



## КРАТКИЕ СООБЩЕНИЯ И ОБМЕН ОПЫТОМ

УДК 621.1.016

**Э.Н. Сабуров, С.Г. Горохов, В.К. Любов**

Сабуров Эдуард Николаевич родился в 1939 г., окончил в 1961 г. Архангельский лесотехнический институт, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой теплотехники, проректор по научной работе Архангельского государственного технического университета, академик Российской и Международной инженерных академий, Российской академии естественных наук, заслуженный деятель науки и техники РФ. Имеет более 300 публикаций в области аэродинамики и конвективного теплообмена в сильно закрученных потоках, их использования для интенсификации процессов теплообмена в аппаратах различного технологического назначения.



Любов Виктор Константинович родился в 1954 г., окончил в 1976 г. Архангельский лесотехнический институт, кандидат технических наук, доцент кафедры промышленной теплоэнергетики. Архангельского государственного технического университета. Имеет более 100 публикаций в области совершенствования энергохозяйства промышленных предприятий.

**АЭРОДИНАМИКА  
ЦИКЛОННОГО ДВУХКАМЕРНОГО ПРЕДТОПКА  
ДЛЯ СЖИГАНИЯ ДРЕВЕСНЫХ ОТХОДОВ**

Приведены результаты экспериментального исследования аэродинамики изометрической модели циклонного предтопка для сжигания древесных отходов; определены оптимальные значения его наиболее важных размеров.

*Ключевые слова:* предтопок, циклон, камера, отходы, эффективность, тангенциальная скорость, осевая скорость, биомасса, пережим, решетка, поток.

Процесс горения в циклонном двухкамерном предтопке для сжигания древесных отходов [3], главным образом, определяется организацией движения газов – его аэродинамикой. Аэродинамика циклонных устройств, независимо от их назначения, играет определяющую роль в организации рабочего процесса [1, 2, 4]. Для исследования особенностей аэродинамики циклонного предтопка\* на кафедре теплотехники АГТУ создан экспериментальный стенд (рис. 1). Основным элементом стенда является модель предтопка, состоящая из циклонной верхней камеры, в которой должно происходить основное выгорание топливных частиц, и нижней, где дожигаются крупные фракции в слое на конической колосниковой решетке. Для увеличения продолжительности пребывания топливных частиц в рабочем объеме предтопка и повышения полноты их выгорания камеры разделены пережимом, проходной относительный диаметр которого  $\bar{d}_r = d_r / D_e$  ( $D_e$  – диаметр рабочего

\* Работа выполнена при поддержке администрации Архангельской области в рамках региональной научно-технической программы и программы «Поддержка научно-технической политики регионов» Минпромнауки.

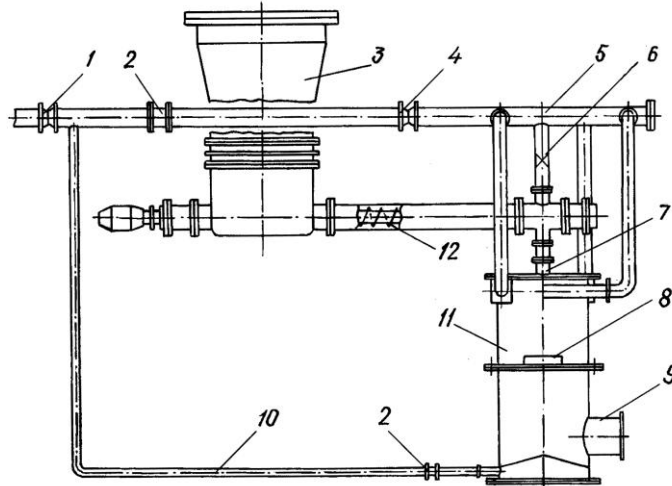


Рис. 1. Схема стенда для исследования аэродинамики циклонного предтопка: 1 – общая измерительная диафрагма; 2, 6 – шиббер; 3 – бункер древесных отходов; 4 – диафрагма на трубопроводе первичного воздуха; 5 – коллектор первичного воздуха; 7 – патрубок подвода древесных отходов; 8 – буртик на пережиме; 9 – патрубок отвода продуктов сгорания; 10 – трубопровод вторичного воздуха; 11 – модель циклонного предтопка; 12 – шнековый питатель

