

где  $Nu_{\text{ср}}$  - число Нуссельта, рассчитанное по уравнению (3) для гладкого цилиндра;  $n$  - коэффициент, зависящий от доли поверхности, занятой коническими углублениями,

$$n = 1,4 \frac{F_{\text{губ.}}}{F_{\text{ср}}} \quad (6)$$

### Библиографический список

1. Сабуров Э.Н. Аэродинамика и конвективный теплообмен в циклонных нагревательных устройствах. Л.: Изд-во Ленингр. ун-та, 1982.- 240 с.
2. Петухов Б.С., Генин Л.Г., Ковалев С.А. Теплообмен в ядерных энергетических установках. М.: Энергоатомиздат, 1986.- 470 с.
3. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. М.: Машиностроение, 1981.- 205 с.

УДК 536.24

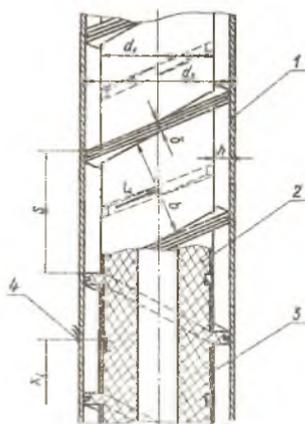
П.С.Пшкас, В.М.Шимонис, В.П.Шукис

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЛОКАЛЬНОЙ ТЕПЛОТДАЧИ В ВИНТООБРАЗНЫХ КАНАЛАХ

Принятые обозначения:  $D$  - диаметр кривизны канала ( $0,5(d_1 + d_2)/\sin^2 \varphi_{\text{ср}}$ );  $d_e$  - эквивалентный диаметр канала ( $4f/\pi$ );  $Z$  - число заходов ребер;  $\xi$  - коэффициент гидравлического сопротивления;  $\varphi_{\text{ср}}$  - угол закрутки на среднем диаметре ( $\arctg(0,5\pi(d_1 + d_2)/s)$ ).

Исследованиям течения и теплоотдачи в изогнутых каналах различного проходного сечения уделяется большое внимание. Однако полученные результаты в основном относятся к средним характеристикам - средней теплоотдаче и гидравлическому сопротивлению. В настоящей работе представлены результаты исследования местной теплоотдачи выпуклой и вогнутой поверхностей винтообразных каналов в широком интервале геометрических и режимных параметров в условиях стабилизированного течения воздуха.

Экспериментальный участок представлял собой канал (рис.1), об-



Р и с. 1. Фрагмент винтообразного канала

разованный наружной калориметрической электронагреваемой трубой (1) из нержавеющей стали IX18Ni9Ti диаметром  $\phi 38,1 \times 1,0$  мм, длиной 720 мм и плотно прилегающей к наружной трубеменной текстолитовой шнековой вставкой 2 с намотанной на ее выемку калориметрической гладкой или шероховатой фольгой 3 толщиной 0,1 мм также из нержавеющей стали. Таким образом получался винтообразный канал прямоугольного поперечного сечения с вогнутой и выпуклой теплоотдающими поверхностями. Длина обогреваемого участка канала составляла  $l/d_e \geq 80$ , а начальный участок гидродинамической стабилизации длиной  $x/d_e \geq 20$  был прямым кольцевым. Температура стенок канала определялась при помощи медь-константановых термопар 4, установленных в середине между соседними ребрами.

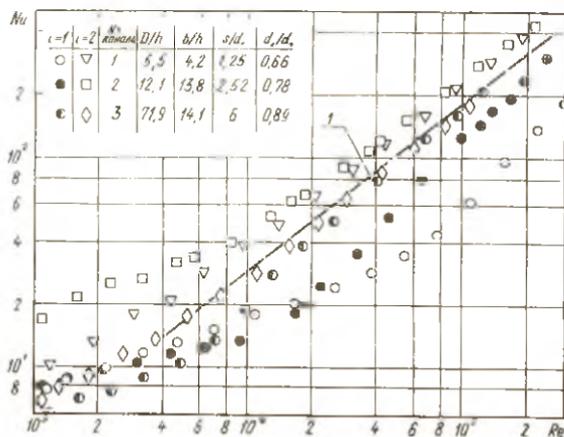
Исследования проводились в четырех гладких и одном шероховатом (с выпуклой шероховатой поверхностью) винтообразных каналах, геометрические характеристики которых приведены в таблице.

