



ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ ОБЪЕКТОВ С ГУММИРОВАННЫМ ПОКРЫТИЕМ

Проведены исследования теплообмена при жидкостном охлаждении плоского горизонтально расположенного гуммированного объекта. Установлены основные характерные особенности изучаемого процесса, проведена оценка влияния отдельных определяющих параметров на интенсивность теплоотдачи для дальнейших экспериментальных исследований, предназначенных для разработки практических обобщенных рекомендаций.

Плоский горизонтально расположенный гуммированный объект, плотность (ρ), теплоемкость (c_p), коэффициент теплопроводности (λ), коэффициент теплоотдачи (α), капиллярно-пористый материал, поверхность охлаждения, расход воды, плотность теплового потока.

Производство объектов с гуммированным покрытием сопряжено с необходимостью равномерного охлаждения капиллярно-пористого материала. Для этого на поверхность материала распыляется охлаждающая жидкость. От параметров струи подаваемой воды зависят эксплуатационные свойства готового объекта, поэтому требуется анализ процессов теплообмена и проведение теплотехнических исследований.

Исследования теплообмена при жидкостном охлаждении гуммированного объекта ведутся, как правило, в двух направлениях – охлаждение плоского горизонтально и вертикально расположенного гуммированного объекта. Процессы, происходящие при охлаждении вертикально расположенного гуммированного объекта, были рассмотрены в работе [1].

Исследование зависимости суммарного коэффициента теплоотдачи от величины расхода охлаждающей воды при охлаждении горизонтально расположенного гуммированного объекта, отнесенного к площади охлаждаемой поверхности, было проведено на экспериментальной установке, схема которой представлена на рисунке 1.

Моделью охлаждаемого полотна служит полоса (3) из стали Ст.3, покрытой эластомером. Нагрев ее производится переменным током от трансформатора (14). Напряжение на первичную обмотку трансформатора подается через ЛАТР (15) от автономного источника питания: двигатель – синхронный генератор (16). Под охлаждаемой полосой установлен компенсационный нагреватель (4), питаемый постоянным током. Полоса и компенсационный нагреватель разделены асбестовой подложкой (5). С целью уменьшения отвода тепла от нагреваемой полосы в токоподводящие шины (1) и (13) последние выполнены из стали Х18Н9Т, имеющей низкий коэффициент теплопроводности. Шина (1) может перемещаться под действием натяжного устройства (2), компенсируя тепловые расширения полосы. Подача воды осуществляется посредством калиброванных трубок (9), закрепленных в коллекторе (10). Конструкция крепления коллектора позволяет перемещать его в вертикальной плоскости и фиксировать в требуемом положении.

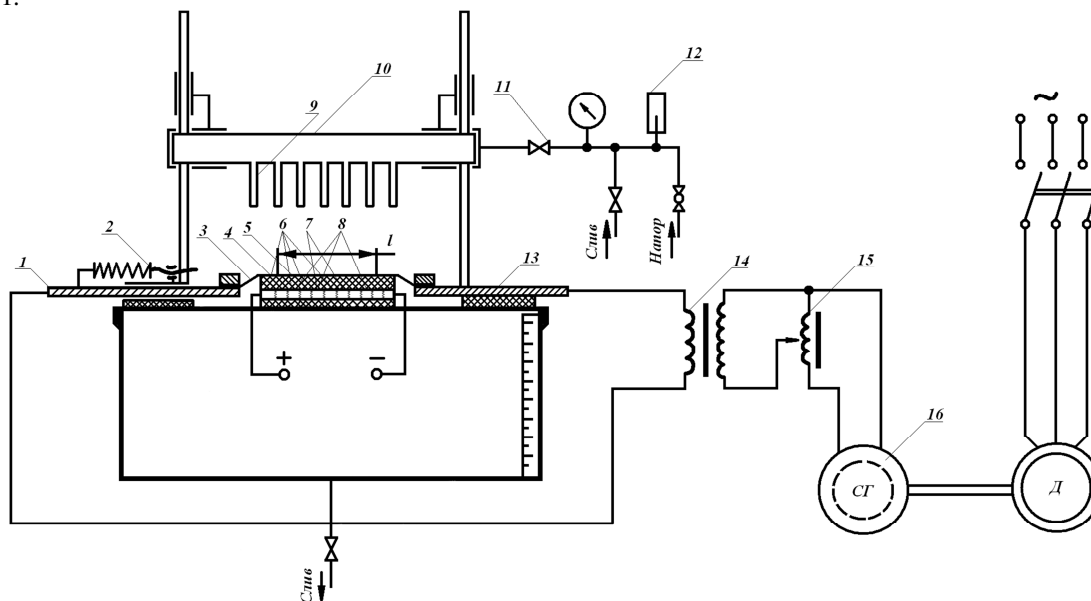


Рис. 1. Схема экспериментальной установки

Расход воды регулируется вентилем (11), а также посредством смены комплектов калиброванных трубок.