объема циклонной камеры и всей цилиндрической части предтопка) в опытах варьировали от 0,2 до 1,0. Пережим имеет буртик, благодаря которому в реальной топке предполагается создать очаги слоевого горения топлива, благотворно влияющего на процесс горения в предтопке. В опытах высота буртика  $h_b$  варьировалась от 0 до 70 мм. Относительная длина камеры  $\bar{L}_e = L_e / D_e$  изменялась в диапазоне от 1,21 до 1,72, при этом общая длина предтопка  $L_n$  сохранялась равной 810 мм. Воздух в циклонную камеру подавали через тангенциальные шлицы, расположенные в одной поперечной плоскости и имеющие размеры поперечного сечения  $70 \times 25$  мм. Количество шлицев  $a_{вх}$  могло быть 1, 2, 4, при этом относительная площадь входа потока  $\bar{f}_{\text{вх}} = 4f_{\text{вх}} / \pi D_e^2 = 0,0247; 0,0495; 0,099$ . Отверстия в конической колосниковой решетке выполнены таким образом, что они обеспечивали подкрутку газов над ее поверхностью по направлению вращения основного потока. Расход воздуха, подаваемого под решетку, составлял 8 ... 10 % от его общего объема. Патрубок, предназначенный для отвода нагретых газов в объем топочной камеры котлоагрегата, имеет относительный диаметр  $\bar{d}_{\text{ао}} = d_{\text{ао}} / D_e = 0,73$  и длину 200 мм. Для ввода древесных отходов в рабочий объем циклонной камеры совместно с первичным воздухом (или без него) служит специальный патрубок. Подачу топлива осуществляли из бункера с помощью шнекового питателя. Диаметр шнека равен 78 мм. Расход топлива регулировали изменением частоты вращения шнека.

Модель предтопка, предназначенная для исследования «холодной» аэродинамики, изготовлена из органического стекла, что давало возможность вести визуальные наблюдения за поведением топливовоздушной смеси. Все ее перемещения фиксировали на видеокамеру с последующим переносом снятого материала на

персональный компьютер для дальнейшей обработки. Модель имела необходимое количество штуцеров для крепления пневмометрических цилиндрического и шарового зондов, а также дренажные отверстия для замера статического давления. Сечения замеров полей скоростей и давлений расположены во взаимно перпендикулярных плоскостях.

Важнейшим геометрическим параметром циклонной камеры, с точки зрения ее аэродинамики [1, 2, 4], является относительный диаметр выходного отверстия рабочего объема или пережима выходного торца  $\bar{d}_i$ . В опытах установлено, что в пределах рассмотренных значений  $\bar{d}_i$  при увеличении диаметра проходного отверстия пережима уровень тангенциальных скоростей в центральной части потока снижается, а радиус  $\bar{r}_{\phi m}$ , соответствующий положению максимального значения тангенциальной скорости  $\bar{w}_{\phi m} = w_{\phi m} / v_{\text{вх}}$  ( $w_{\phi m}$  – максимальное значение тангенциальной скорости в сечении замера,  $v_{\text{вх}}$  – средняя скорость во входных каналах), смещается от оси камеры к ее боковой поверхности. Происходит существенная перестройка (рис. 2) профилей безразмерных тангенциальной  $\bar{w}_{\phi} = w_{\phi} / v_{\text{вх}}$  ( $w_{\phi}$  – тангенциальная компонента полной скорости) и осевой  $\bar{w}_z = w_z / v_{\text{вх}}$  ( $w_z$  – аксиальная компонента полной скорости) компонент полной скорости, снижение общего уровня  $\bar{w}_{\phi}$  и максимального значения тангенциальной скорости, а также увеличение радиальной протяженности зоны квазитвердого вращения. Вращение потока практически осесимметричное.