Номер канала	<i>s</i>	<i>b</i>	<i>h</i>	<i>R</i>	$\varphi_{ср}$ град	<i>z</i>	$d_1/d_2$	<i>b/h</i>	<i>R/h</i>
	мм								
1	30	25,6	6,05	33,1	72,4	1	0,66	4,2	5,5
2	70	54,5	3,95	47,6	55,3	1	0,78	13,8	12,1
3	192	28,2	2,0	144,0	29,2	3	0,89	14,1	71,9
4	120	22,8	3,85	77,5	40,2	3	0,78	5,9	20,1
5	120	20,9	3,5	77,5	40,5	3	0,81	6,6	22,1

Шероховатый канал № 5 был геометрически похож на гладкий канал № 4.

Методику исследования определили ранее проведенные исследования местной теплоотдачи в кольцевом винтообразном канале [1]. За определяющие параметры принимались: местная среднemasсовая температура потока  $T_f$ , местная среднemasсовая скорость  $u_f$  и эквивалентный диаметр канала  $d_e$ .

Предварительные исследования показали, что параметр  $b/h$  (особенно при  $b/h > 5-6$ ) незначительно влияет на интенсивность теплоотдачи в центральной области выпуклой и вогнутой поверхностей винтообразных каналов. Поэтому основное внимание уделено анализу влияния параметра кривизны  $D/h$  на местную теплоотдачу. Как видно из рис. 2, стабилизированная теплоотдача вогнутой и выпуклой поверхностей винтообразных каналов существенно отличается. С уве-



Р и с. 2. Теплоотдача выпуклой ( $l = 1$ ) и вогнутой ( $l = 2$ ) поверхностей винтообразных каналов различной кривизны: 1 - теплоотдача трубы при турбулентном течении [2]

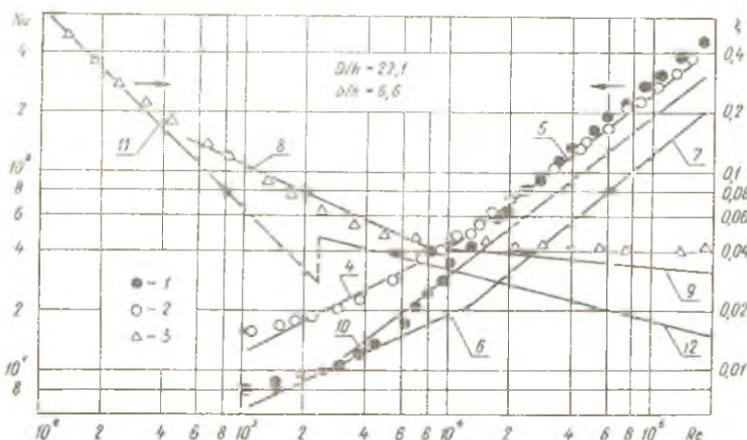
личением кривизны канала (с уменьшением параметра  $D/h$ ) теплоотдача выпуклой поверхности в турбулентной области течения значительно уменьшается, а теплоотдача вогнутой поверхности увеличивается. Теплоотдача обеих поверхностей канала наименьшей кривизны № 3 ( $D/h=72$ ) практически совпадает. По сравнению с теплоотдачей в прямых трубах при турбулентном течении теплоотдача вогнутой поверхности винтообразных каналов увеличивается до 50 %, а выпуклой поверхности - уменьшается до 70 %.

Заметно влияние кривизны винтообразных каналов и на режимы течения. Чем больше кривизна канала, тем переход в турбулентное течение происходит при больших числах  $Re$ . Кроме того, этот переход на вогнутой и выпуклой поверхностях происходит при разных  $Re$ , и длина участка перехода имеет разную протяженность (см. рис. 2). Так,

в канале № 2 переход в турбулентное течение на вогнутой поверхности происходит при  $Re \sim (1-2) \cdot 10^4$ , а на выпуклой - при  $Re \sim (1-9) \cdot 10^4$ , а в канале наибольшей кривизны № I при  $Re \sim (2-4) \cdot 10^4$  на вогнутой и  $Re \sim (2-20) \cdot 10^4$  на выпуклой поверхностях.

