

ТЕПЛООБМЕН В ПОТОКЕ НЕДОГРЕТОЙ ЖИДКОСТИ, ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ЛИТЕЙНЫЙ ВАЛКОВЫЙ КРИСТАЛЛИЗАТОР

Кандидаты техн. наук АБРАМЕНКО А. Н., КАЛИНИЧЕНКО А. С.,
инженеры КРИВОШЕЕВ Ю. К., НИКИФОРОВ А. А., студ. АБРАМЕНКО Н. А.

Белорусская государственная политехническая академия

В последнее время широкое распространение получили процессы производства материалов методом быстрого охлаждения из жидкого состояния. Одна из возможностей реализации этого метода — подача расплавленного металла на вращающийся валковый кристаллизатор. Важнейшим фактором обеспечения требований технологического процесса получения таких материалов является организация эффективного отвода тепла, выделившегося при затвердевании жидкого металла [1]. На практике кристаллизаторы повсеместно охлаждаются проточной водой. Ввиду сравнительно высоких температур и больших тепловых нагрузок, сопровождающих процесс затвердевания, на границе потока недогретой охлаждающей жидкости с теплонагруженной поверхностью возникает локальная паровая фаза. В подслое жидкости, находящейся в контакте с перегретой стенкой относительно температуры насыщения воды, активизируются центры парообразования, формируются паровые пузыри и создаются условия для начала кипения, в то время как основной объем жидкости остается недогретым. В период роста пузыри увлекаются потоком жидкости и частично конденсируются. При таком режиме охлаждение валка-кристаллизатора осуществляется одновременно процессами конвекции и фазового перехода. В случае увеличения тепловых нагрузок интенсификация пузыреобразования приводит к формированию стойкого парового слоя, который может изолировать поток жидкости от стенки. Тогда возможен кризис теплообмена при кипении протекающей недогретой жидкости, сопровождающийся резким падением отводимого теплового потока от валка. В результате растет его температура и нарушается стабильность процесса. Ввиду сложности всех этих процессов невозможно рассчитывать теплообменные и гидродинамические характеристики двухфазного потока обычными методами, относящимися к области чистой конвекции и кипению в большом объеме. Имеющиеся в литературе эмпирические соотношения получены для конкретных случаев, и применение их для других условий зачастую не дает достоверных результатов [2].

Настоящая работа посвящена разработке системы охлаждения валкового кристаллизатора, предназначенного для получения металлических лент в аморфном состоянии. В кристаллизаторе смонтирован одноканальный жидкостный теплообменник прямоугольного профиля размером $0,1 \times 0,05$ м (эквивалентный диаметр $0,067$ м). Подача охлаждающей жидкости осуществлялась поршневым насосом, что позволило обеспечивать высокий напор (до 25 МПа). Определялись оптимальный расход и потери давления жидкости (воды), охлаждающей вращающийся кристаллизатор.

Эта задача выполнялась в виде экспериментальной работы, в процессе которой для организации тепловой нагрузки кристаллизатора на валок намораживались следующие металлы:

- олово ($T_{затв} = 505$ К; $q_{max} \approx 15 \cdot 10^4$ Вт/м²);
- свинец (615; $80 \cdot 10^4$);
- цинк (693; $100 \cdot 10^4$);
- алюминий (933; $400 \cdot 10^4$).

Изменение тепловой нагрузки при разливке металла осуществлялось варьированием его расхода к поверхности валка.

Двухфазность охлаждающего потока не давала возможности рассчитать тепловую нагрузку по изменению энтальпии прокачиваемой жидкости. Поэтому ее определение производилось согласно градиенту температуры по ободу валка и контролировалось расчетом, базирующимся на справочном значении теплоты затвердевания, а также производительности кристаллизатора.

Скорость прокачиваемого через кристаллизатор потока жидкости измерялась ротаметром, установленным на входе. Датчиками температуры являлись хромель-алюмелевые термопары, сигналы от которых подавались на цифровые вольтметры. Замер давления осуществлялся манометрами. Изменение скорости прокачки жидкости производилось дросселированием. Для визуального анализа структуры двухфазного потока на выходе из теплообменника в магистраль была установлена прозрачная толстостенная труба из оргстекла.