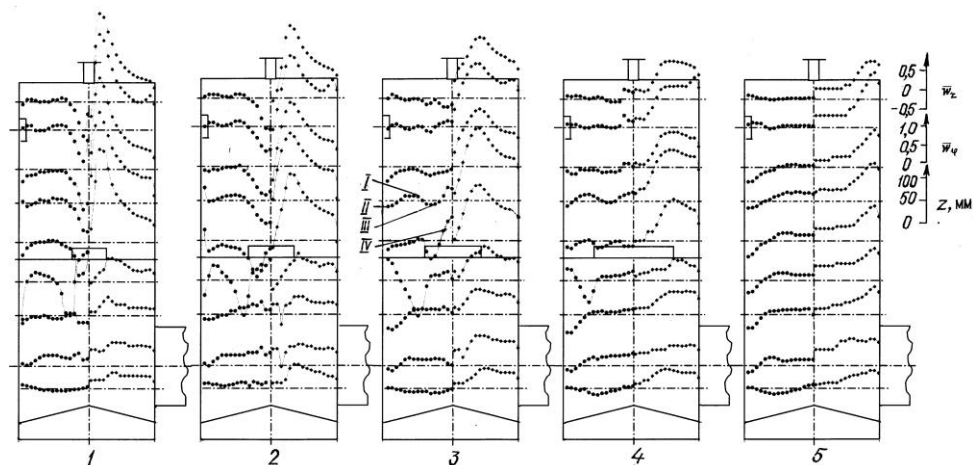


Рис. 2. Распределения тангенциальных и осевых компонент полной скорости потока в рабочем объеме циклонного предтопка при различных значениях относительного диаметра пережима  $\bar{d}_i$ : 1 – 0,20; 2 – 0,30; 3 – 0,46; 4 – 0,60; 5 – 1,00; I – кольцевой обратный вихрь; II – периферийный обратный вихрь; III – осевой обратный вихрь IV – кольцевой выходной вихрь (здесь и далее, на рис. 3–5, координата  $z$  совпадает с осью циклонной камеры и отсчитывается от ее глухого торца; распределения  $\bar{w}_{\phi}$  приведены с правой стороны от оси камеры, а  $\bar{w}_z$  – с левой; сечения замеров скоростей показаны штрихпунктирными линиями; за положительное направление осевой скорости  $\bar{w}_z$  принято направление к глухому верхнему торцу, за отрицательное – к выходному отверстию)

Влияние параметра  $\bar{d}_i$  в диапазоне его значений от 0,2 до 0,6 на поток в пристенной зоне существенно меньше. При значениях относительного диаметра выходного отверстия, близких к 1, основная часть газов сосредоточена у боковой поверхности камеры. Это обусловлено в основном постепенным перерождением циклонного потока в течение, подчиняющееся закономерностям распространения полуограниченных струй вдоль криволинейной поверхности.

Осевой обратный вихрь начинает формироваться в камере дожигания. (Обозначение вихрей в соответствии с общепринятой терминологией представлено на распределениях  $\bar{w}_z$  в варианте III ( $\bar{d}_i = 0,46$ ) на рис. 2). В реальном предтопке он должен играть роль стабилизатора горения. Его взаимодействие с выходным вихрем циклонной камеры и периферийным прямым камере дожигания, а также значительная несимметрия общей картины течения в камере дожигания, создаваемая односторонним периферийным выводом газов, должны благоприятствовать горению топлива на колосниковой решетке и перемешиванию продуктов сгорания.

При выбранной схеме подвода вторичного воздуха в циклонную камеру периферийный вихрь, вероятно, будет постоянно подхватывать с пережима недогоревшие частицы топлива и, трансформируясь в кольцевой обратный вихрь, вовлекать их в процесс горения в рабочем объеме. Тем самым будут уменьшены очаги слоевого горения топлива на пережиме, что должно увеличить срок его службы.

Осевые скорости потока по величине значительно меньше вращательных, но их влияние на организацию горения в предтопке должно быть весьма существенным.

Значения основных аэродинамических характеристик циклонной камеры предтопка при различных значениях диаметра выходного отверстия пережима  $d_n$  представлены в табл. 1.

