

ХАРЬКОВ НИКИТА СЕРГЕЕВИЧ

**ПОТЕРИ НАПОРА ПО ДЛИНЕ В ВИНТОВОМ ЦИЛИНДРИЧЕСКОМ
ПОТОКЕ (ОБЛАСТЬ НИЗКИХ ЗАКРУТОК)**

Специальность 05.23.16 – Гидравлика и инженерная гидрология

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2010

Работа выполнена в «Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования Санкт-Петербургский государственный политехнический университет»

Научный руководитель

доктор технических наук, профессор
Петриченко Михаил Романович

Официальные оппоненты

доктор физико-математических наук, профессор
Исаев Сергей Александрович

кандидат технических наук, профессор
Рис Владимир Вальдемарович

Ведущая организация

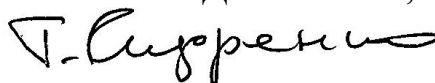
ООО НПП «Экоюрус-Венто»

Защита состоится «28» декабря 2010 г., в 16 часов 00 мин. на заседании диссертационного совета Д 212.229.17 в ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет» по адресу: 195251, СПб, Политехническая, 29, Гидрокорпус-2, аудитория 411

С диссертацией можно ознакомиться в Фундаментальной библиотеке «ГОУ ВПО Санкт-Петербургский государственный политехнический университет» по адресу: 195251, СПб, Политехническая, 29.

Автореферат разослан «__» ноября 2010 г.

Ученый секретарь диссертационного совета Д 212.229.17,
доктор технических наук



Сидоренко Г.И.

Общая характеристика работы

Актуальность работы. Закрученные (или винтовые) потоки широко представлены в различных машинах, аппаратах и сооружениях. Использование винтового движения для интенсификации процессов переноса теплоты и массы приводит к появлению новых эффектов (стратификации температурного поля, разделению примеси, формированию вторичных осевых течений, рециркуляций и т.д.).

Как правило, закруткой потока специально (в направляющих аппаратах (НА)) или естественным путем (под действием, например, кориолисовой силы) создается не малый скоростной напор азимутальной скорости, подчас значительно выше напора поступательной скорости.

Примером другой крайности служит слабая поперечная циркуляция в напорных и безнапорных движениях некруглого поперечного сечения, создаваемая сдвиговыми напряжениями в поперечном сечении канала.

В настоящей работе изучены потери напора по длине в круглоцилиндрической трубе, заполненной винтовым потоком с произвольной закруткой, создаваемой в осевом направляющем аппарате.

Цель работы. Уменьшение потерь напора по длине в винтовом слабозакрученном цилиндрическом движении в низкорейнольдсовой ($10^4 < Re_{Dx} < 10^5$) области.

Задачи исследования:

- измерение и численное моделирование полей скорости в цилиндрическом винтовом напорном потоке;
- определение потерь напора по длине в винтовом потоке, создаваемым осевым НА. Определение влияния закрутки потока вокруг оси на величину коэффициента гидравлического трения λ .

Положения, выносимые на защиту:

- 1) Существование диапазона значений коэффициента закрутки потока Φ^* , реализующего снижение коэффициента гидравлического трения по сравнению с эквивалентным (по числу Рейнольдса) поступательным потоком;
- 2) Доказательство принципиальной возможности использования скоростного напора азимутальной компоненты для «восстановления» напора поступательного потока;
- 3) Уточненные значения коэффициента гидравлического трения в области низких закруток потока $\Phi^* \in 0 \div 0.36$.

Новизна исследований. Традиционные результаты, полученные в работах Щукина В.К. и Халатова А.А., Пиралишвили Ш.А., Гупты А.К., Сабурова Э.Н.,

Митрофановой О.В. и др. авторов охватывают, как правило, сильнозакрученные потоки. В этих работах преследуются цели интенсификации процессов переноса теплоты и массы созданием дополнительных сдвиговых напряжений, обусловленных азимутальной компонентой скорости. Область малых, асимптотически вырожденных, закруток потока изучена в меньшей степени и практически неизвестны потери напора по длине в этой области. В настоящем исследовании восполняется этот пробел.