Эксперименты осуществлялись следующим образом. Рассчитывались размер ленты и производительность кристаллизатора [3]. Исследование процесса затвердевания каждого металла проводилось при различных скоростях прокачки охлаждающей жидкости при условии равенства частоты вращения вала. В ходе экспериментов фиксировалась начальная температура жидкости и ее скорость. Оптимальным значением скорости потока считалось то, при котором имело место равенство расчетных и экспериментальных значений перепада по ободу вала. Дополнительно проводились визуальный качественный анализ внешнего вида получаемой продукции, определение ее механических свойств и исследование микроструктуры.

Гидравлический напор, необходимый для прокачки жидкости через теплообменник, фиксировался как разность показаний манометров на входе в теплообменник и выходе из него.

Результаты экспериментов. В зависимости от тепловой нагрузки и скорости жидкости наблюдались различные режимы кипения. При ламинарной структуре потока в диапазоне плотностей теплового потока $15 \cdot 10^4 \dots 80 \cdot 10^4$ наблюдалось интенсивное пузыреобразование у стенки, которое теплоизолировало ядро потока. Это так называемый обращенный режим двухфазного течения. При нем интенсивность теплоотвода невелика. Следствием этого являлись перегрев обода кристаллизатора, образование на получаемой металлической ленте горбов и впадин, несоответствие механических свойств и микроструктуры предъявляемым техническим требованиям.

Увеличение скорости жидкости, соответствующей наступлению развитого турбулентного течения, приводило к резкому уменьшению паро-содержания потока, срыву и увлечению пузырей в его центр, а также последующей конденсации по пути движения. Механизм теплосъема в этом диапазоне характеризуется доминированием конвекции с дополнительным пузыреобразованием в пристеночном слое. При таком режиме наступает стабилизация процесса охлаждения. Она характеризуется номинальной величиной температурного перепада по ободу вала, и качеством ленты, соответствующим техническим требованиям.

При возрастании плотности теплового потока до $100 \cdot 10^4 \dots 400 \cdot 10^4$ Вт/м² пузыри локализуются в центре потока, смыкаются между собой, образуя непрерывную паровую фазу. Формируется так называемый кольцевой режим кипения. Визуальным сравнением объемов паровой и жидкой фазы можно сделать вывод, что кипение начинает превалировать над конвекцией. Процесс характеризуется тем, что ядро потока недогрето до температуры насыщения, а испарение происходит в пристеночном слое. Это подтверждается непосредственным измерением температуры прокачиваемой жидкости.

Для характеристики интенсивности теплоотвода принималось соотношение между тепловой нагрузкой и перегревом стенки выше температуры насыщения. Ввиду изменения давления по длине потока температура насыщения также соответственно меняется.

Зависимость плотности теплового потока, снимаемого в рабочей зоне, от среднего перегрева стенки представлена на рис. 1. Ее можно разделить на два участка с разной интенсивностью теплосъема. На первом участке превалирует конвекция, фазовый переход играет дополнительную роль. Зависимость имеет вид $q = f(\Delta T_{\text{нас}}^{1,3})$. Предел этого участка $80 \cdot 10^4$ Вт/м². При увеличении нагрузки и соответственно оптимальной скорости потока интенсивность теплосъема увеличивается. Начинает доминировать пузырьковое кипение, доля конвекции падает. Поэтому теплоотвод интенсифицируется. Аналогичная зависимость принимает вид $q =$

$= f(\Delta T_{\text{нас}}^{2.1})$. Необходимо отметить, что в этом случае обеспечивается теплоотвод плотности теплового потока, в 3...4 раза превышающей критическую для большого объема.

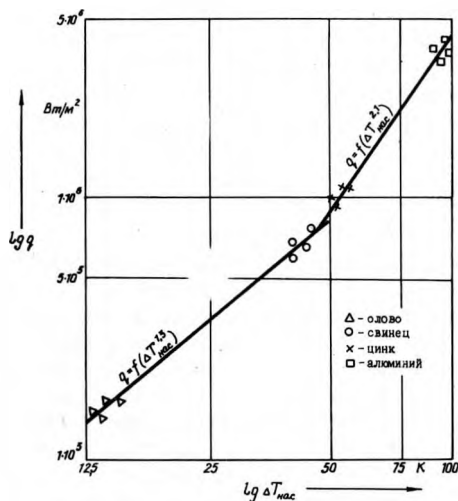


Рис. 1

Потери гидравлического напора по длине канала жидкостного теплообменника (рис. 2) также зависят от структуры потока. При турбулентном течении с частичным пузыреобразованием $\frac{\Delta P}{l} = f(q^{1.24})$, при кольцевом режиме течения $\frac{\Delta P}{l} = f(q^{0.7})$. Таким образом, паросодержание потока влияет на характер изменения гидродинамического сопротивления.