В табл. 1 использованы следующие обозначения:  $\bar{p}_{\bar{n},\bar{\epsilon}} = 2p_{\bar{n},\bar{\epsilon}} / \rho_{\bar{a}\bar{o}} v_{\bar{a}\bar{o}}^2$  – среднее безразмерное избыточное статическое давление на боковой поверхности циклонной камеры;  $\zeta_{\bar{a}\bar{o}} = 2\Delta P_i / \rho_{\bar{a}\bar{o}} v_{\bar{a}\bar{o}}^2$  – суммарный коэффициент сопротивления циклонного предтопка ( $\Delta P_n$  – перепад полного давления в предтопке,  $\rho_{\text{вх}}$  и  $\rho_{\text{фм}}$  – плотности потока в щлицах и на радиусе  $\bar{r}_{\text{фм}}$ );  $\zeta_{\text{фм}} = 2\Delta P_i / \rho_{\text{фм}} w_{\text{фм}}^2$  – коэффициент аэродинамической эффективности циклонного предтопка.

Представленные в табл. 1 данные  $\bar{w}_{\text{фм}}$  являются осредненными по высоте рабочего объема циклонной камеры.

Опытные значения  $\zeta_{\bar{a}\bar{o}}$  могут быть аппроксимированы уравнением

$$\zeta_{\bar{a}\bar{o}} = 983,67\bar{d}_i^4 - 2234,8\bar{d}_i^3 + 1779,9\bar{d}_i^2 - 612,21\bar{d}_i + 85,038. \quad (1)$$

Таблица 1

Аэродинамические характеристики циклонной камеры при различных  $\bar{d}_n$ 

| $\bar{d}_n$ | $\bar{w}_{\text{фм}}$ | $\bar{p}_{\bar{n},\bar{\epsilon}}$ | $\zeta_{\bar{a}\bar{o}}$ | $\zeta_{\text{фм}}$ |
|-------------|-----------------------|------------------------------------|--------------------------|---------------------|
| 0,20        | 2,74                  | 14,80                              | 17,49                    | 2,33                |
| 0,30        | 1,93                  | 7,15                               | 9,21                     | 2,47                |
| 0,46        | 1,77                  | 6,18                               | 6,58                     | 2,10                |
| 0,60        | 1,08                  | 2,12                               | 3,27                     | 2,81                |
| 1,00        | 0,39                  | 0,41                               | 1,69                     | 11,11               |

Исходя из анализа полученных данных, главным образом величины коэффициента  $\zeta_{\varphi m}$ , можно сделать вывод, что наиболее эффективным в аэродинамическом отношении является значение диаметра пережима в пределах 0,4 ... 0,5. Заметим, что  $\Delta P_{\text{п}}$  – разность полных давлений на входе в предтопок (в шлицах) и на выходе из патрубка отвода продуктов сгорания, поэтому значения  $\zeta_{\text{вх}}$ , определенные по уравнению (1) несколько больше, чем по рекомендациям [4]. Влияние камеры дожига проявляется и на значениях других характеристик циклонной камеры предтопка.

Представленные данные показывают, что основным видом движения газа в циклонной камере является вращательное. Вращение потока отмечено и в камере дожига крупных частиц топлива, однако уровень вращательных скоростей здесь ниже. Схема движения газов в камере дожига еще более сложная из-за одностороннего вывода газов и взаимного проникновения закрученных потоков из циклонной камеры в камеру дожига и наоборот. При выводе газов из рабочего объема камеры дожига в поворачивающийся на 90 ° газопровод наблюдается нарушение осевой симметрии течения, особенно, в нижней части. Наибольшую асимметрию имеют поля осевых скоростей.

Изменение основных осредненных по длине циклонного предтопка характеристик потока  $\bar{w}_{\varphi m}$ ,  $\bar{w}_{\varphi i}$ ,  $\bar{r}_{\varphi m}$ ,  $\bar{p}_{\text{н.э}}$  в зависимости от параметра  $\bar{d}_i$  (пределы изменения от 0, до 0,6) описывается следующими уравнениями:

$$\bar{w}_{\varphi m} = -102,84 \bar{d}_i^3 + 126,46 \bar{d}_i^2 - 51,85 \bar{d}_i + 8,88; \quad (2)$$

$$\bar{w}_{\varphi i} = -15,89 \bar{d}_i^3 + 15,56 \bar{d}_i^2 - 3,74 \bar{d}_i + 1,06; \quad (3)$$

$$\bar{r}_{\varphi m} = 1,02 \bar{d}_i - 0,0609; \quad (4)$$

$$\bar{p}_{\text{н.э}} = -893,41 \bar{d}_i^3 + 1145 \bar{d}_i^2 - 483,13 \bar{d}_i + 72,78. \quad (5)$$

В уравнении (3)  $\bar{w}_{\varphi i} = w_{\varphi i} / v_{\text{аэ}}$  – тангенциальная скорость на границе периферийной (пристенной) зоны течения [1, 2, 4].