Апробация работы. Основные положения диссертации докладывались на 4-й Российской национальной конференции по теплообмену (г. Москва, 2006 г.), на школе-семинаре РАН под руководством академика А.И. Леонтьева (г. Санкт-Петербург, 2007 г.), на научно-технических семинарах и конференциях в СПбГУВК и МАИ в 2005...2006 г.г.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 9 научных работ, из них 3 опубликованы в журналах, рекомендованных ВАК.

Структура и объем диссертации. Работа состоит из списка обозначений, введения, четырех глав, заключения, списка литературы, приложения. Объем работы: 137 страниц машинописного текста, 60 рисунков, 12 таблиц. Список литературы состоит из 54 наименований.

Содержание диссертации

Во введении изложены мотивировки, позволяющие рассматривать винтовой напорный поток в цилиндрическом канале как перспективный объект гидравлических исследований. Подчеркивается широкое применение закрученных потоков в различных технических устройствах, в строительстве и в энергетике. Показана актуальность *изучения потерь напора и уменьшения потерь напора при винтовом движении в круглоцилиндрической гладкой трубе.*

В главе 1 представлено определение закрученных движений, показаны принципиальные способы закрутки потока, для оценки интенсивности закрутки потока в канале выбран интегральный параметр

$$\Phi^* = \frac{M}{K_x \cdot R},$$

где $M = 2\pi \int_0^R \rho u_\theta u_x r^2 dr$ – поток момента количества движения в осевом направлении;

$K_x = 2\pi \int_0^R \rho u_x^2 r dr$ – поток количества движения в осевом направлении;

R – радиус канала.

Проведен обзор работ, посвященных различным аспектам теории, моделирования, экспериментальных исследований и практического применения закрученных потоков.

Показано, что *результаты теории винтовых движений Бельтрами ($k=const$) неприемлемы для описания вязких и в том числе низкорейнольдсовых потоков.* Приведены результаты некоторых известных аналитических решений для винтового потока.

Получено решение вариационной задачи на минимум завихренности с ограничением на расход, позволяющее, *в отличие от решения Бельтрами, одновременно обнулить на стенке обе компоненты скорости u_ε и u_x .*

Азимутальная компонента скорости: $u_\varepsilon = \omega_0 R y \left(1 - y^{N+1}\right)$, $y = \frac{r}{R} \in [0, 1]$, $\omega_0 = \omega$ - завихренность на оси трубы.

Осевая компонента вихря: $\omega_x = \omega_0 \left(1 - \frac{N+3}{2} y^{N+1}\right)$.

Осевая компонента скорости: $u_x = \kappa_0 \omega_0 \left(1 - y^{N+1}\right) \left(1 - \frac{N+3}{2} y^{N+1}\right)$.

