

УДК 621.56

## ИССЛЕДОВАНИЕ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА В МОДЕЛЯХ ВИХРЕВЫХ КАМЕР

*А.С. Латкин (НИГТЦ ДВО РАН)*

*Приводится описание конструкции экспериментального стенда и обсуждаются результаты исследований теплообмена в моделях вихревых камер при движении горячего воздуха с различными относительными площадями ввода и вариациями генерации структуры потока в рабочем объеме моделей.*

*The article deals with the constructions of experimental stand and considers the results of studies of heat exchange in models of vortical cameras during the traffic of hot air under different relative areas of inlet and variants of generations of flow structure in working volume of models.*

Высокие удельные показатели вихревых процессов определяются интенсивностью тепло- и массообмена в вихревой камере между воздухом (или газами) и каплями или частицами материала, подвергаемого какому-либо технологическому процессу. Исследование теплообмена при изучении рабочего процесса в вихревой камере позволяет получить значения коэффициентов теплообмена при различных режимно-конструктивных параметрах устройств, которые необходимы для создания методик расчета технологического оборудования. За последние три десятилетия в литературе появились публикации, посвященные исследованию конвективного теплооб-

мена в закрученном потоке воздуха в трубах и вихревых устройствах [1–3]. Результаты этих работ указывают на высокую интенсивность конвективного теплообмена в вихревых устройствах, его заметную роль в суммарном теплообмене при ведении технологического процесса. Однако эти методы расчета применимы либо к длинным трубам, либо только к тем камерам, на которых проводились опыты.

Экспериментальные исследования конвективного теплообмена в вихревых камерах начаты в 1986 г. на базе отдела комплексного использования минерального сырья Института горного дела ДВНЦ АН СССР [4]. Исследования конвективного теплообмена на стенке вихревой камеры при охлаждении горячего воздуха проводились на специальном стенде, схема которого представлена на рис. 1. Материалы статьи основаны на результатах исследований, которые не были проанализированы в 1987 г. В следующем году основные узлы стенда были перевезены в г. Петропавловск-Камчатский. На основании их смонтирован вихревой стенд для исследований на начальном этапе теплообмена при конденсации пара [5, 6–10]. В дальнейшем планируется совершенствование стенда для проведения исследований тепло- и массообмена при прохождении химических реакций в условиях активных гидродинамических режимов.

### Описание установки и методика проведения экспериментов

Эксперименты по исследованию конвективного теплообмена проводились на стенде, принципиальная схема которого представлена на рис. 1. Рабочий воздух подавался высоконапорным вентилятором АЦС-850 1 в систему трубопроводов 2. Расходы воздуха регулировались шиберными заслонками 3. Нагрев воздуха (до 400°C) осуществлялся в нагревательном патроне 4. Расходы воздуха по трубопроводам измерялись при помощи трубок Прандтля и микроманометра 5. Пройдя через систему трубопроводов 3 и нагревательный патрон 4, горячий воздух поступал в рабочий объем модели вихревого устройства 6. Модели вихревых устройств 6 собирались из отдельных узлов, представленных на рис. 2. Модели камер выполнены в виде водяного калориметра. Горячий воздух поступает в модель через щели тангенциально. Затем, охладившись там, он поступает в смеситель 7, откуда удаляется непосредственно за пределы помещения лаборатории через патрубок 8. Температура горячего воздуха регулировалась степенью нагрева нихромовых спиралей в нагревательном патроне 4 при помощи реостата 11.