Проведение эксперимента заключается в следующем. На стационарном режиме при определенном расходе воды измеряется электрическая мощность, потребляемая на мерном участке полосы (1). Тепловой поток на этом участке подсчитывается по формуле

$$Q = I \cdot \Delta E,$$

где Q – тепловой поток, Вт; I – ток в цепи нагрева, А; ΔE – падение напряжения на мерном участке, В.

Расход охлаждающей воды замеряется объемным методом: температура ее измеряется ртутным термометром (12) с ценой деления шкалы 0,1 К.

Температура полосы замеряется семью хромель-копелевыми термопарами (6, 7, 8), установленными вдоль полосы. Две крайние термопары расположены за пределами мерного участка и позволяют контролировать утечки тепла:

$$Q_{ут} = \frac{T_{cp} - T_n}{\lambda_n} \cdot A,$$

где $Q_{ут}$ – тепловой поток в подложку, Вт; T_n – температура в среднем по высоте сечений, К; δ – высота подложки, м; λ_n – коэффициент теплопроводности асбеста, Вт/м·К; A – площадь поверхности мерного участка, м².

Среднюю температуру поверхности наружной полосы находят путем решения дифференциального уравнения теплопроводности для одномерного ста-

онарного температурного поля при наличии внутренних источников теплоты:

$$\lambda_{об} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + q_v = 0, \quad (1)$$

где x – координата по направлению нормали к охлаждаемой поверхности, м; q – объемная плотность тепловых источников, Вт/м³, при следующих граничных условиях:

$$x = 0, \quad T = T_{cp}, \quad \frac{\partial T}{\partial x} = 0.$$

Средний суммарный коэффициент теплоотдачи, учитывающий теплообмен при струйном охлаждении, конвекцию и излучение, определяется по формуле

$$\alpha = \frac{Q - Q_{ут}}{(T_{ст} - T_{ж})A}, \quad (2)$$

где α – средний суммарный коэффициент теплоотдачи, Вт/м²·К; $T_{ст}$ – температура наружной поверхности полосы, К; $T_{ж}$ – температура охлаждающей воды, К.

Эксперименты проводились при средних температурах 423 и 473 К. Полученная зависимость коэффициента теплоотдачи от удельного расхода воды представлена на рисунке 2. Точки соответствуют $T_{cp} = 373$ К, кружки $T_{cp} = 473$ К. Из рассмотрения кривой можно сделать вывод, что коэффициент теплоотдачи в указанных пределах не зависит от температуры, а в основном определяется расходом воды.