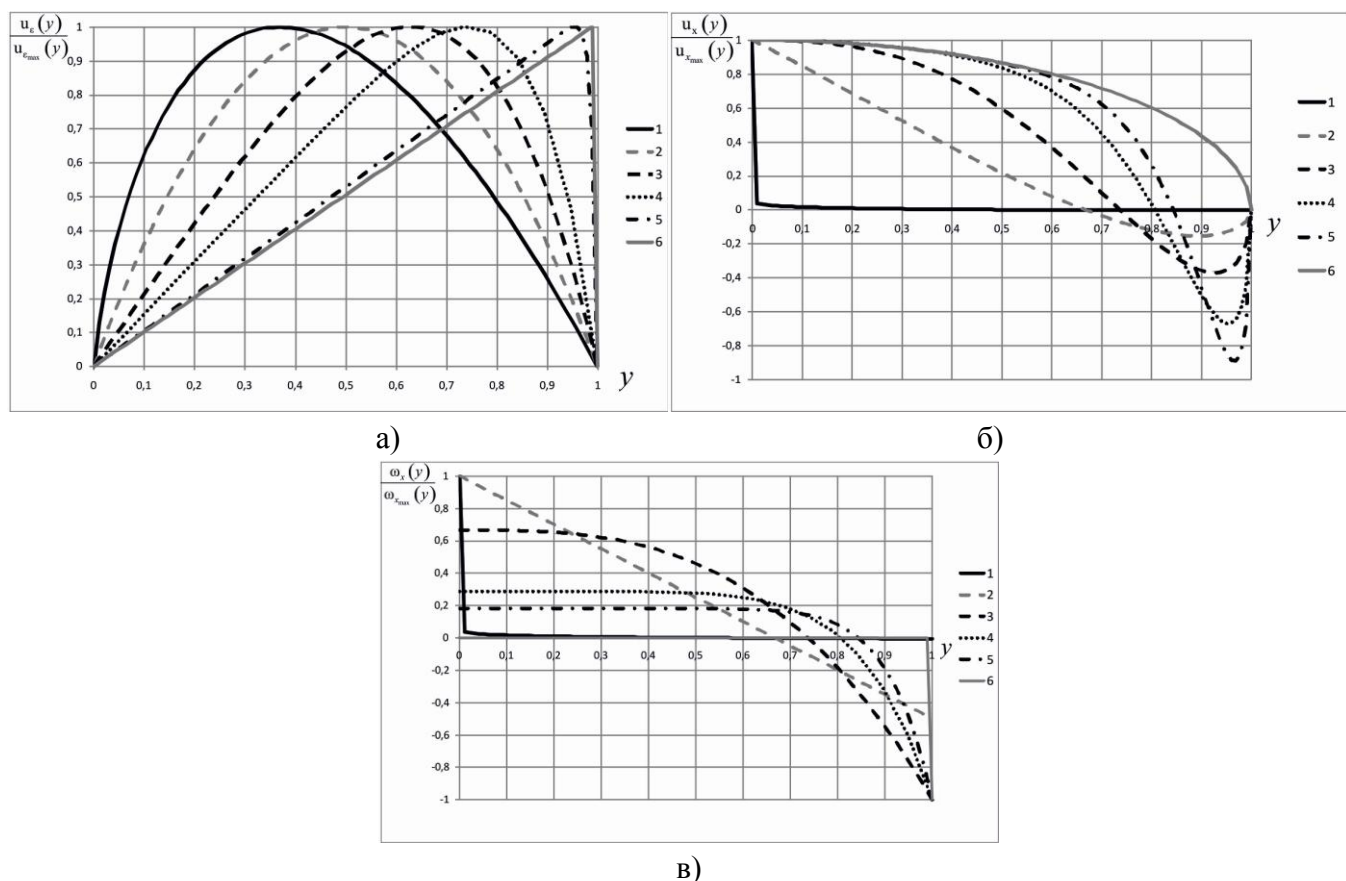


Рис.1 Радиальное распределение по сечению канала а) азимутальной компоненты скорости u_ε y ;

б) осевой компоненты скорости u_x y ; в) завихренности ω_x y .

1 - $N = -0.99$; 2 - $N = 0$; 3 - $N = 2$; 4 - $N = 6$; 5 - $N = 10$; 6 - $N = 1000$.

Экспериментальные работы, посвященные исследованиям закрученных потоков, охватывают, главным образом, потоки в конкретных технических

устройствах с конкретными конструкциями направляющих аппаратов для закрутки потока вокруг оси канала. Интегральные характеристики потока (потери, конечные перепады давления или температуры) часто определяются без информации о локальных распределениях скорости и наоборот. Кроме прочего, в ряде работ (топочные устройства, вихревые трубы и сепараторы) течение осложнено процессами переноса.

Проведенный обзор показал, что к настоящему времени *изучен не весь диапазон интенсивности закруток в круглоцилиндрических трубах на предмет определения гидравлического сопротивления, а именно интервал $\Phi^* \in 0 \div 0.36$* .

В главе 2 *мотивируется возможность снижения потерь напора в винтовом слабо закрученном движении реального (вязкого) текучего тела.*

Установлено, что в действительном винтовом движении с ненулевым значением параметра Бельтрами k , $\mathbf{u} = k \cdot \text{rot} \mathbf{u}$, ротор завихренности – функция, имеющая потенциал: $\text{rot} \text{rot} \vec{\omega} = -\nabla^2 \vec{\omega} = 0$. Поэтому необходимо выполнения условия $\|\text{grad} \vec{\omega}\| \rightarrow \min \geq 0$, $\|\text{grad} \vec{\omega}\|^2 := \int_V (\text{grad} \vec{\omega})^2 dV > 0$. Аналогичные условия выполняются для компонент вихря. В силу известных неравенств, можно предположить, что *мала и норма вихря*. Поэтому в действительном винтовом движении изменение полного напора или полного давления минимально. Это следует из интегральной формулировки «теоремы работ» или закона изменения кинетической энергии. Действительно, в силу уравнения Стокса для винтового движения,

$$\nabla \left(\frac{1}{\rho} \left(p + \frac{\rho u^2}{2} - \rho U \right) \right) = \nu \nabla^2 \vec{u} = -\nu \text{rot} \vec{\omega},$$

