

Ю.Л. Леухин¹, Э.Н. Сабуров¹, В. Гарен², И.А. Усачев¹

Архангельский государственный технический университет, Россия (1)

Университет прикладных наук, Эмден, Германия (2)

ТЕПЛОТДАЧА ЦИЛИНДРА, СМЕЩЕННОГО С ОСИ ЦИКЛОННОГО ПОТОКА

АННОТАЦИЯ

Анализируются особенности изменения местных и средних коэффициентов теплоотдачи на характерных участках поверхности цилиндра, ось которого смещена с аэродинамической оси циклонного потока.

1. ВВЕДЕНИЕ

Сложный характер распределения коэффициента теплоотдачи по поверхности круглого цилиндра, смещенного с аэродинамической оси закрученного потока, определяется особенностями его обтекания [1]. Несимметричность формирования пограничных слоев и особенности их отрыва с поверхности, высокая турбулентность потока и неравномерное ее распределение по радиусу циклонной камеры, интенсивные трехмерные вихревые течения, существующие в циклонном потоке, определяют различия уровня и интенсивности теплоотдачи в характерных точках и участках поверхности обтекаемого цилиндра.

Задача представляет не только теоретический, но и практический интерес с точки зрения совершенствования методики расчета теплоотдачи в циклонных нагревательных устройствах для группового нагрева заготовок.

2. ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО СТЕНДА И МЕТОДИКИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Исследования проведены на экспериментальном стенде [2], созданном авторами в лаборатории прикладной лазерной техники (Institut für Angewandte Lasertechnik) университета прикладных наук г. Эмден (Германия). Стенд (рис.1) включал циклонную камеру, измерительный комплекс лазерной установки LDA и комплект оборудования для исследования конвективного теплообмена.

Циклонная камера, выполненная из оргстекла, имела внутренний диаметр $D_k = 2R_k = 179$ мм и длину $L_k = 272$ мм (рис.1). Подвод воздуха в камеру осуществлялся тангенциально внутренней поверхности с двух диаметрально противоположных сторон через каналы с высотой 13 мм и длиной, размер по образующей, равной 40 мм. Безразмерная суммарная площадь входа потока $\bar{f}_{вх} = 4f_{вх}/\pi D_k^2$ равнялась $4,13 \cdot 10^{-2}$. Отвод воздуха из циклонной камеры производился через осесимметричное с рабочим объемом отверстие в верхнем торце. Относительный диаметр выходного отверстия $\bar{d}_{вых} = d_{вых}/D_k$ составлял 0,4.

Распределения осредненных и пульсационных значений тангенциальной и осевой составляющих вектора скорости исследовались LDA в среднем поперечном сечении циклонной камеры при $z = 0,670$ ($\bar{z} = z/D_k$ – безразмерная координата, совпадающая с осью камеры и отсчитываемая от ее глухого торца) по методике подробно описанной в работе [2].

