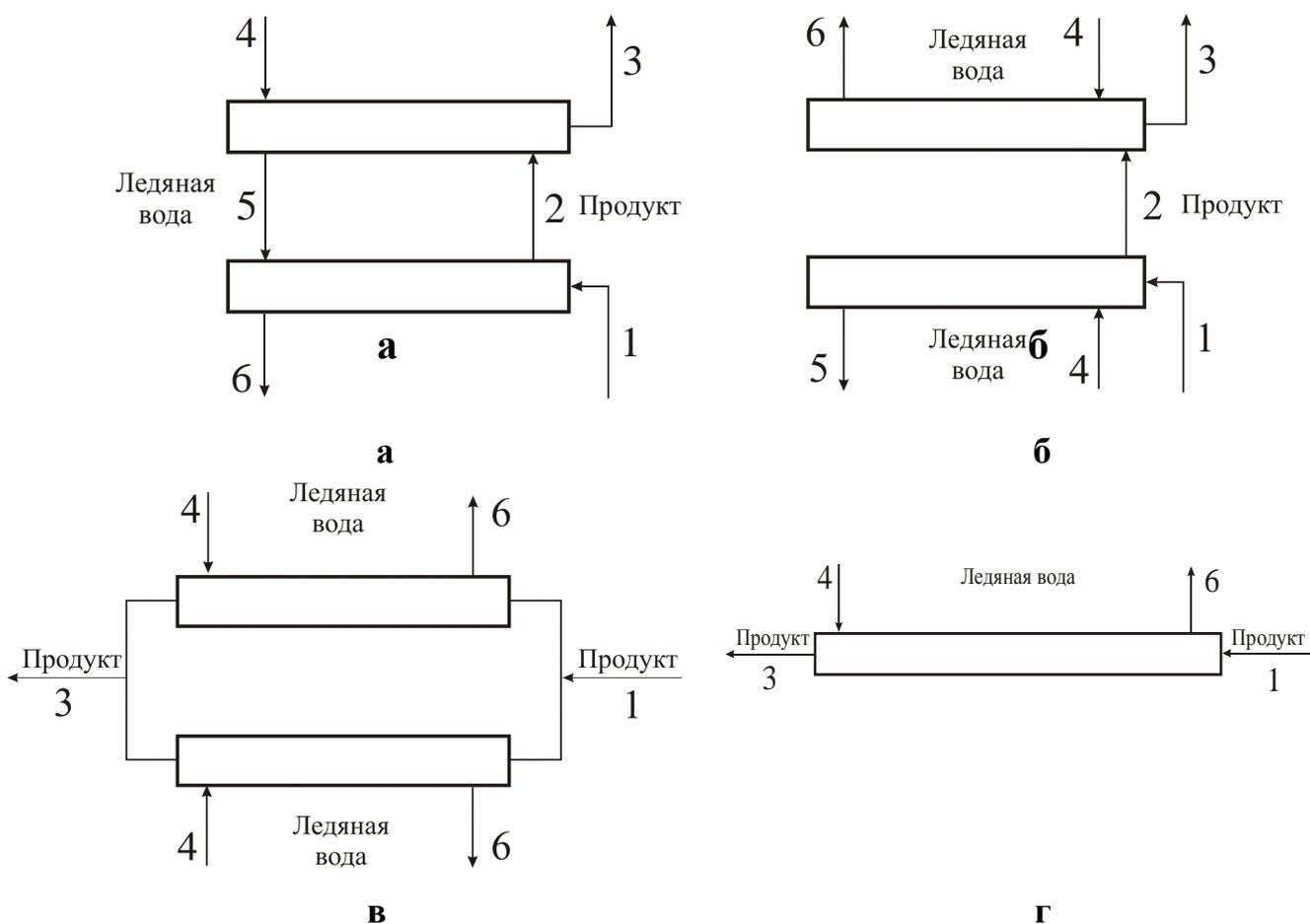


Рисунок 4 – Варианты подключения теплообменников:
а – последовательное подключение теплообменников как по продукту, так и по ледяной воде; *б* – последовательное подключение теплообменников по продукту и параллельное по ледяной воде; *в* – параллельное подключения теплообменников как по продукту, так и по ледяной воде; *г* – теплообменник увеличенной длины;
 1, 2, 3, 4, 5, 6 – точки расчета температур (табл. 4)

Исследование схем объединения теплообменников в одну установку. При объединении двух теплообменников в установку для термической обработки возможны несколько вариантов подключения взаимодействующих сред (рис. 4). В качестве критерия при выборе рациональной схемы подключения используем конечную температуру продукта. Для установок охлаждения она должна быть минимальна.