откуда, скалярным умножением обеих частей на \mathbf{u} получается интегральное тождество: $\int_V \vec{u} \cdot \nabla \left(\frac{p_0}{\rho} \right) dV = - \int_V \nu \omega^2 dV < 0$, $p_0 := p + \frac{\rho u^2}{2} - \rho U$, U – силовая функция (например, для движения в поле силы тяжести, $U = -gz$). В силу формулы Гаусса, можно также написать интегральные соотношения на *поток полного давления через поперечное сечение цилиндрического канала*: $\Delta Q_A \left(\frac{p_0}{\rho} \right) = - \int_V \nu \omega^2 dV$. Получается, что

в условиях минимальности нормы вектора ω , потеря полного давления (или полного напора) в действительном винтовом движении минимальна. Попутно выясняется следующий факт (упоминающийся в работах С.С. Бюшгенса): если линии тока винтового потока в цилиндрическом русле лежат на поверхностях, имеющих нулевую гауссову кривизну, то на этих поверхностях потеря полного давления теоретически равна нулю. Изложенные соображения неконструктивны. Они *только указывают на принципиальную возможность уменьшения потерь напора в*

винтовом движении, но не выделяют областей существования минимума потерь напора.

На рис.2 показано изменение по длине трубы азимутальной компоненты вектора скорости от следа за решеткой до конечного створа трубы.

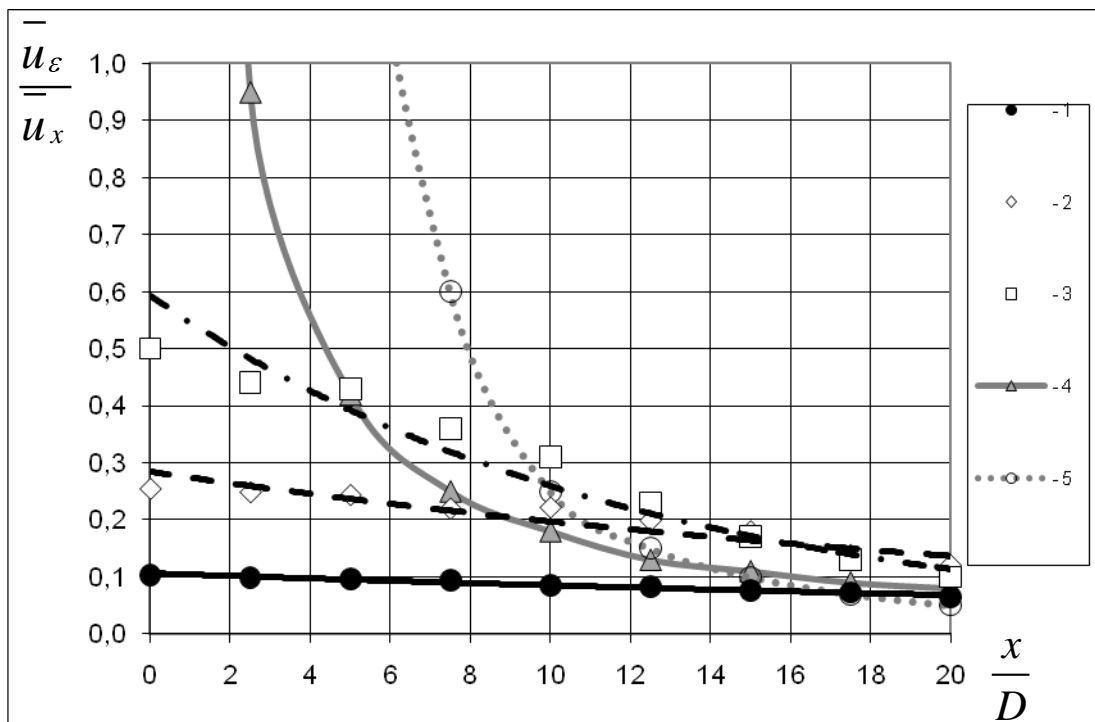


Рис. 2 Изменение отношения средней в сечении азимутальной и осевой скорости по длине канала в абсолютном значении, $Re_{Dx} = 1.5 \cdot 10^4$ (численное моделирование)