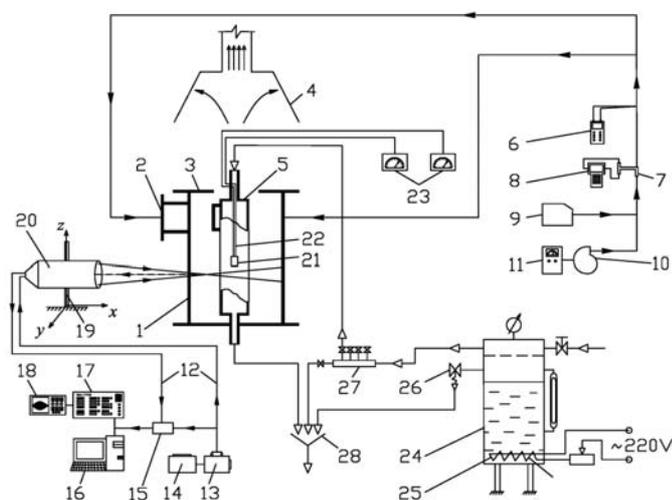


Рис. 1. Схема стенда для исследования аэродинамики и конвективного теплообмена: 1 – циклонная камера; 2 – входной канал; 3 – выходной торец; 4 – вытяжной зонт; 5 – паровой калориметр; 6 – цифровой термометр; 7 – трубка Пито-Прандтля; 8 – цифровой микроманометр; 9 – генератор тумана; 10 – воздуходувка; 11 – блок управления напряжением воздуходувки; 12 – волоконные световоды; 13 – оптический коммутатор; 14 – лазер; 15 – фотомультипликатор; 16 – компьютер; 17 – контроллер-счетчик; 18 – осциллограф; 19 – система перемещения зонда; 20 – оптический зонд; 21 – датчик теплового потока; 22 – термопара; 23 – милливольтметры; 24 – паровой котёл; 25 – электронагреватель; 26 – предохранительный клапан; 27 – коллектор; 28 – дренаж

Цилиндр – паровой калориметр [4] имел длину 231,5 мм и диаметр $d = 61,5$ мм, что соответствовало параметру $\bar{d} = d/D_k = 0,344$. Торцы цилиндров отстояли от торцов камеры на расстоянии 23 мм, что исключало непосредственное воздействие на их боковую поверхность радиальных приторцевых перетечек. Величина относительного смещения $\bar{e} = e/R_k$ цилиндра равнялась 0,190 (17 мм).

Измерение местной плотности теплового потока по периметру калориметра осуществлялось датчиком теплового потока фирмы «Сартес» (Франция) с размерами сторон 5×5 мм и толщиной 0,450 мм.

Время реакции датчика составляет 150 мс, вольт-ваттная чувствительность – 0,136 мВ/(Вт/м²). На калориметре датчик закреплялся заподлицо с поверхностью также в среднем сечении циклонной камеры. Показания датчика снимались через 10° при вращении калориметра вокруг его оси. Температура поверхности теплоотдачи контролировалась с помощью хромель-алюмелевой термопары.

Использованные градиентные датчики теплового потока, благодаря малым размерам, позволяли получать достаточно подробную картину распределения локальных коэффициентов теплоотдачи по поверхности калориметра.

3. РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

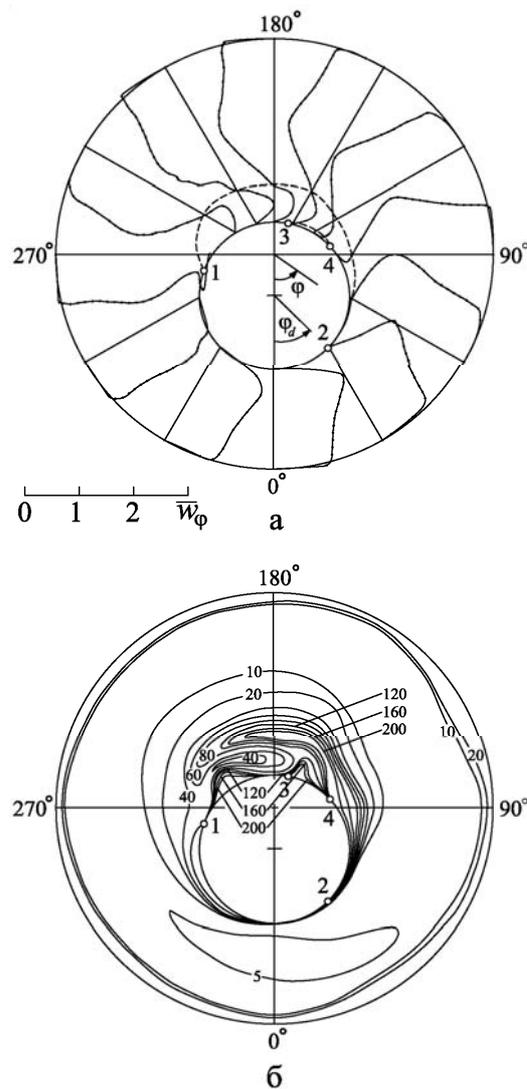
Течение закрученного потока, обтекающего смещенный с аэродинамической оси цилиндр, в поперечном сечении камеры происходит как бы в замкнутом криволинейном канале типа конфузур – диффузур – конфузур и т.д., который образуют цилиндр и боковая поверхность рабочего объема циклонной камеры.