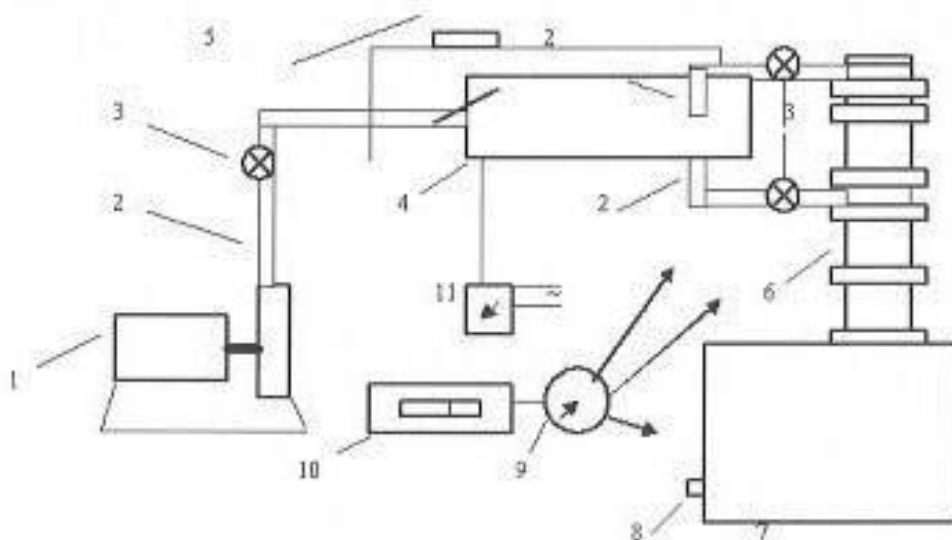


Рис. 1. Принципиальная схема стенда для исследования конвективного теплообмена при охлаждении воздуха на стенке вихревой камеры

Перепад температур воды на входе и выходе из кожуха и температура воздуха перед щелями, на стенках и в рабочем объеме моделей вихревых устройств замерялись нихром-константановыми термопарами, расположение которых в модели представлено на рис. 2 (поз. 4), с помощью переключателя 9 и микровольтметра 10. Точность замеров при этом с учетом градуировки составляет 0,1°C. Однако при измерении температуры воздуха большая неточность могла быть допущена за счет неравномерности поля температур по сечению щели. Для предотвращения этого патрубков и вся установка были заключены в теплоизоляционную рубашку. Патрубки от нагревательного патрона 4 до модели 6 вместе с узлами тангенциальной закрутки

воздуха теплоизолировались вспененным силикатом натрия толщиной 50 мм. Цилиндрические вставки модели изолировались шнуровым асбестом толщиной 50 мм и обклеивались стеклотканью. Смеситель 7, изготовленный из листовой жести, изолировался пенопластом толщиной 25 мм.

Ввиду больших скоростей воздуха в шлице вводилась поправка на температуру торможения с учетом коэффициента восстановления термометрической трубки по методике, представленной в работе [6]. Расход воды, протекающей через кожух циклона за время опыта, измерялся взвешиванием. Вода в систему охлаждения поступала из напорного бака непрерывным сливом при постоянном уровне воды в баке, чем обеспечивалась стабильность водяного напора во время опыта. Расход воды регулировался таким образом, чтобы абсолютная величина перепада температур между окружающей средой и водой на входе и выходе из кожуха была одинаковой. Дополнительно с изоляцией кожуха этим обеспечивалось значительное уменьшение тепловых потерь по воде. Модели вихревых камер собирались из трех видов узлов (рис. 2). Вращение потока горячего воздуха осуществлялось при помощи двух вихревых головок (торцевой 1 и мобильной 2). Каждая головка имеет два тангенциально расположенных прямоугольных входа сечением  $20 \times 45$  мм (площадь сопла  $S_c = 900$  мм<sup>2</sup>; эквивалентный радиус сопла  $r_{\text{экв}} = 16,9$  мм; суммарная площадь сопел одной обоймы  $S_{2c} = 1800$  мм<sup>2</sup>). Корпуса моделей собирались из отдельных цилиндрических вставок 3 в количестве от одной до четырех. Каждая вставка представляет собой теплоизолированную цилиндрическую обойму с рубашкой охлаждения и встроенными термомпарами. Для соединения с сопловыми обоймами и другими секциями каждая из них оснащена развитыми бортами, играющими роль фланцевых соединений. Расположение термомпар 4 в модели представлено на рис. 2. Значения основных размеров узлов вихревых камер и ее некоторые дополнительные размерности приведены в таблице.