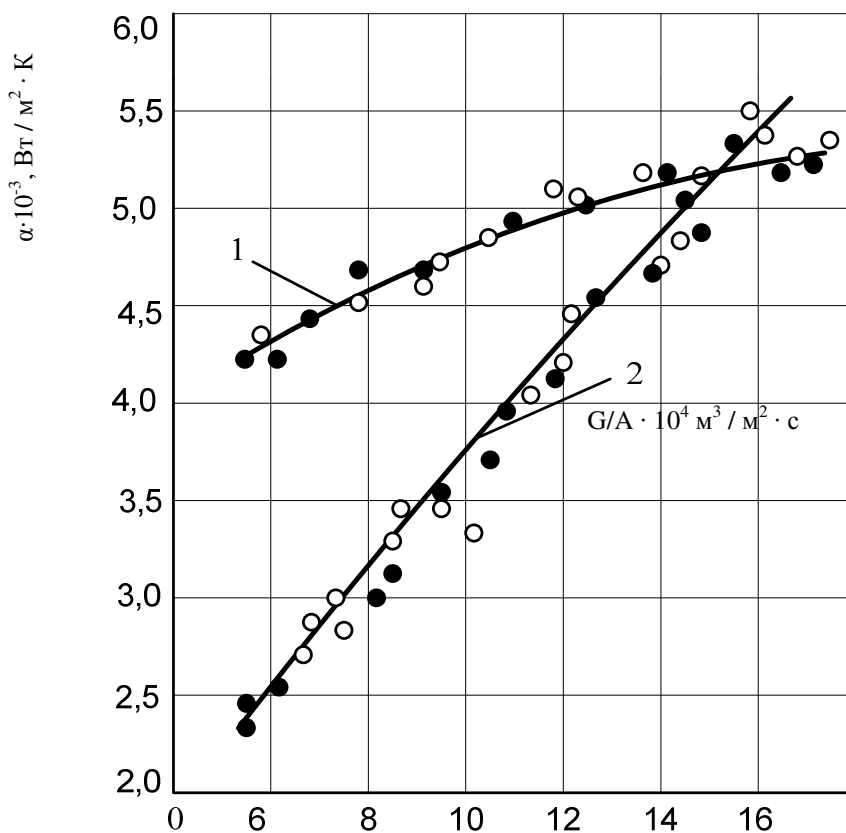


Рис. 2. Зависимость коэффициента теплоотдачи от удельного расхода воды:

1 – с сеткой № 5 ($d_n = 0,32$ мм, $a_c = 1,00$ мм, $\Pi = 0,57$), 2 – без сетки;

● – $T_{cp} = 473$ К, ○ – $T_{cp} = 373$ К

Оценка эффективности охлаждения гуммировочного покрытия при использовании капиллярно-пористого материала

Анализ теплофизических процессов при охлаждении горизонтально расположенного гуммировочного объекта показал, что структура теплообменной системы несовершенна.

Главный ее недостаток заключается в разбрызгивании жидкости за пределами пятна растекания. Струйное охлаждение, таким образом, приводит к ограниченному по интенсивности теплосъему в отдельных пятнах растекания под каждой струей. В этих условиях площадь теплосъема равна суммарной площади пятен растекания.

Поэтому под поверхностью охлаждения следует понимать площадь охлаждаемой поверхности гуммированного материала, рассчитываемую как $V_{рмп} \cdot L_{охл}$, где $V_{рмп}$ – ширина резинометаллической полосы, $L_{охл}$ – длина участка охлаждения, а эффективная поверхность теплосъема, равна, как было сказано выше, сумме площадей пятен растекания.

Несовершенство структуры теплообменной системы может быть устранено введением в контакт с охлаждаемой гуммированной полосой полый охлаждающей детали, полость которой, по меньшей мере частично заполнена имеющим пустоты наполнителем – капиллярно-пористым материалом, и подачей в полость и отвод из нее воды. В качестве наполнителя можно использовать дисперсную структуру.

Предложено располагать капиллярно-пористый материал непосредственно на движущейся гуммированной поверхности в зоне подачи струй охлаждающей жидкости. Для этого наиболее удобно использовать тканую проволочную сетку, так как она обладает легкостью, мягкостью и не препятствует прохождению полосы по роликам. В опытах применялись сетки, типоразмеры которых показаны в таблице. Параметрами сеток являются: диаметр проволоки d_n , размер ячеек a_c , ячеистость Π , рассчитываемая по формуле

$$\Pi = \frac{a_c^2}{(a_c + d_n)^2}.$$

Таблица

Геометрические характеристики капиллярно-пористого материала

№ сетки	Диаметр проволоки d_n , мм	Размер ячеек a_c , мм	Ячеистость Π
1	0,25	0,40	0,37
2	0,30	0,50	0,39
3	0,25	0,63	0,51
4	0,32	0,80	0,51
5	0,32	1,00	0,57
6	0,40	1,20	0,56
7	0,36	1,40	0,63
8	0,55	1,40	0,51
9	0,40	1,60	0,64
10	0,70	2,00	0,51
11	1,00	2,00	0,44

Исследование производилось на экспериментальной установке. На рисунке 3 приведена схема, поясняющая методику эксперимента.