На рис.2 приведены распределения безразмерной тангенциальной скорости $\bar{w}_\varphi = w_\varphi/V_{вх}$ ($V_{вх}$ – средняя скорость потока во входных шлицах циклонной камеры) и интенсивности ее пульсаций $\varepsilon_\varphi = \sqrt{w_\varphi'^2}/V$ (V – осредненное значение полной скорости в данной точке) при обтекании цилиндра. На рис.2 обозначены: φ – угол с вершиной на оси камеры, отсчитываемый в направлении движения потока от радиуса, по которому происходит смещения цилиндра; φ_d – угол, отсчитываемый в поперечном сечении камеры от линии смещения цилиндра, с вершиной на его оси.

При перемещении потока в конфузурной части поперечного сечения и приближения его к наиболее стесненному проходному сечению $\varphi = 0^\circ$ происходит увеличение уровня тангенциальной скорости и перестройка ее профиля. В диффузорной его части ($\varphi > 0^\circ$) положительный градиент давления препятствует продвижению потока у поверхности цилиндра и приводит к его отрыву в точке 2. С противоположной стороны цилиндра наблюдается вихрь с интенсивным стоком газа в направлении выходного отверстия циклонной камеры. Граница разделения прямого и обратного течений в вихре (изотакта нулевого значения тангенциальной скорости) на рис.2а показана штриховой линией, которая замыкается между точками 1 и 2. Попятный вихревой поток срывается с поверхности цилиндра в точке 3 и затем присоединяется к его поверхности в точке 4. Область между точками 3 и 4, в которой генерируется турбулентность потока высокой интенсивности, – «отрывной пузырь» [3]. У поверхности цилиндра от точки 4 поток перемещается в направлении точки 2 и в пограничном слое течение, вероятно, является турбулентным. На поверхности цилиндра существуют две критические точки: передняя 1 (лобовая), расположенная в месте разделения набегающего на цилиндр потока при $\varphi_d \approx 250^\circ$, и задняя

2 (кормовая) при $\varphi_d \approx 45^\circ$ – точка стока. Смещение цилиндра с аэродинамической оси циклонного потока приводит к появлению значительных вторичных (осевых) течений во всем рабочем объеме циклонной камеры.

Рис. 2. Распределения \bar{w}_φ (а) и ε_φ (б) в поперечном сече-



нии циклонной камеры

Анализ распределений интенсивности пульсаций как тангенциальной (рис.2б), так и осевой составляющих скорости показывает, что наиболее высокие их значения (до 200% и более) достигаются в центре вихря, на изотактах нулевого значения тангенциальной скорости, и в начале его образования у поверхности цилиндра за лобовой точкой 1 (при $\varphi_d = 200 \dots 220^\circ$), а также за точками отрыва 2 и 3.

На рис.3 приведено распределение местного коэффициента теплоотдачи α_φ , отнесенного к среднему по периметру цилиндра его значению α . Максимальная величина α_φ имеет место в лобовой критической точке 1 при $\varphi_d \approx 250^\circ$. В конфузурной части поперечного сечения по мере продвижения потока от лобовой точки 1, а также в его диффузорной

части до точки отрыва 2 (при угле $\varphi_d \approx 40 - 50^\circ$), с увеличением толщины теплового пограничного слоя, происходит снижение коэффициента теплоотдачи. Аналогичное снижение α_φ происходит в вихре от точки 1 до его отрыва в точке 3 при $\varphi_d \approx 170^\circ$. В кормовой области течения наблюдается два максимума – один при $\varphi_d \approx 70^\circ$, и второй в точке 4 при $\varphi_d \approx 140^\circ$. Распределение коэффициента теплоотдачи в этой части цилиндра определяется совокупным влиянием таких факторов, как присоединение вихря в точке 4 с последующим развитием пограничного слоя, высокой интенсивностью турбулентных пульсаций, образованием вторичных течений и осевым стоком газа в направлении выходного отверстия.