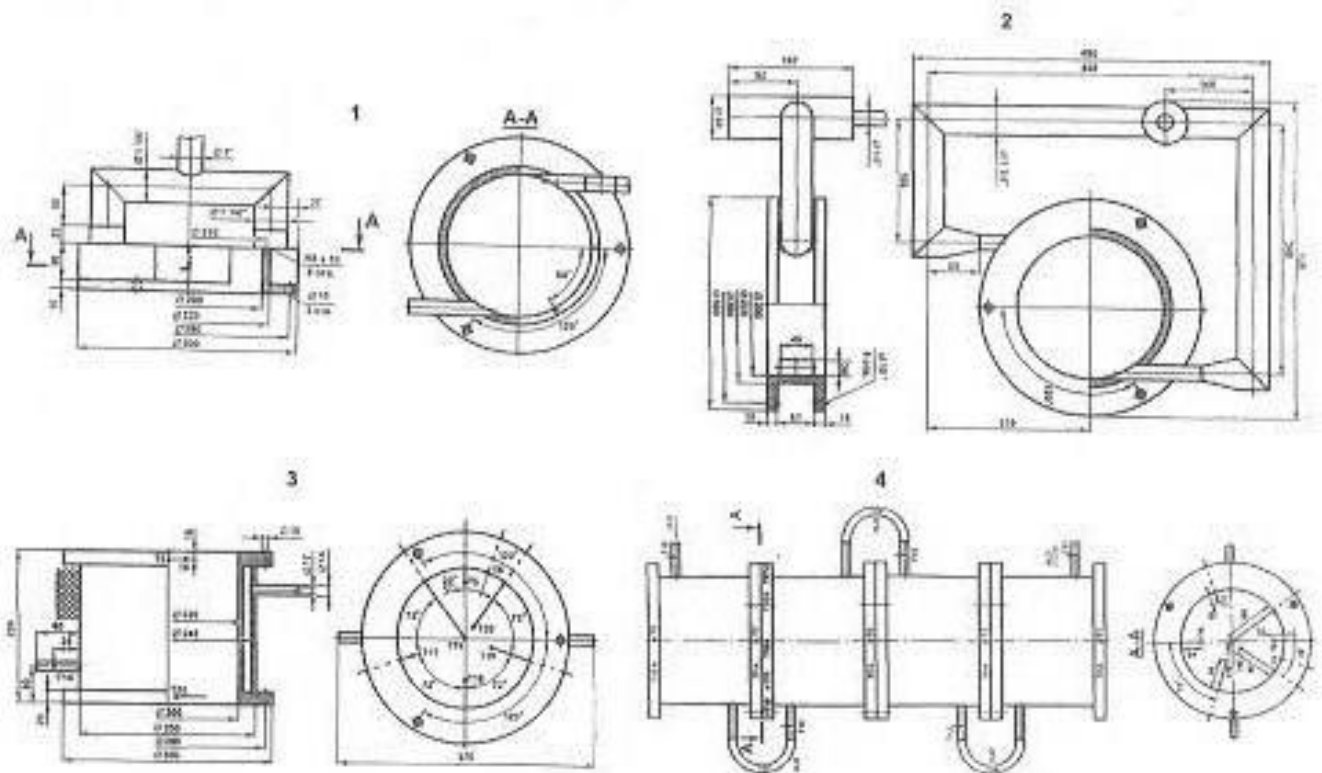


Рис. 2. Узлы вихревой установки и схема расстановки термомпар: 1 – торцевая вихревая головка; 2 – мобильная вихревая головка; 3 – цилиндрическая вставка; 4 – схема расстановки термомпар на собранных вставках (чертежи выполнены аспирантом А.Р. Диндзбергом на основании эскизирования существующих узлов) [5]

Процесс теплообмена в моделях происходит в стационарных условиях при практически неизменных величинах температуры и расходов воды и воздуха, что достигается прогревом установки на режиме опыта в течение одного часа. В ходе экспериментов изменялись следующие параметры моделей: площади ввода потока (за счет установок различного количества вихревых головок и пластинчатых вставок в тангенциальные шлицы); размеры модели (за счет вариации количества цилиндрических вставок); структура закрученного потока в результате различной ориентации вихревых головок; температура рабочего воздуха.

Конструктивные параметры узлов моделей

Параметр	Размерность	Обозначение	Величина
Высота секции	мм	$h$	220
Высота фланца	мм	$h_{\text{фл}}$	20
Внутренний диаметр секции	мм	$D_{\text{вн}}$	200
Наружный диаметр секции	мм	$D_{\text{нар}}$	250
Диаметр фланцев	мм	$D_{\text{фл}}$	300
Высота расположения термопар	мм	$h_{\text{т}}$	10
Угол между термопарами Т5 и Т6	град	$\alpha_1$	20
Угол между термопарами Т16-Т20	град	$\alpha_2$	72
Высота расположения водяных трубок	мм	$h_{\text{тр}}$	50
Длина водяных трубок	мм	$l_{\text{тр}}$	60
Наружный диаметр водяных трубок	мм	$d_{\text{нар}}$	14
Внутренний диаметр водяных трубок	мм	$d_{\text{вн}}$	12
Угол между водяными трубками	град	$\alpha_3$	180
Длина до места установки термопары на водяной трубке	мм	$l_1$	35
Диаметр расположения крепежных отверстий	мм	$D_{\text{отв}}$	280
Диаметр крепежных отверстий	мм	$d_{\text{отв}}$	10
Угол между крепежными отверстиями	град	$\alpha_{\text{отв}}$	120
Площадь сечения секции	см <sup>2</sup>	$S_{\text{сеч}}$	314,16
Внутренний объем секции	см <sup>3</sup>	$V_{\text{вн}}$	6 911,5
Площадь внутренней поверхности секции	см <sup>2</sup>	$S_{\text{вн}}$	1 382,3
Объем водяной полости секции	л	$V_{\text{пол}}$	1,5