- 1 - $\Phi_{ox}^* = 0.1$; 2- $\Phi_{ox}^* = 0.255$; 3 - $\Phi_{ox}^* = 0.5$;
 4 - $\Phi_{ox}^* = 4.84$; 5 - $\Phi_{ox}^* = 46$;

Как видно, при малых закрутках потока убывание u_ϵ к нулю асимптотическое: $\frac{du_\epsilon}{dx} < 0, \frac{d^2u_\epsilon}{dx^2} > 0$. Этого не наблюдается при больших закрутках потока: азимутальная компонента скорости «исчезает» практически сразу, на расстоянии 3-5 калибров от входа в трубу из направляющей решетки. Асимптотическое убывание азимутальной скорости при малой закрутке потока позволяет оценить вклад мощности напряжений сдвига и потока кинетической энергии вращения в энергетический баланс потока. В силу теоремы об изменении кинетической энергии:

$$\int_{A_1}^{A_2} \left(p + \frac{\rho u_x^2}{2} - \rho U \right) u_x dA = \int_{A_1}^{A_2} p_{xe} u_\epsilon dA - \int_{A_1}^{A_2} \frac{\rho u_\epsilon^2}{2} u_x dA - \int_V \rho \epsilon dV.$$

Два первых слагаемых в правой части изображают дополнительную мощность, вводимую в поток напряжениями сдвига $\left(\int_{A_1}^{A_2} p_{xe} u_\epsilon dA \right)$ и отбираемую от осредненного азимутального движения $\left(- \int_{A_1}^{A_2} \frac{\rho u_\epsilon^2}{2} u_x dA \right)$. При сближении сечений $A_{1,2}$ получается

равенство: $J_{e,x} - i_f + i_e = 0$, где $i_e := \frac{v}{gv_x} \frac{d^2 \|u_\varepsilon\|^2}{dx^2} - \frac{1}{g} \frac{d \|u_\varepsilon\|^2}{dx} > 0$ - отнесенный к единице

длины канала и к единице весового расхода дополнительная мощность, вводимая в поток напряжениями сдвига и отбираемая от осредненного азимутального

движения. Через $\|u_\varepsilon\|^2 := \int_0^1 u_\varepsilon^2 y dy$ обозначен квадрат нормы азимутальной

компоненты скорости. Очевидно, если $i_e > 0$, то происходит некоторое восстановление напора поступательного движения и наоборот. Таким образом, для частичного восстановления полного напора (или полного давления) поступательного движения необходимо выполнения неравенства:

$$\frac{v}{gv_x} \frac{d^2 \|u_\varepsilon\|^2}{dx^2} > 0,$$

выделяющего класс движений с «малой» закруткой. Для определения границ областей с малой и с большой закруткой потока и прогнозирования потерь напора в винтовом цилиндрическом потоке необходимо проведение экспериментов, натурного и численного.

В главе 3 представлен обзор моделей турбулентности для численного моделирования турбулентных движений вязкой несжимаемой жидкости. Обоснован выбор класса двухпараметрических моделей для проведения моделирования в данной работе. Проведено тестирование на поступательном потоке в канале трех моделей: стандартной k-ε модель, модифицированной k-ε модель Гиримаджи, SST k-ω модель Ментера. Для моделирования закрученного потока выбрана k-ε модель Гиримаджи.

Полученные результаты (при достижении сеточной и итерационной сходимости) показали в интервале значений интегрального параметра закрутки $\Phi_{ex}^* = 0 \div 0.5$ снижение коэффициента гидравлического трения λ по сравнению с таковым в поступательном потоке. Максимальное снижение составляет $0.37 \div 0.22 \lambda_{0l}$, λ_{0l} – вычисленный по известной формуле Блазиуса.

Результаты автомодельны по числу Рейнольдса для $Re \in 1.5 \div 15 \cdot 10^4$ и моделям турбулентности Girimaji и SST (в том смысле, что повторяются при расчете в обеих моделях).

В главе 4 проведен натурный эксперимент с целью проверки зависимости коэффициента гидравлического трения от интенсивности закрутки и выявления более точных границ области снижения λ_ε . На рис. 3 показана схема экспериментальной установки.