Так как теплоотдача выпуклой поверхности винтообразных каналов уменьшается по сравнению с теплоотдачей в прямых каналах, то была исследована возможность интенсификации теплоотдачи при нанесении на нее искусственной шероховатости. Была выбрана трехмерная шероховатость в виде четырехугольных пирамид высотой 0,2 мм. Шероховатость получена при помощи вальцовки гладкой фольги.

Исследования показали, что теплоотдачи гладких вогнутых поверхностей шероховатого и ему подобного гладкого винтообразных каналов практически совпадают (рис. 3) и в турбулентной области течения



Р и с. 3. Теплоотдача выпуклой (1), вогнутой (2) поверхностей и гидравлическое сопротивление (3) шероховатого винтообразного канала; 4-7 - теплоотдача геометрически подобного гладкого канала при нагреве вогнутой (4,5) и выпуклой (6,7) поверхностей, 8,9 - гидравлическое сопротивление геометрически подобного гладкого канала, 10-12 - теплоотдача (10) и гидравлическое сопротивление (11,12) гладкой трубы

( $Re > 10^4$ ) превышает теплоотдачу трубы на 30-35%. Теплоотдача выпуклых поверхностей соответствующих каналов мало различается лишь при  $Re$  до  $5 \cdot 10^3$ , а далее, с ростом  $Re$  до  $2 \cdot 10^4$ , теплоотдача шероховатой выпуклой поверхности заметно увеличивается и при развитом турбулентном течении достигает и даже превышает теплоотда-

чу вогнутой поверхности. Гидравлические сопротивления шероховатого и ему подобного гладкого винтообразных каналов отличаются незначительно. Некоторое увеличение сопротивления в шероховатом канале по сравнению с гладким отмечается лишь при  $Re > 5 \cdot 10^4$ .

Сопоставление полученных результатов позволяет судить о весьма эффективном способе интенсификации теплоотдачи, сочетающем закрутку потока и турбулизацию потока при помощи искусственной шероховатости.

#### Библиографический список

1. Шимонис В.М., Пошкас П.С., Вилемас Ю.В. Местная теплоотдача и гидравлическое сопротивление кольцевого винтообразного канала в потоке воздуха //Тр. АН ЛитССР. Сер.Б, 1986. Т.4(155).С.80-88.

2. Курганов В.А., Петухов Б.С. Анализ и обобщение опытных данных по теплоотдаче в трубах при турбулентном течении газов с переменными физическими свойствами //ТВТ, 1974. Т.12. № 2. С.304-315.

УДК 622.243.572.05

Н.Т.Туякбаев, К.Ш.Баймишева, К.К.Бимендин

#### ПРИМЕНЕНИЕ ВИХРЕВОГО ЭФФЕКТА ДЛЯ ОЧИСТКИ ЗАБОЯ РАЗВЕДОЧНЫХ СКВАЖИН

В статье речь идет о возможном ускорении течения промывочной жидкости в заскважинном пространстве за счет более полного использования эффекта вращения бура.

В подавляющем большинстве используемых в разведочном бурении буровых коронках промывочная жидкость в забое растекается по радиальным прорезям - канавкам. Варьируя угол наклона прорези канавки  $\beta_1$  с положительным направлением вращения, можно увеличить избыточный напор в забое скважины и тем самым увеличить скорость восходящего течения промывочной жидкости. Если расход поступающей в канавки жидкости  $Q = 0,00026 \text{ м}^3/\text{с}$ , бур делает 25 об/с,  $H = 0,004 \text{ м}$  и  $\beta = 0,006 \text{ м}$  - высота и ширина канавки,  $d_1 = 0,057 \text{ м}$ ,  $d_2 = 0,076 \text{ м}$  - внутренний и внешний диаметры коронки, то гидрав-