Примечание. Таблица выполнена аспирантом А.Р. Ляццибергом на основании обмера существующих узлов [5].

### Методика расчета

Исследования процесса теплообмена проводились на различных моделях вихревых камер, характеризуемых определенной структурой потока в рабочем объеме. Как уже указывалось, в опытах наблюдался процесс теплоотдачи от воздушного вихря в моделях вихревых камер к охлаждаемым водой стенкам. Коэффициент теплоотдачи в этом случае выражается через тепловой поток  $q$ , поверхность стенок  $\pi DL$  и температурный напор между воздушным вихрем и стенкой следующим образом:

$$\alpha = q / \pi DL (t_1 - t_2), \quad (1)$$

где  $t_1$  и  $t_2$  — средние температуры воздушного вихря и стенки цилиндрической вставки.

Количество тепла  $q$ , полученное стенкой от воздушного вихря и переданное через нее охлаждающей воде, рассчитывалось по расходу и перепаду температур воды и сопоставлялось для контроля с количеством тепла, отданным воздухом. За среднюю температуру воздуха вихря принималась средняя арифметическая температур воздуха на входе и выходе из цилиндрической вставки на расстоянии 20 мм от стенки камеры (Т1–Т3; Т3–Т5; Т5–Т7; Т7–Т9). Средняя температура стенки находилась как средняя арифметическая от показаний термопар, впрыснутых в стенку цилиндрической вставки на глубину 1 мм на ее входе и выходе (Т2–Т4; Т4–Т6; Т6–Т8; Т8–Т10).

Структура потока в рабочих объемах моделей оценивалась критерием Россби ( $Ro$ ):

$$Ro = A(1 \pm V_{\text{max}}) / d(1 - V_{\text{min}}), \quad (2)$$

где  $A = \Sigma f_{\text{вх}} / \pi DL$  — безразмерная площадь ввода потока ( $\Sigma f_{\text{вх}}$  — суммарная площадь ввода потока);  $V = Q_{1,2} / (Q_{1,2} + Q_{2,1})$  — безразмерное соотношение секундных расходов через торцевую или мобильную головки;  $D, L$  — диаметр и длина модели;  $d = d_1 / D$  — безразмерный диаметр выходного пережима;  $d_1$  — диаметр выходного пережима.

Кроме этого, производилась обработка экспериментальных данных в традиционной форме:

$$Nu = f(Re), \quad (3)$$

где  $Nu = \alpha D / \lambda$ ,  $Re = V_{\text{вх}} D / \nu$  — критерии Нуссельдта и Рейнольдса;  $V_{\text{вх}}$  — средняя скорость ввода потока в модель вихревой камеры;  $\nu, \lambda$  — коэффициенты кинематической вязкости и теплопроводности для воздуха при термодинамических параметрах условий ввода потока в камеру.



В зависимости от точности проводимых в опытах замеров ошибка при подсчете величин  $\alpha$  и  $Ro$  не превышает 8%.

### Результаты опытов и их обсуждение

Были проведены опыты на трех моделях с гладкими стенками с различными схемами генерации потока в рабочем объеме вихревых камер при варьируемых площадях ввода воздуха. В каждом случае скорость воздуха на входе в камеру изменялась от 10 до 80 м/с (10–20 опытов). Температура подаваемого воздуха составляла 100 ... 400°C, нагрев воды в кожухе – 15 ... 80°C, температурный напор между воздушным вихрем и стенкой – 82 ... 320°C. Результаты этих опытов представлены на рис. 3 в виде зависимости  $\alpha$  от  $Ro$ .