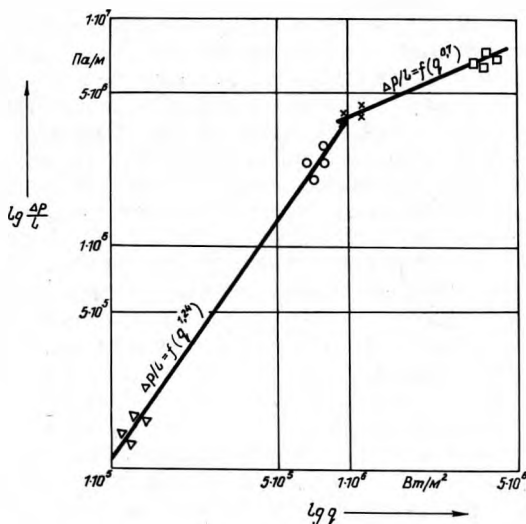


Рис. 2

Анализ результатов. Результаты экспериментов показали, что при плотностях тепловых потоков $15 \cdot 10^4$ Вт/м² и выше теплосъем обеспечивается только при наличии фазового перехода в жидкостном теплообменнике. Это подтверждается проведенными расчетами по методике [4], согласно которым требуемый расход должен намного превышать оптимальный.

Как известно, при развитом турбулентном течении на границе жид-

кости со стенкой образуется ламинарный подслои, перегреваемый выше температуры насыщения, в то время как ядро потока недогрето. Именно в этом подслое образуются паровые пузыри, которые в зависимости от скорости жидкости и тепловой нагрузки либо конденсируются в недогретом ядре, либо образуют устойчивую паровую область.

Расчет интенсивности теплоотвода при таком характере течения затруднен еще и потому, что температура насыщения жидкости растет с увеличением давления по длине потока. Поэтому на различных участках жидкостного теплообменника могут существовать различные структуры двухфазного потока, следовательно, могут доминировать разные процессы теплообмена. Анализ процессов, происходящих в канале, показывает, что тепло от поверхности нагрева может передаваться:

- 1) пузырями в виде скрытой теплоты парообразования;
- 2) посредством испарения у основания пузыря и конденсации у вершины;
- 3) за счет микроконвекции (перемешивание пограничного слоя пузырями);
- 4) путем конвекции в однофазной среде в промежутках между участками, занятыми пузырями.

Однако весьма сложно определить долю каждого механизма в процессе теплообмена. Например, Розенау [5] предложил суммировать тепловой поток конвекции и кипения в большом объеме

$$q = q_{\text{конв}} + q_{\text{б.о.}}$$

Но неизвестно, как соотносятся площади кипения и конвекции. Кутателадзе в [6] привел следующее соотношение:

$$q = q_{\text{конв}} \left[1 + \left\{ \frac{\frac{q_{\text{б.о.}}}{T_{\text{ст}} - T_{\text{нас}}}}{\frac{q_{\text{конв}}}{T_{\text{ст}} - T_{\text{нас}}}} \right\}^2 \right]^{1/2}$$

Для определения перегрева стенки, при котором начинается развитое пузырчатое кипение, известна зависимость [7]

$$\Delta T_{\text{нас}} = 60 (q \cdot 10^{-6})^{0,25} e^{-\frac{p}{900}}$$

а соответствующая этому перегреву плотность потока [8]

$$q = 15,6p^{1,156} \Delta T_{\text{нас}}^{\frac{2,3}{0,0234}}$$

Но эти соотношения не соответствовали полученным авторами данным.