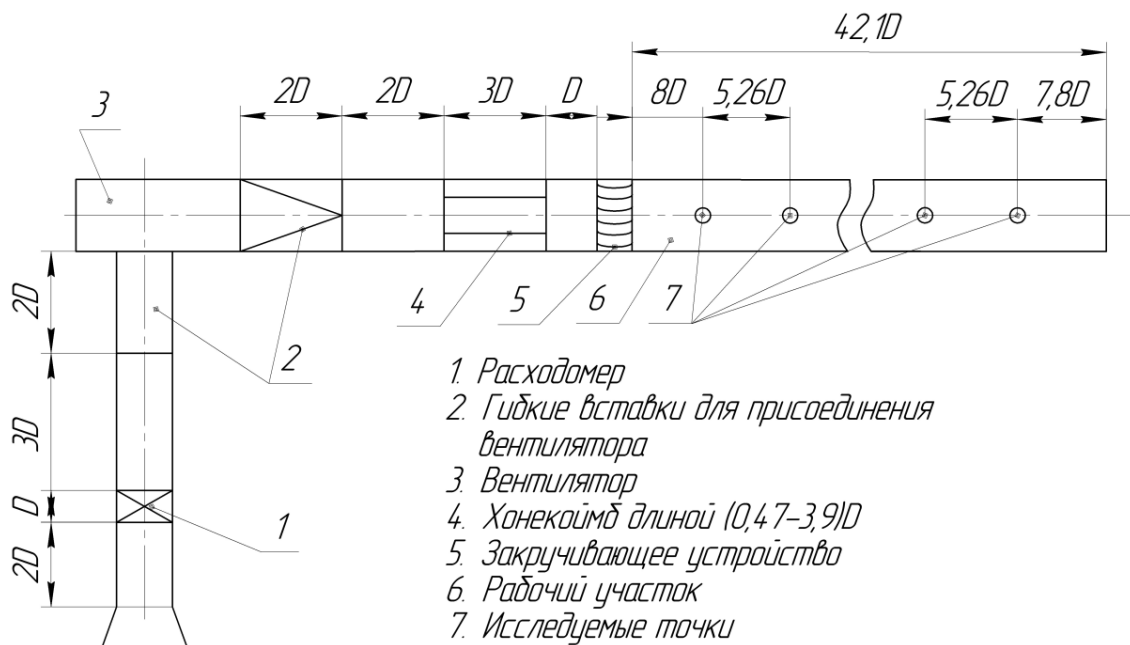


Рис. 3 Схема установки

Поля скорости и гидродинамического давления в потоке измерялись с помощью пятиканального шарового зонда (рис. 4) с диаметром сферы $d_{ш} = 5 \text{ мм}$.

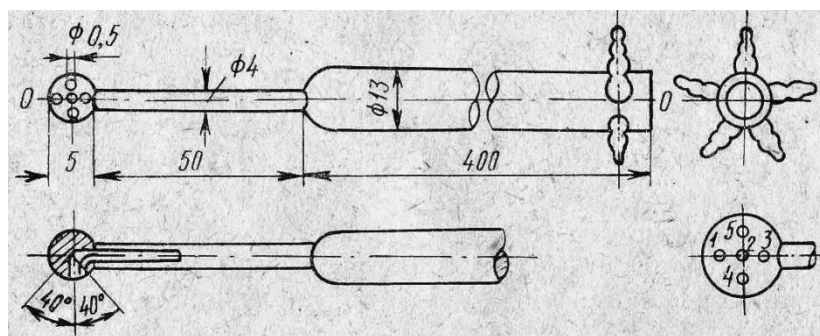


Рис. 4 Схема шарового зонда

Измерения проводились в изотермических условиях на воздухе при числах Рейнольдса поступательного потока $Re_{Dx} = 5,9 \cdot 10^4$ и $Re_{Dx} = 6,6 \cdot 10^4$ после выхода установки на стационарный режим в шести сечениях по длине трубы, в каждом сечении показания брались в десяти точках по радиусу. Точность работы измерительной аппаратуры находится в пределах допустимой погрешности 4,8 %.