Охлаждаемый образец препарирован датчиком поверхностной температуры, показанным на рисунке 4. Термоэлектрод (1) выточен из хромеля. Другой термоэлектрод (2) представляет собой копелевую проволоку, изолированную слоем окиси, которую получают предварительным нагревом проволоки электрическим током. Использовалась хромелевая проволока диаметром 0,0002 м. При сборке датчика убеждались в отсутствии электрического контакта между электродами. Копелевый термоэлектрод продевался через керамическую трубку (3) с наружным диаметром 1,0 мм. Зазоры заполнялись силикатной пастой этилсиликат для фиксации центрального термоэлектрода. После сушки пасты и проверки изоляции алюмелевая проволока откусывалась на расстоянии 1,0 мм от торца датчика. В образце (4) сверлом, профилированным по форме датчика, высверлено отверстие с незначительной конусностью. После шлифовки торца датчика вместе с поверхностью теплообмена между двумя термоэлектродами появляется электрический контакт из-за взаимного внедрения материала термоэлектродов.

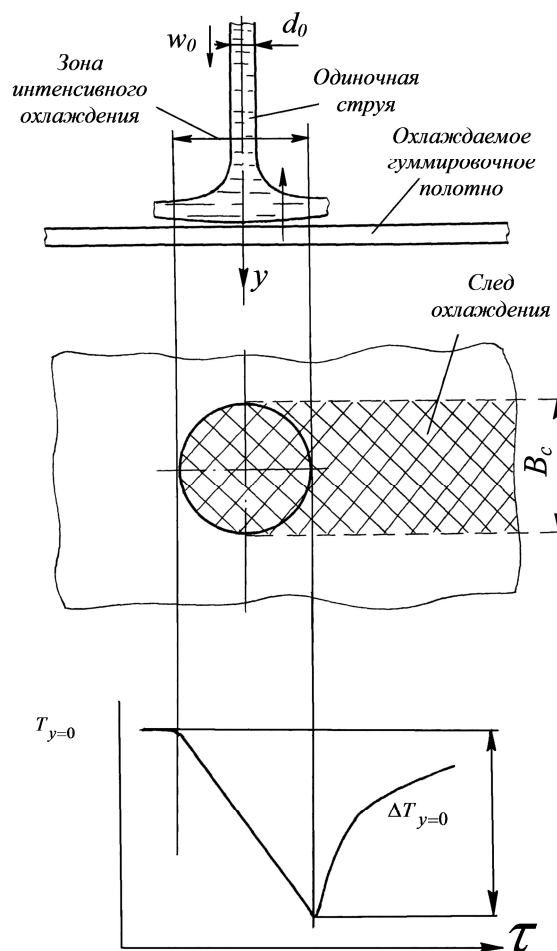


Рис. 3. Схема, поясняющая методику эксперимента

Динамические характеристики датчика определяли методом монотонного нагрева с подачей в момент времени $\tau = 0$ постоянной тепловой нагрузки. Время задержки выхода кривой $T(\tau)$ составляет 0,001 с, т.е. для нестационарных процессов с постоянной времени порядка 0,1 с датчик практически безынерционный. Показания датчика фиксируются осциллографом

Н-115, гальванометром М005-03, рабочая полоса частот 0–180 Гц. На глубине 0,5 мм от охлаждаемой поверхности зачеканен спай хромель-копелевой термомпары (5) (рис. 4). Диаметры выходных отверстий сопел менялись в пределах от 1,0 до 4,5 мм.

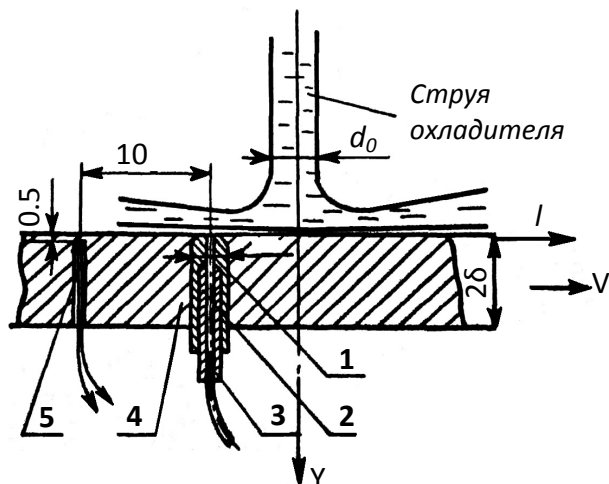


Рис. 4. Датчик определения поверхностной температуры охлаждаемого полотна

Методика проведения эксперимента заключалась в следующем. Включали насос, устанавливали сетку, определяли скорость истечения и температуру воды. После достижения образцом температуры 423 К включали привод перемещения.