Согласно нашим экспериментальным данным, изменение плотности теплового потока движущейся жидкости при конвекции с фазовым переходом пропорционально $\Delta T_{\text{нас}}^{1,3}$, а при пузырчатом кипении — $\Delta T_{\text{нас}}^{2,1}$. Это соответствует закономерностям кипения в большом объеме, где при конвекции $q \approx f(\Delta T_{\text{нас}}^{3/4})$, а при пузырчатом кипении показатель степени колеблется от 2 до 5 в зависимости от условий.

Изменение темпов роста гидравлического сопротивления с увеличением скорости протекания объясняется возрастанием паросодержания потока. При плотностях теплового потока от $15 \cdot 10^4$ до $80 \cdot 10^4$ Вт/м² паросодержание за счет фазового перехода составляет 10...20%, а при $q = 100 \cdot 10^4 \dots 400 \cdot 10^4$ — 30...45%. Таким образом соотношение между паровой и жидкой фазами оказывает заметное влияние на характер изменения гидравлического соединения.

В Ы В О Д

Расчет оптимального расхода жидкости при организации теплосъема в литейном кристаллизаторе необходимо производить с учетом нескольких механизмов теплоотдачи, в частности, как конвекции, так и фазового перехода. Сложность происходящих в жидкостном теплообменнике про-

цессов требует более глубокой экспериментальной проверки представленных предварительных результатов.

ОБОЗНАЧЕНИЯ

l — длина, м;
 p — давление, Па;
 Δp — разность давлений, Па;
 q — плотность теплового потока, Вт/м²;
 T — температура, К;
 ΔT — температурный перепад, К;
индексы: $б.о$ — большой объем, $ж$ — жидкость, $затв$ — затвердевание,
 $конв$ — конвекция, $нас$ — насыщение, $ст$ — стенка, $мах$ — максимальный.

ЛИТЕРАТУРА

1. Абраменко А. Н., Калининченко А. С., Кривошеев Ю. К. Системы охлаждения вращающихся кристаллизаторов // ИФЖ.—1993.—Т. 64.—С. 492—507.
2. Тонг Л. С. Теплоотдача при кипении и двухфазное течение. — М.: Мир, 1969.—344 с.
3. Методика расчета толщины и интенсивности охлаждения лент, получаемых сверхбыстрым охлаждением металла из жидкого состояния / А. Н. Абраменко, А. С. Калининченко, М. А. Антонович, Э. Д. Сычиков // ИФЖ. — 1988. — Т. 55.—С. 117—122.
4. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. — М.: Энергия, 1973.—320 с.
5. Rohsenow W. M. Heat Transfer. A Symposium, Eng. Research Inst., Univ. Michigan, 1952.
6. Kutateladze S. S. Boiling Heat Transfer // Intern. J. Heat Mass Transfer.—1961.— V. 4.— P. 31—45.
7. Jens W. H., Lottes P. A. Analysis of Heat Transfer, Burnout, Pressure Drop and Density Data for High Pressure Water //USAEC Rept. ANL—4627.
8. Бергльс, Розенау. Определение теплопередачи при поверхностном кипении в условиях принудительной конвекции // Теплопередача.— 1964.— Т. 83.— С. 283—287.

Представлена лабораторией
прикладной теплофизики
и теплоэнергетики

Поступила 30.08.1993
После доработки 10.03.1994

УДК 621.181.52

ОБ ОРГАНИЗАЦИИ ВЫПОЛНЕНИЯ И ЗАЩИТЫ КУРСОВЫХ ПРОЕКТОВ СТУДЕНТАМИ

Кандидаты техн. наук КРУТИЕВ В. А., ФУРСЕНКО В. Ф.

Ростовский институт инженеров железнодорожного транспорта

Реформы экономики страны в условиях перехода к рынку, все большее усложнение техники предъявляют жесткие требования к подготовке инженерных кадров. Одно из таких требований — повышение роли связи теоретических знаний с практическим решением задач. К последним относится обеспечение высокого уровня экономичности и надежности функционирования промышленных установок, а также низкой степени их отрицательного воздействия на окружающую среду.

С учетом сказанного на кафедре «Теплоэнергетика на железнодорожном транспорте» разработаны методические указания по организации выполнения и защите курсовых проектов по дисциплине «Котельные установки промышленных предприятий». Эта дисциплина является одной из основных по специальности «Промышленная теплоэнергетика».