Для создания закрутки были использованы 6 аксиально-лопаточных направляющих аппаратов (НА), каждый из которых имел центральное тело $\bar{d}_0 = d_0 / d = 0.315$ и 8 лопаток, спрофилированных по закону

$$\operatorname{tg} \varphi = \left(\frac{R}{r} \right)^n \operatorname{tg} \varphi_H,$$

где R – наружный радиус сечения завихрителя;

r – текущий радиус;

φ_H – геометрический угол закрутки на радиусе R ;

φ – угол закрутки потока;

n – показатель степени.

Геометрические параметры НА приведены в таблице 1.

Таблица 1

№ п.п.	φ_n	n	L
	гр.	–	Мм
1	1.5°	0	3.9D
2	3°	0	3.5D
3	6°	0	3.15D
4	15°	0	1.05D
5	27°	0	0.7D
6	45°	0	0.47D

На рис. 5 показаны используемые в данном эксперименте осевые аксиально-лопаточные направляющие аппараты.

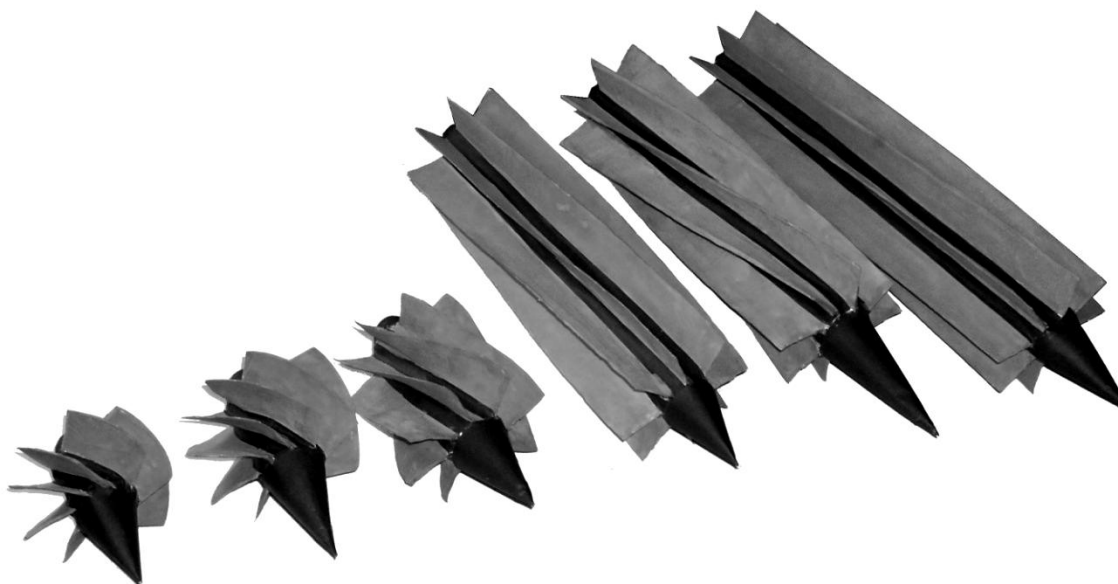
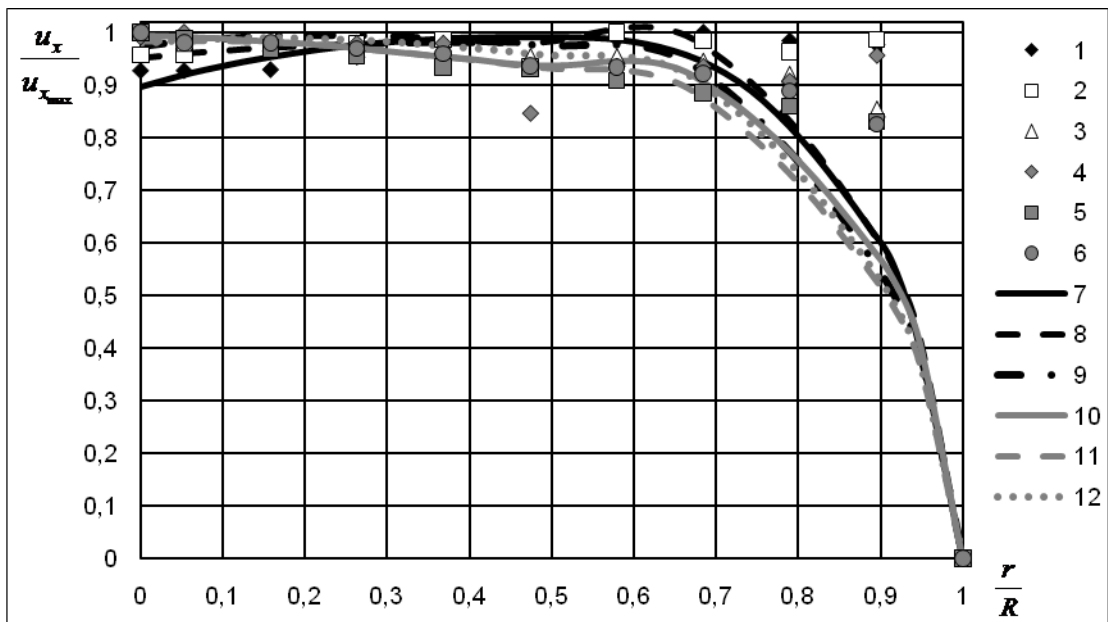