Образец двигался под струей, на выходе из зоны охлаждения фотографировали темный след охлаждения. В результате получали изображения следа в масштабе 1:1, по которым определяли путь охлаждения под струей, который для осесимметричной струи равен ширине следа охлаждения под струей B_c . Зная скорость движения образца, определяли время охлаждения. Для каждого опыта записывали кривые изменения температуры на поверхности и на глубине 0,5 мм. Рассматривая образец толщиной 2δ как полупространство с теплоотдающей поверхностью при $Y=0$, движущийся со скоростью ω , можно считать, что для точки поверхности, пересекающей при своем движении ось струи, время охлаждения, в течение которого точка поверхности испытывает охлаждение с постоянной плотностью теплового потока $q_{стр}$, составит величину τ [2–4].

Величина τ имеет порядок 0,1 с, поэтому можно считать, что тепловой поток $q_{стр}$ распространяется в пространстве только в направлении оси Y без оттоков тепла с периферийных боковых областей. Задача, поставленная в таких условиях, имеет известное решение, связывающее изменение во времени температуры $T_{y=0}$ полубесконечной пластины с величиной действующего теплового потока [5].

$$q_{стр} = \frac{\Delta T_{y=0} \sqrt{\pi \lambda c \rho}}{\sqrt{\tau}}, \quad (3)$$

где $\Delta T_{y=0} = T_n - T_k$ – максимальное падение температуры поверхности, отсчитываемой от начальной температуры T_n до конечной T_k ; $\pi \lambda c \rho$ – коэффициенты тепловой активности гуммировочного покрытия.

Подставив τ как отношение длины зоны охлаждения к скорости движения образца:

$$\tau = \frac{B_c}{V},$$

получим:

$$q_{стр} = \frac{\Delta T_{y=0} \sqrt{\pi \lambda c \rho V}}{\sqrt{B_c}}. \quad (4)$$

Тепловой поток, снимаемый струей с гуммировочного покрытия, рассчитывается по формуле

$$Q = q \cdot A, \quad (5)$$

где A – площадь зоны интенсивного теплообмена, определяемая выражением

$$A = \frac{\pi B_c^2}{4}.$$

Проверка экспериментальной методики проводилась по тепловому балансу воды. Для этого отраженная от поверхности вода собиралась специальным лотком, выполненным из алюминиевой фольги, на сливе которого измерялась температура отводимой воды.

Тепловой поток, снимаемый струей воды, рассчитывался по зависимости

$$q_{стр} = \frac{1}{A} Q_c = c_{ж} \rho_{ж} G_0 (T_{сл} - T_{ж}) \frac{1}{A}, \quad (6)$$

где $T_{ж}$ – начальная температура жидкости в струе; $T_{сл}$ – температура воды, замеряемая на сливе лотка, К; $c_{ж}$ – теплоемкость, Дж/кг; $\rho_{ж}$ – плотность, кг/м³.

Оценку эффективности охлаждения производили по соотношению

$$\frac{Q_{cc}}{Q_{bc}},$$

где Q_{cc} – теплосъем с сеткой; Q_{bc} – без сетки. В обоих случаях теплосъем рассчитывали по выражению (5), а плотность теплового потока – по (4).

Исследовалось влияние типоразмера сетки и числа ее слоев на теплосъем. Полученные результаты приведены на рисунке 5 для случая, давшего наилучший (сетка № 5) и наихудший (сетка № 1) результаты. Остальные сетки занимают промежуточное положение.

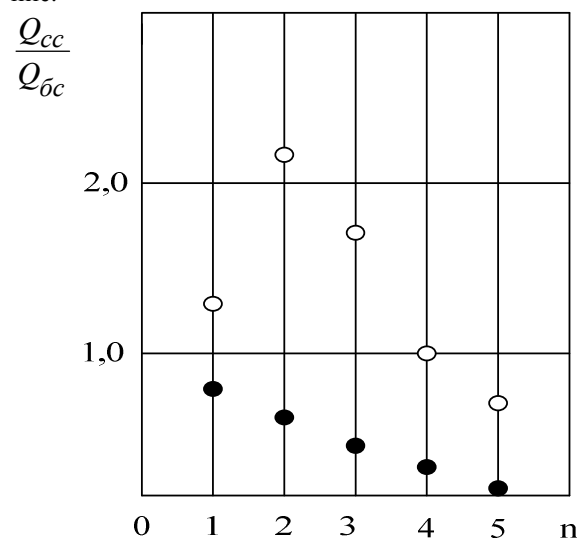


Рис. 5. Влияние числа слоев сеток на теплосъем: $d_0 = 3$ мм, $Re = 10-425$, \circ – сетка № 5, \bullet – сетка № 1