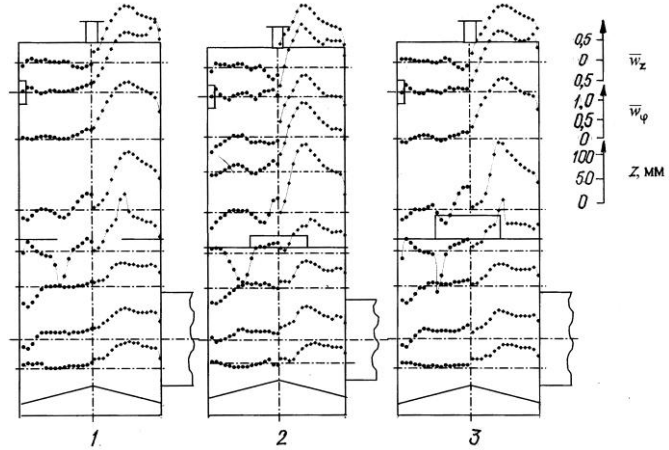
При всех рассмотренных  $\bar{d}_i$  изменение характеристик вдоль оси циклонной камеры сравнительно невелико. В камере дожига они также слабо изменяются по длине, но резко отличаются по величине от значений в циклонной камере.

Таблица 2

## Изменение аэродинамических характеристик потока вдоль оси предтопка

| $\bar{z}$ | $\bar{w}_{\varphi m}$ | $\bar{w}_{\varphi i}$ | $\bar{r}_{\varphi m}$ | $\bar{p}_{\text{н.э}}$ |
|-----------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|------------------------|
| 0,055     | 1,67                  | 1,02                  | 0,40                  | 5,30                   |
| 0,129     | 1,68                  | 1,23                  | 0,40                  | 5,34                   |
| 0,253     | 1,67                  | 1,02                  | 0,40                  | 5,28                   |
| 0,333     | 1,95                  | 0,95                  | 0,40                  | 6,75                   |
| 0,450     | 1,92                  | 0,92                  | 0,46                  | 6,64                   |
| 0,555     | 0,90                  | 0,56                  | 0,46                  | 1,59                   |
| 0,651     | 0,70                  | 0,50                  | 0,40                  | 0,97                   |
| 0,777     | 0,65                  | 0,43                  | 0,46                  | 0,85                   |
| 0,864     | 0,62                  | 0,38                  | 0,46                  | 0,78                   |

Рис. 3. Распределения  $\bar{w}_\varphi$  и  $\bar{w}_z$  в рабочем объеме циклонного предтопка при различной высоте буртика пережима  $h_6$ : 1 – 0; 2 – 35; 3 – 70 мм



В табл. 2 приведены локальные значения  $\bar{w}_{\varphi m}$ ,  $\bar{w}_{\varphi n}$ ,  $\bar{r}_{\varphi m}$ ,  $\bar{p}_{\bar{n},\bar{\epsilon}}$  в предтопке при  $\bar{d}_i = 0,46$ .

Качественно аналогичный характер изменения  $\bar{w}_{\varphi m}$ ,  $\bar{w}_{\varphi n}$ ,  $\bar{r}_{\varphi m}$ ,  $\bar{p}_{\bar{n},\bar{\epsilon}}$  вдоль безразмерной координаты  $\bar{z} = z / L_n$  наблюдался и при других значениях  $\bar{d}_i$ .

Основное предназначение буртика у выходного отверстия – уменьшить вынос топливных частиц из циклонной камеры. Как видно из рис. 3, его влияние на аэродинамику предтопка сравнительно невелико, но, тем не менее, можно отметить, что при  $h_6 = 35$  мм наблюдается наиболее высокий общий уровень тангенциальных скоростей, а следовательно, и мощности осевого обратного тока. Оба эти эффекта, с точки зрения интенсификации горения в предтопке, несомненно, являются положительными.