Как видно из графика, в пройденном интервале  $Ro = 0,0002 \dots 0,008$  экспериментальные точки группируются вдоль трех линий, соответствующих камерам различной длины. Математическая обработка данных позволяет получить обобщающую зависимость в виде

$$\alpha = 1\,324Ro^{2,2}(200/L'), \quad (4)$$

где  $L' = L / 220$  – безразмерная длина модели, или число цилиндрических вставок.

Распределение экспериментальных точек на рис. 3 показывает, что принятый вид критерия Россби не позволяет получить однозначную зависимость коэффициента теплообмена от структуры потока.

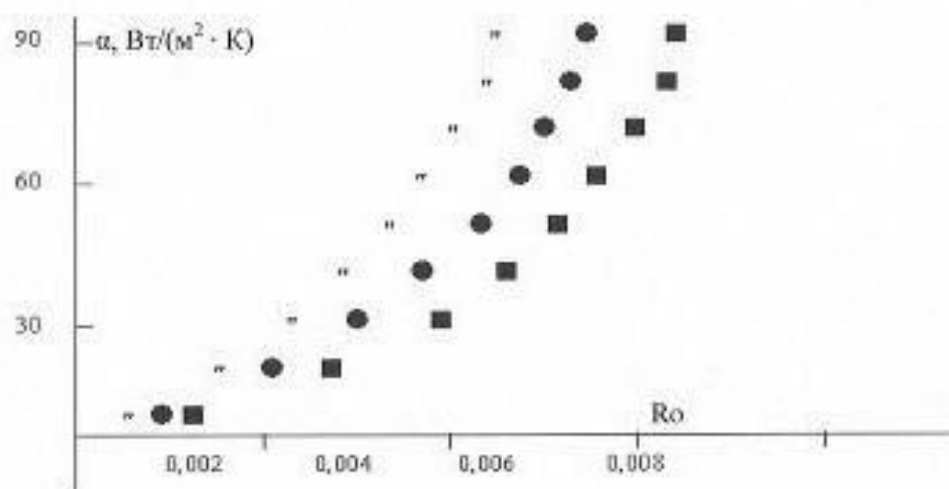


Рис. 3. Зависимость значений коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  от величины критерия Россби  $Ro$  (экспериментальные значения коэффициента теплоотдачи в камерах: ■ –  $L = 880$  мм; ● –  $L = 660$  мм; + –  $L = 440$  мм)

Обработка результатов исследований в виде  $Nu = f(Re)$  также не позволяет получить однозначную зависимость (рис. 4). В этом случае прослеживается тенденция распределения экспериментальных точек на две области: спутно- и встречно-взаимодействующих потоков. Математическая обработка экспериментальных данных позволяет получить обобщающие зависимости в виде

$$Nu = 0,196Re^{0,92}, \quad (5)$$

$$Nu = 0,163Re^{0,84}. \quad (6)$$

Уравнение (5) – для камер со структурой потока на основе спутновзаимодействующих потоков, уравнение (6) – для взаимодействующих потоков противоположной закрутки (встречно-взаимодействующих).

На рис. 4 зоны распределения экспериментальных точек разделены тонкими линиями. Анализ экспериментальных данных показывает, что при одинаковых условиях ввода потока в камеру модели теплообмен в ней зависит как от характеристик потока, так и от его структуры. Поэтому при расчете вихревых устройств необходимо это учитывать.

Анализ полученных результатов показывает, что интенсивность теплообмена при увеличении степени турбулентности потока (что связано со структурой потока в рабочем объеме модели технологического устройства) возрастает в несколько раз.