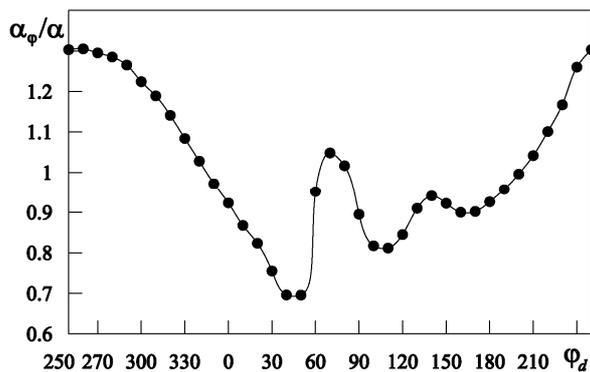


Рис. 3. Распределение α_φ/α по периметру цилиндра

Следует отметить, что влияние турбулентности потока и геометрической формы проходного канала поперечного сечения (загромождение) на теплоотдачу цилиндра, как в лобовой критической точке, так и в других его частях, не может рассматриваться отдельно, так как в исследуемой задаче они сами зависят от величины диаметра обтекаемого цилиндра и его смещения.

При анализе и обобщении данных по теплоотдаче важным является обоснованный выбор характерной скорости. В качестве такой скорости может быть использовано значение максимальной тангенциальной скорости $w_{\varphi m}$ в наиболее стесненном поперечном сечении камеры (при $\varphi = 0^\circ$), которая характеризует уровень вращательного движения в рабочем объеме циклонных камер и может быть определена по методике их аэродинамического расчета [4].

Турбулентность натекающего потока определяет не только уровень, но и различную интенсивность зависимости коэффициента теплоотдачи от скорости течения. Так в лобовой критической точке при обтекании цилиндра плоским потоком с ростом турбулентности показатель степени при числе Рейнольдса может увеличиваться от 0.5 до 0.6 [3].

Обобщение опытных данных по теплоотдаче в лобовой критической точке цилиндра представлено на рис. 4 линией 1 ($Nu = \alpha d/\lambda$, $Nu_\varphi = \alpha_\varphi d/\lambda$ – числа Нуссельта, $Re_{\varphi m} = w_{\varphi m} d/\nu$ – число Рейнольдса, λ и ν – коэффициент теплопроводности и кинематический коэффициент вязкости при средней темпера-

туре потока) и соответствует уравнению

$$Nu_\varphi = 0.534 Re_{\varphi m}^{0.56} . \quad (1)$$

В исследованном диапазоне числа $Re_{\varphi m} = (1.1 - 12.1) \cdot 10^4$ коэффициент теплоотдачи в лобовой критической точке выше среднего по периметру цилиндра его значения на 27 – 62% (линия 2 на рис.4).

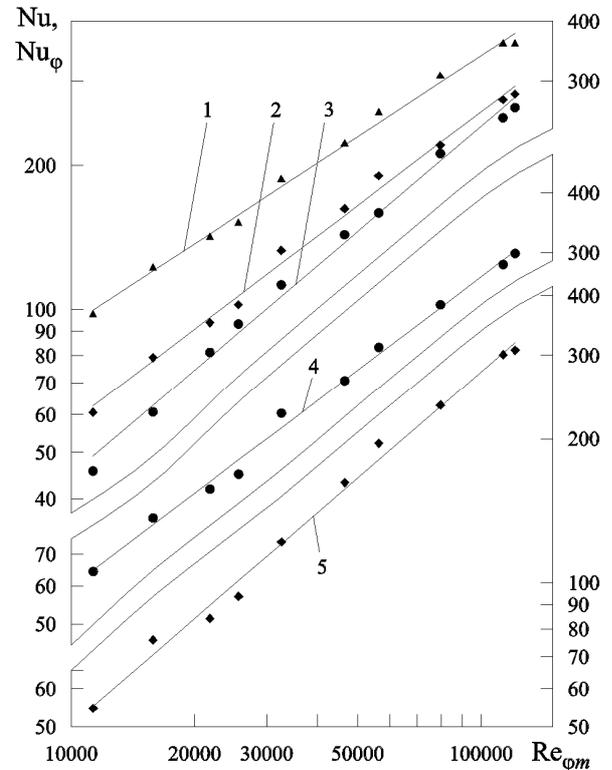


Рис. 4. Зависимости $Nu_\varphi = f(Re_{\varphi m})$ (линия 1) и $Nu = f(Re_{\varphi m})$ (2 – 5) для различных участков цилиндра