Важный геометрический параметр, оказывающий существенное влияние на аэродинамику предтопка и легко регулируемый, – относительная площадь входа потока  $\bar{f}_{\bar{a}\bar{o}}$ . Увеличение  $\bar{f}_{\bar{a}\bar{o}}$  приводит к повышению уровня тангенциальных и аксиальных скоростей, статического и полного давлений, а также  $\bar{r}_{\varphi m}$  (табл. 3, рис. 4).

Зависимости  $\bar{w}_{\varphi m}$ ,  $\bar{w}_{\varphi n}$ ,  $\bar{r}_{\varphi m}$ ,  $\bar{p}_{\bar{n},\bar{\epsilon}}$ ,  $\zeta_{\bar{a}\bar{o}}$  от  $\bar{f}_{\bar{a}\bar{o}}$  при  $\bar{d}_i = 0,46$  и  $\bar{L}_\epsilon = 1,5$  описываются следующими уравнениями:

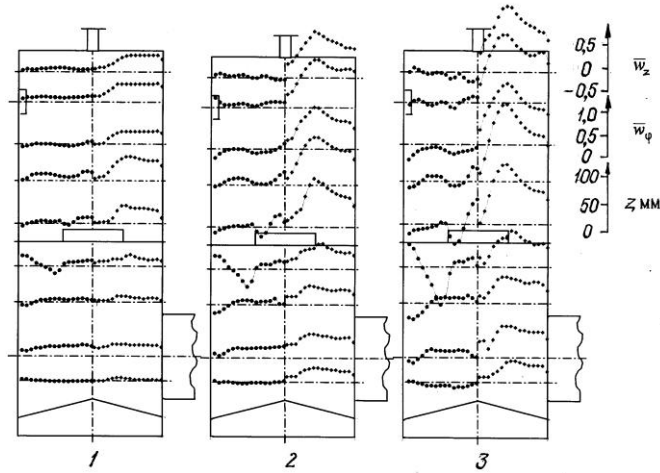
$$\bar{w}_{\varphi m} = -203,21 \bar{f}_{\bar{a}\bar{o}}^2 + 41,45 \bar{f}_{\bar{a}\bar{o}} - 0,44; \tag{6}$$

Таблица 3

**Аэродинамические характеристики предтопка при совместно пропорциональных изменениях  $\bar{a}_{\bar{a}\bar{o}}$  и  $\bar{f}_{\bar{a}\bar{o}}$**

| $\bar{f}_{\bar{a}\bar{o}}$ | $\bar{a}_{\bar{a}\bar{o}}$ | $\bar{w}_{\varphi m}$ | $\bar{p}_{\bar{n},\bar{\epsilon}}$ | $\zeta_{\bar{a}\bar{o}}$ | $\zeta_{\varphi m}$ |
|----------------------------|----------------------------|-----------------------|------------------------------------|--------------------------|---------------------|
| 0,0247                     | 1                          | 0,46                  | 0,52                               | 1,35                     | 6,37                |
| 0,0495                     | 2                          | 1,11                  | 2,39                               | 3,32                     | 2,69                |
| 0,0990                     | 4                          | 1,67                  | 5,24                               | 9,25                     | 3,31                |

Рис. 4. Распределения  $\bar{W}_\varphi$  и  $\bar{W}_z$  в рабочем объеме циклонного предтопка при различном числе подводов воздуха по периметру камеры  $a_{вх}$ : 1 – 1; 2 – 2; 3 – 4



$$\bar{W}_{\varphi r} = -63,80 \bar{f}_{\dot{a}o}^2 + 18,44 \bar{f}_{\dot{a}o} + 0,01; \quad (7)$$

$$\bar{r}_{\varphi m} = 30,40 \bar{f}_{\dot{a}o}^2 - 4,27 \bar{f}_{\dot{a}o} + 0,54; \quad (8)$$

$$\bar{p}_{\dot{n}.e} = -235,05 \bar{f}_{\dot{a}o}^2 + 92,60 \bar{f}_{\dot{a}o} - 1,62; \quad (9)$$

$$\zeta_{\dot{a}o} = 543,24 \bar{f}_{\dot{a}o}^2 + 39,127 \bar{f}_{\dot{a}o} + 0,052. \quad (10)$$

Увеличение числа входных каналов  $a_{вх}$ , расположенных по периметру камеры, способствует повышению осевой симметрии в ядре потока [1, 2, 4]. При этом изменяются условия взаимодействия выходящих из сопел струй с ранее введенными в рабочий объем и уже вращающимися в нем газами, протяженность их активного действия, входные потери, а также потери напора, связанные с перестройкой потока в ядре (рис. 4). Полученные данные позволяют сделать вывод о том, что  $a_{вх}$  может быть принято равным 2 или 4 с пропорциональным повышением  $\bar{f}_{\dot{a}o}$ .