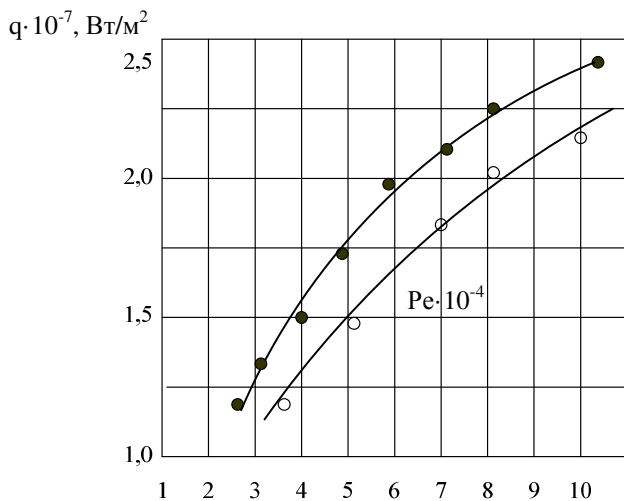


Рис. 6. Плотность теплового потока при охлаждении:
 ● – с сеткой № 5 ($d_n = 0,32$ мм, $a_c = 1,00$ мм, $\Pi = 0,57$),
 ○ – без сетки

Сравнительные результаты по величине $q_{стр}$ для двухслойной сетки № 5 показаны на рисунке 6. Из опытов видно, что для любых режимов истечения струй воды плотность теплового потока при использовании сетки меньше, чем без сетки. Обработка данных (рис. 7) показала, что теплосъем с металла повышается с увеличением расхода в обоих случаях.

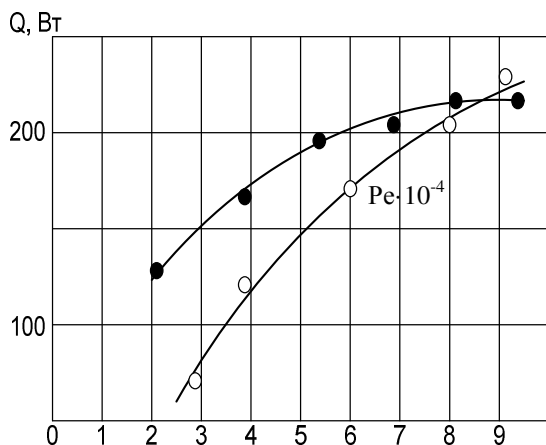


Рис. 7. Теплосъем при охлаждении:
 ● – с сеткой № 5 ($d_n = 0,32$ мм, $a_c = 1,00$ мм, $\Pi = 0,57$),
 ○ – без сетки

Однако в области малых расходов теплосъем с сеткой значительно выше, чем без сетки. При увеличении расхода воды в струях они сближаются и становятся одинаковыми.

Влияние сетки сказывается на струйном теплообмене следующим образом. Сетка, являясь капиллярно-пористым телом, изменяет гидродинамику потока жидкости. Как уже говорилось, высокая интенсивность теплообмена непосредственно под струей обусловлена наличием продольных и поперечных градиентов скорости жидкости при натекании на стенку. Размещение сетки уменьшает влияние продольных градиентов скорости. Этим объясняется меньшая интенсивность охлаждения гуммированного полотна под сеткой по сравнению с чистой поверхно-

стью. С другой стороны, в зоне растекания сетка турбулизирует поток, генерируя продольные градиенты скорости, которые отсутствуют в случае растекания без сетки. Поэтому при охлаждении с сеткой происходит увеличение эффективности поверхности охлаждения и возрастание за счет этого отводимого теплового потока.

Эксперименты с различным числом слоев сеток показали, что наибольшей эффективностью обладают сетки, расположенные на поверхности 2 слоя. При большом числе слоев вода растекается поверх сеток, так как они создают значительное гидравлическое сопротивление, при меньшем числе – сетка слишком тонка и не образует капиллярно-пористой структуры. Все последующие опыты проводились для двухслойных сеток. Сеточная структура, состоящая из двух слоев сетки, показана на рисунке 8.