Различные условия обтекания лобовой части цилиндра, и уровень интенсивности турбулентных пульсаций скорости у поверхности определяют разную зависимость коэффициента теплоотдачи от числа Рейнольдса. Так для лобовой части, омываемой циклонным потоком, теплоотдача соответствует уравнению (рис. 4, линия 4)

$$Nu = 0.150 Re_{\varphi m}^{0.65} , \quad (2)$$

а для части, омываемой вихрем (линия 5) – уравнению

$$Nu = 0.055 Re_{\varphi m}^{0.74} . \quad (3)$$

Число Nu в уравнении (2) рассчитывается по среднему коэффициенту теплоотдачи на участке между точками 1 и 2 (рис.2), а в (3) – между точками 1 и 3. Несмотря на то, что уровень теплоотдачи на обоих участках лобовой части близок (в зависимости от величины $Re_{\varphi m}$ расхождение составляет от – 3 до + 15%), показатель степени при числе Рейнольдса в уравнении (3) значительно выше из-за более высокой турбулентности потока в вихре.

Для кормовой части, между точками отрыва 2 и 3 уровень теплоотдачи для поверхности цилиндра наименьший (рис.4, линия 3). В этой области коэффициент теплоотдачи на 6 – 25% ниже среднего по периметру и определяется уравнением

$$Nu = 0.054Re_{\varphi m}^{0.73} \quad (4)$$

Теплоотдача среднего по периметру коэффициента теплоотдачи может быть рассчитана по уравнению

$$Nu = 0.146Re_{\varphi m}^{0.65} \quad (5)$$

4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Приведенные экспериментальные данные по распределению местных коэффициентов теплоотдачи по периметру цилиндра, смещенного с аэродинамической оси сильно закрученного циклонного потока, хорошо согласуются с особенностями его обтекания. Зависимость теплоотдачи для характерных участков цилиндра от числа Рейнольдса в значительной степени определяется местной интенсивностью турбулентности потока.

Получены расчетные уравнения для коэффициентов теплоотдачи на поверхности характерных участков цилиндра и среднего по его периметру.

СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

D_k, L_k – диаметр и длина циклонной камеры, мм;
 d – диаметр цилиндра, мм;
 e – величина смещения оси цилиндра с оси циклонной камеры, мм;

α_{φ}, α – местный и средний коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);
 w – скорость потока, м/с;
 λ – коэффициент теплопроводности при средней температуре потока, Вт/(м·К);
 ν – кинематический коэффициент вязкости при средней температуре потока, м²/с;
 r, φ, z – цилиндрические координаты, м;
 Nu – число Нуссельта;
 Re – число Рейнольдса.

Индексы:

v_x – параметры потока на входе в циклонную камеру;
 φ, z – параметры для тангенциальной и осевой составляющей вектора скорости;
 m – максимальное значение параметра.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Леухин Ю.Л., Сабуров Э.Н., Васильев Д.В.** Особенности обтекания цилиндра, смещенного с аэродинамической оси циклонного потока // Энергетика ... (Изв. высш. учеб. заведений). 1999. № 3. С.56–62.
2. **Разработка** экспериментального стенда и исследование с помощью LDA аэродинамики циклонного нагревательного устройства / Ю.Л. Леухин, Э.Н. Сабуров, И.А. Усачев, В. Гарен // Охрана окружающей среды и рациональное использование природных ресурсов: Сб. науч. тр. Архангельск: Изд-во АГТУ. 2004. Вып. IX. С. 136–143.
3. **Жукаускас А.А., Жюгжда И.И.** Теплоотдача цилиндра в поперечном потоке жидкости. Вильнюс: Мокслас, 1979. 240 с.
4. **Сабуров Э.Н.** Циклонные нагревательные устройства с интенсифицированным конвективным теплообменом. Архангельск: Сев.-Зап. кн. изд-во, 1995. 341 с.