Изменение относительной длины рабочего объема циклонной камеры  $\bar{L}_{\dot{e}}$  приводит к изменению величины ее рабочего объема и площади боковой поверхности, оказывает большое влияние на структуру циклонного потока и его аэродинамические характеристики. Основные из них представлены в табл. 4.

Таблица 4

**Аэродинамические характеристики циклонной камеры при различных  $\bar{L}_{\dot{e}}$**

| $\bar{L}_{\dot{e}}$ | $\bar{W}_{\varphi m}$ | $\bar{p}_{\dot{n}.e}$ | $\zeta_{\dot{a}o}$ | $\zeta_{\varphi m}$ |
|---------------------|-----------------------|-----------------------|--------------------|---------------------|
| 1,21                | 1,90                  | 6,95                  | 12,28              | 3,40                |
| 1,35                | 1,96                  | 7,61                  | 9,25               | 2,40                |
| 1,50                | 1,82                  | 6,04                  | 7,81               | 2,35                |
| 1,72                | 1,72                  | 5,71                  | 7,33               | 2,47                |

Увеличение  $\bar{L}_e$  приводит к снижению уровня тангенциальных скоростей. Наиболее эффективной в аэродинамическом отношении (по коэффициенту  $\zeta_{\varphi m}$ ) является циклонная камера с  $\bar{L}_e = 1,35 \dots 1,50$ .

Изменение  $\bar{w}_{\varphi m}$ ,  $\bar{w}_{\varphi i}$ ,  $\bar{r}_{\varphi m}$ ,  $\bar{p}_{\text{н.е}}$ ,  $\zeta_{\text{ао}}$  в зависимости от  $\bar{L}_e$  при  $\bar{d}_i = 0,46$  и  $\dot{\alpha}_{\text{ао}} = 4$  описывается следующими уравнениями:

$$\bar{w}_{\varphi m} = 15,50 \bar{L}_e^3 - 68,85 \bar{L}_e^2 + 100,79 \bar{L}_e - 46,76; \quad (11)$$

$$\bar{w}_{\varphi i} = 23,63 \bar{L}_e^3 - 104,45 \bar{L}_e^2 + 152,34 \bar{L}_e - 72,02; \quad (12)$$

$$\bar{r}_{\varphi m} = 1,35 \bar{L}_e^3 - 4,98 \bar{L}_e^2 + 5,66 \bar{L}_e - 1,50; \quad (13)$$

$$\bar{p}_{\text{н.е}} = 133,13 \bar{L}_e^3 - 584,65 \bar{L}_e^2 + 845,77 \bar{L}_e - 396,47; \quad (14)$$

$$\zeta_{\text{ао}} = -42,114 \bar{L}_e^3 + 212,51 \bar{L}_e^2 - 358,46 \bar{L}_e + 209,49. \quad (15)$$

Относительная длина рабочего объема предтопка оказывает определенное влияние и на общую картину движения газов в камере (рис. 5). В циклонных камерах всех рассмотренных длин существует периферийный прямой и небольшой обратный периферийные вихри, осевой обратный выходной вихрь, а также небольшой кольцевой, который формируется в результате поворота интенсивного радиального приторцевого потока у буртика пережима. Радиальный приторцевой поток наблюдается и у глухого торца. В верхней области камеры дожигаания в результате взаимодействия выходного, радиального приторцевого и периферийного обратного вихрей возникает кольцевая вихревая зона. Радиальные и продольные размеры перечисленных вихревых образований в рассмотренном диапазоне  $\bar{L}_e$  незначительно изменяются в зависимости от величины этого параметра. С ростом относительной