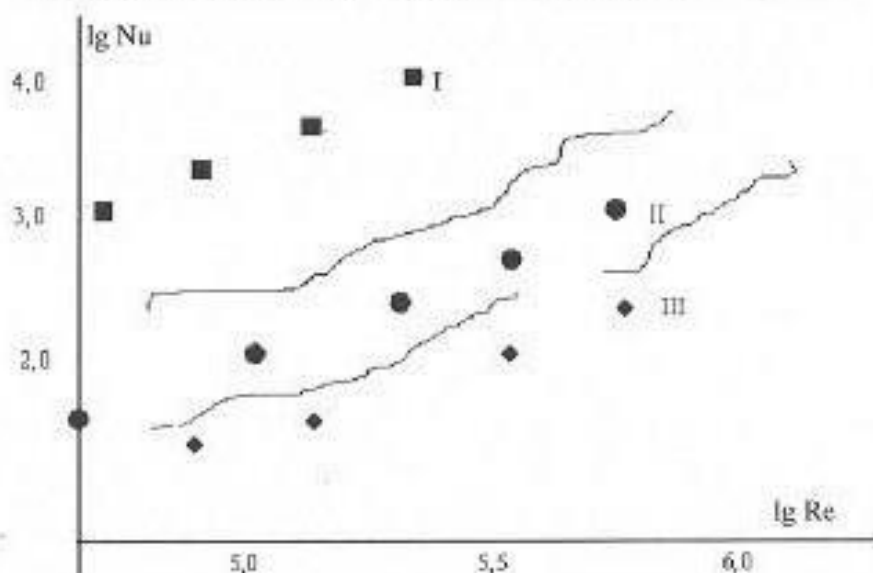


Рис. 4. График зависимости  $Nu = f(Re)$  для различных моделей вихревых камер:  
 I – зона распределения экспериментальных точек для моделей со структурой потока в рабочем объеме, организованной на основании ступенчатозакрученных взаимодействующих потоков;  
 II – зона распределения экспериментальных точек для моделей со встречнодействующими закрученными потоками; III – экспериментальные данные для закрученного потока в длинных трубах [3]

Созданный экспериментальный стенд дает возможность вести исследования более сложных задач, как, например, исследование теплообмена при конденсации пара. Учитывая высокий энергетический потенциал, для решения этой проблемы, в отличие от устройства для охлаждения газа, необходим более совершенный отвод тепла от корпуса конденсатора.

### Выводы

1. Создан экспериментальный стенд для исследования теплообмена в моделях камер с различной структурой потока в рабочем объеме.
2. Проведено исследование конвективного теплообмена на моделях вихревых камер при различных относительных площадях ввода воздуха и вариантах генерации структуры потока в рабочем объеме моделей. Получены значения коэффициентов теплоотдачи в диапазоне скоростей на входе в камеры от 10 до 80 м/с.
3. Результаты проведенных опытов для гладкостенных камер можно аппроксимировать критериальными зависимостями (5) и (6).
4. Сравнение полученных результатов с исследованиями теплоотдачи в других устройствах показывает, что в вихревых аппаратах интенсивность теплоотдачи в несколько раз выше, чем в закрученном потоке в длинных трубах.
5. Результаты исследования показывают, что увеличение степени крутки потока в рабочем объеме вихревого устройства приводит к возрастанию конвективного теплообмена в нем.
6. Созданный экспериментальный стенд дает возможность вести исследования более сложных задач, как, например, исследование теплообмена при конденсации пара.

### Литература

1. Рыбых В.Г. Исследование гидродинамики и теплообмена в аппаратах с закрученными потоками газа и жидкости: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Одесса: Политехн. ин-т, 1974. – 20 с.
2. Деметьева К.В., Телегина И.И. Экспериментальное исследование гидродинамики и теплообмена в криволинейных каналах. – М.: Теплоэнергетика, 1979. – № 1. – С. 51–54.
3. Щукин В.К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил. – М.: Машиностроение, 1980. – 240 с.
4. Латкин А.С. Вихревые аппараты для технологических процессов. – Владивосток: Дальнаука, 1989. – 248 с.
5. Ляндзберг А.Р. Разработка рациональной технологии комплексного извлечения полезных компонентов при переработке высокотемпературных геотермальных флюидов: Дис. ... канд. техн. наук. – Чита, 2002. – 177 с.

6. Преображенский В.П. Теплотехнические измерения и приборы. – М.: Госэнергоиздат, 1978. – 247 с.
7. Ляндзберг А.Р., Латкин А.С. Модификация технологических схем комплексной переработки геотермальных флюидов // Вестник КамчатГТУ. – 2002. – № 1. – 204 с.
8. Ляндзберг А.Р., Латкин А.С. Методика инженерного расчета вихревого конденсатора-сепаратора // Изв. вузов: Техн. науки. Прил. 4). – Новочеркасск: НГУ, 2004. – С. 82–90.
9. Ляндзберг А.Р., Латкин А.С. Вихревые теплообменники и конденсация в закрученном потоке: Монография. – Петропавловск-Камчатский: КамчатГТУ, 2004. – 150 с.
10. Латкин А.С., Ляндзберг А.Р., Секисов Г.В. Исследование теплообмена при конденсационных методах обогащения // ФТППИ. – 2004. – № 6. – С. 18–25.