Результаты расчетов (табл. 4) показывают, что при объединении нескольких теплообменников в одну установку целесообразно их подключать последовательно по продукту. Подачу тепло- или хладоносителя можно организовать как последовательно, так и параллельно. На практике параллельная подача более предпочтительна, так как значительно снижается нагрузка на циркуляционный насос. Эффективность такого подсоединения практически такая же, как и простое увеличение длины теплообменника. Вместе с тем следует понимать, что основную стоимость в конструкции обуславливают именно переходные фланцы, поэтому при конструировании следует стремиться к наибольшей возможной длине устройства.

Таблица 4 – Расчет конечных температур для различных схем подключения 2 теплообменников в установку, °С

Схема подключения	Точки расчета температур, °С					
	1	2	3	4	5	6
Экспериментальные данные* (схема рисунков 4, а)	16,30	7,10	3,90	3,00	4,10	7,70
Расчет (рис. 4, а)	16,30	7,82	4,80	3,00	4,12	7,36
Расчет (рис. 4, б)	16,30	7,81	4,83	3,00	7,34	4,52
Расчет (рис. 4, в)	16,30	–	6,35	3,00	–	5,55
Расчет (рис. 4, г) теплообменник типа Я23–ОХА.01.00.00.000 оригинальный размер – длина 1,8 м	16,30	–	7,08	3,00	–	6,54
Расчет (рис. 4, г) длина 2 м	16,30	–	6,77	3,00	–	6,66
Расчет (рис. 4, г) длина 2,5 м	16,30	–	5,94	3,00	–	6,99
Расчет (рис. 4, г) длина 3 м	16,30	–	5,55	3,00	–	7,15
Расчет (рис. 4, г) длина 3,6 м	16,30	–	4,81	3,00	–	7,44
Расчет (рис. 4, г) длина 4 м	16,30	–	4,23	3,00	–	7,66

* Экспериментальные данные получены для второй ступени установки для охлаждения молока в ходе предварительных испытаний «Комплекс оборудования для охлаждения молока Я23–ОХА», расход охлаждаемой среды – 0,291 л/с, расход ледяной воды – 0,768. При параллельном распределении производительность по охлаждаемой среде составляет 0,146 л/с, по ледяной воде – 0,576 л/с.

Заключение. Проведенные на основании ортогонального рототабельного плана 2³ исследования выявили, что при увеличении зазора и

температуры охлаждающей жидкости конечная температура охлаждаемой жидкости возрастает. Увеличение кратности приводит к снижению температуры охлаждаемой жидкости. Зависимость гидравлического сопротивления от величины зазора носит ярко выраженный обратный характер. Зависимость гидравлического сопротивления от кратности подачи хладоносителя линейная, корреляция между этими переменными положительная. Полученные уравнения регрессии позволили определить оптимальные параметры работы. При желаемой величине конечной температуры 4 °С зазор между трубами 2,3 мм, кратность охлаждающей жидкости 4, температура охлаждающей жидкости 0,7 °С, расчетное гидравлическое сопротивление 15 кПа. Исследования показали, что при объединении нескольких теплообменников в одну установку целесообразно их подключать последовательно по продукту.

Литература

1. Шлихтинг, Г. Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг – М.: Наука, 1974. – 712 с.
2. Кутателадзе, С. С. Основы теории теплообмена / С.С. Кутателадзе - М.: Атомиздат, 1979. – 416 с.
3. Shah, R. K. TN Report of Harrison Radiator Division, General Motors Co., 1976.
4. Приближенное решение операторных уравнений / М. А. Красносельский [и др.]. – М.: Наука, 1969. – 455 с.
5. Дымар, О.В. Методика теплового и гидравлического расчета коаксиальных теплообменных аппаратов / О.В. Дымар, В.А. Бабенко // Актуальные вопросы переработки мясного и молочного сырья: сб. научн. тр. / РУП «Институт мясо–молочной промышленности», Минск, 2007. – с. 151–161.

O. Dymar

RESEARCH OF INFLUENCE OF DESIGN DATA ON AN OVERALL PERFORMANCE OF COAXIAL HEAT EXCHANGERS

Summary

In work results of research of influence of design data on an overall performance of coaxial heat exchangers are resulted. The carried out experimental and theoretical researches have revealed, that the increase in a backlash and temperature of a cooling liquid leads to growth of final temperature of a

cooled liquid. The frequency rate increase leads to decrease in temperature of a cooled liquid. Dependence of hydraulic resistance on backlash size has strongly pronounced return character. Dependence of hydraulic resistance on frequency rate of giving linear, correlation between these variables the positive. The received equations of regress have allowed to define optimum parameters of work. At desirable size of final temperature $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ – a backlash between pipes of 2,3 mm, frequency rate of a cooling liquid 4, temperature of a cooling liquid $0,7\text{ }^{\circ}\text{C}$, settlement hydraulic resistance 15 kPa. The executed calculations have shown, that at association of several heat exchangers in one installation it is expedient to connect them consistently on a product.