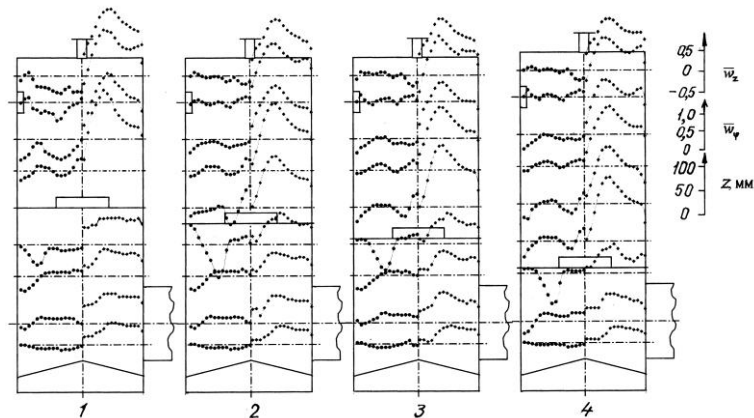


Рис. 5. Распределения  $\bar{w}_{\varphi}$  и  $\bar{w}_z$  в рабочем объеме циклонного предтопка при различных значениях относительной длины циклонной камеры  $\bar{L}_e$ : 1 – 1,21; 2 – 1,35; 3 – 1,50; 4 – 1,72



длины циклонной камеры уменьшаются мощность осевого обратного тока и глубина его проникновения в камеру, что отрицательно сказывается на общей аэродинамике предтопка и условиях массообмена между циклонной камерой и камерой дожигания.

Все опытные данные, представленные в данной работе, получены в области течения, близкой к автомодельной. Установлено, что повышение уровня тангенциальных скоростей с увеличением числа Рейнольдса  $Re_{\text{ао}} = v_{\text{ао}} D_{\text{е}} / \nu_{\text{ао}}$  ( $\nu_{\text{ао}}$  – коэффициент кинематической вязкости потока при входных условиях) сопровождается ростом суммарного коэффициента сопротивления циклонного предтопка. Начало автомодельной области течения в камере рассмотренной конструкции наблюдается при  $Re_{\text{ао}}^{\text{аао}} \cdot 10^{-4} \approx 25,30$  (если для определения  $Re_{\text{ао}}^{\text{аао}}$  использовать формулу, приведенную в [2, 4], то получим  $Re_{\text{ао}}^{\text{аао}} \cdot 10^{-4} = 25,05$ ). Расхождение в опытных и расчетных значениях  $Re_{\text{ао}}^{\text{аао}}$ , вероятно, связано с аэродинамическим взаимодействием циклонной камеры горения и камеры дожигания.

Таким образом, в условиях незагруженного потока наиболее аэродинамически эффективным будет циклонный предтопок со следующими геометрическими характеристиками циклонной камеры:  $\bar{L}_{\text{е}} = 1,35 \dots 1,5$ ;  $\bar{d}_{\text{г}} = 0,4 \dots 0,5$ ;  $\bar{f}_{\text{ао}} = 0,0495$ .

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Сабуров Э.Н., Карпов С.В.* Теория и практика циклонных сепараторов, топок и печей / Под ред. Э.Н. Сабурова. – Архангельск: Изд-во АГТУ, 2000. – 568 с.
2. *Сабуров Э.Н., Карпов С.В.* Циклонные устройства в деревообрабатывающем и целлюлозно-бумажном производстве / Под ред. Э.Н. Сабурова. – М.: Экология, 1993. – 368 с.
3. *Сабуров Э.Н., Любов В.К., Горохов С.Г.* Циклонное топочное устройство для сжигания отходов переработки древесной биомассы // Энергосбережение в теплоэнергетических системах: Материалы междунар. науч.-техн. конф. – Вологда: ВоГТУ, 2001. – С. 15 – 17.
4. *Сабуров Э.Н.* Циклонные нагревательные устройства с интенсифицированным конвективным теплообменом. – Архангельск: Сев.-Зап. кн. изд-во, 1995. – 341 с.

Архангельский государственный  
технический университет

Поступила 16.06.03

*E.N. Saburov, S.G. Gorokhov, V.K. Lyubov*

#### **Aerodynamics of Cyclone Double-chamber Furnace Extension for Wood Wastes Burning**

The experimental study results for aerodynamics of isothermic model of cyclone furnace extension for wood wastes burning are provided; optimal values of its most important dimensions are determined.