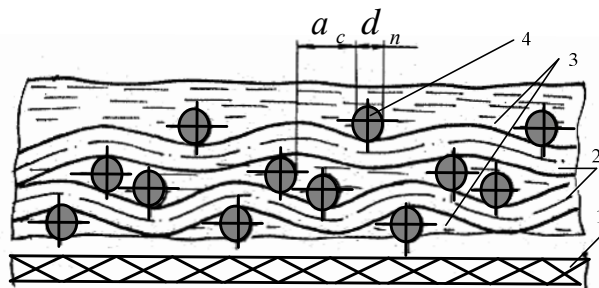


Рис. 8. Сеточная структура, состоящая из двух слоев сетки: 1 – гуммированный объект, 2 – слой сетки, 3 – охлаждающая жидкость, 4 – проволока основы сетки

Таким образом, согласно полученным результатам применение нового способа обеспечивает увеличение теплосъема с поверхности покрытия в 1,5÷2,5 раза. Это имеет место при размерах ячеек сетки 0,63÷1,2 мм и режиме истечения струй, соответствующем числу $Re = (2,7 \div 3,0) \cdot 10^4$. Поэтому применение нового способа дает возможность одновременно со снижением скорости истечения воды сократить ее расход. Увеличение теплосъема дает возможность для более эффективного управления охлаждением и расширения диапазона регулирования. Кроме того, более высокая скорость охлаждения и повышенная эффективная поверхность теплосъема дают возможность сократить длину участка охлаждения в поточной линии.

Таким образом, в результате экспериментальных исследований теплообмена при охлаждении плоского горизонтально расположенного гуммированного изделия:

- получены критериальные зависимости, позволяющие рассчитывать коэффициент теплоотдачи;
- найдена зависимость коэффициента теплоотдачи от удельного расхода воды, из чего можно сделать вывод, что коэффициент теплоотдачи при средних температурах 423 и 473 К не зависит от температуры, а в основном определяется расходом воды;
- предложено решение по устранению несовершенства теплообменной системы за счет введения в контакт с охлаждаемой гуммированной полосой полость охлаждающей детали, полость которой частично

заполнена имеющим пустоты капиллярно-пористым материалом. Для этого наиболее удобно использовать тканую проволочную сетку, так как она обладает легкостью, мягкостью и не препятствует прохождению полосы по роликам автоматизированной поточной линии для гуммирования.

Предложенные решения позволяют улучшить равномерность охлаждения производимых объектов и повысить качество соединения склеиваемых материалов.

Литература

1. Кочкарева, Т. А. Исследование конвективного теплообмена при жидкостном охлаждении плоского вертикально расположенного гуммированного объекта / Н. А. Бормосов, А. Ю. Белянина // Вестник Вологодского государственного университета. – 2021. – № 2 (12). – С. 7–11.

2. Вопилов, В. Н. Интенсивность теплообмена

при душировании горячекатанного листа / В. Н. Вопилов, В. Г. Лабейш // Теория и практика производства широкополосной стали. – Москва : Энергия, 1979. – С. 17–22.

3. Вопилов, В. Н. Исследование теплообмена при струйном жидкостном охлаждении высокотемпературной поверхности : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Вопилов Владимир Николаевич. – Ленинград, 1977. – 20 с.

4. К исследованию процесса теплообмена при струйном охлаждении листа на стане 1700 / В. Н. Вопилов, А. Н. Шичков, Я. А. Бурштейн, В. С. Тюшев // Сборник научных трудов / Северо-Западный политехнический институт. Ленинград. – 1970. – № II. – С. 71–75.

5. Лыков, А. В. Теория теплопроводности / А. В. Лыков. – Москва : Высшая школа, 1967. – 600 с.

N.A. Bormosov, T.A. Kochkareva, A.Yu. Belyanina
Vologda State University

STUDY OF HEAT TRANSFER PROCESSES IN GUMMED COATING OBJECTS MANUFACTURE

Studies of heat transfer during liquid cooling of a flat, horizontally located, rubberized object were carried out.

The main characteristic features of the process under study are established, the influence of individual determining parameters on the intensity of heat transfer is assessed for further experimental studies designed to develop practical generalized recommendations.

Flat, horizontally located, rubberized object, density, heat capacity, thermal conductivity coefficient, heat transfer coefficient, capillary-porous material, cooling surface, water consumption, heat flux density.