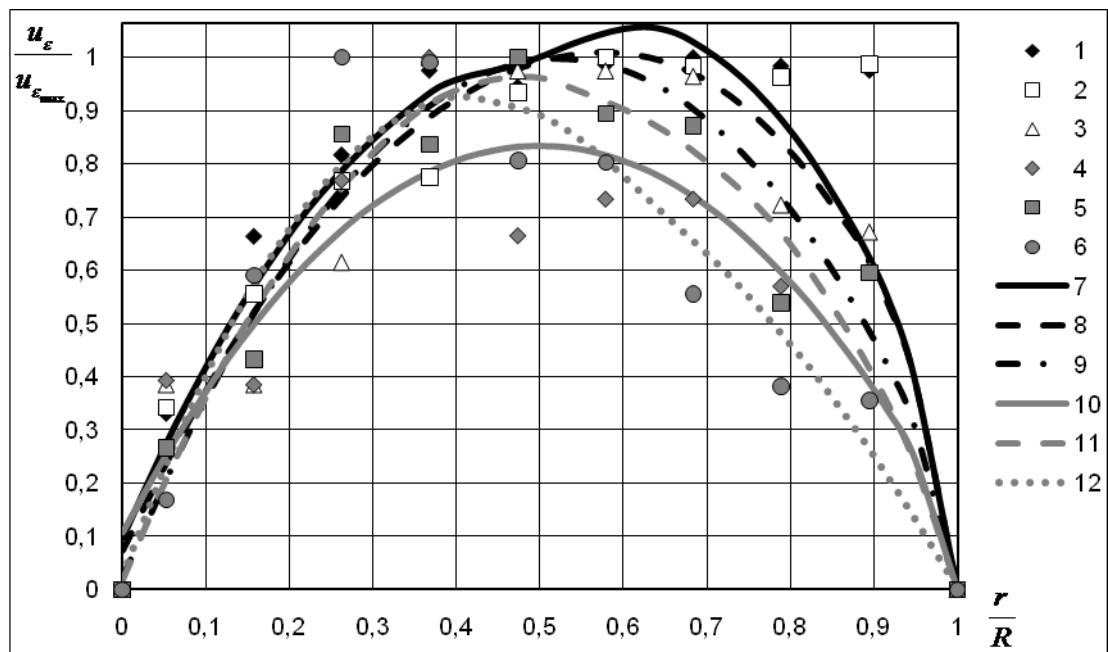
Рис. 5 Фотографии Аксиально-лопаточных направляющих аппаратов.

Слева на право: $\varphi_n = 45^\circ$; $\varphi_n = 27^\circ$; $\varphi_n = 15^\circ$; $\varphi_n = 3^\circ$; $\varphi_n = 6^\circ$; $\varphi_n = 1,5^\circ$

На рис. 6, 7 представлены распределения гидродинамических характеристик для углов установки лопаток: $\varphi_n = 1.5^\circ$ и $\varphi_n = 45^\circ$ в шести сечениях по длине канала для $Re_{Dx} = 5.9 \cdot 10^4$.



а)



б)

Рис. 6 Распределение гидродинамических характеристик закрученного потока по радиусу канала
 $(\varphi_n = 1.5^0, Re_{Dx} = 5.9 \cdot 10^4)$

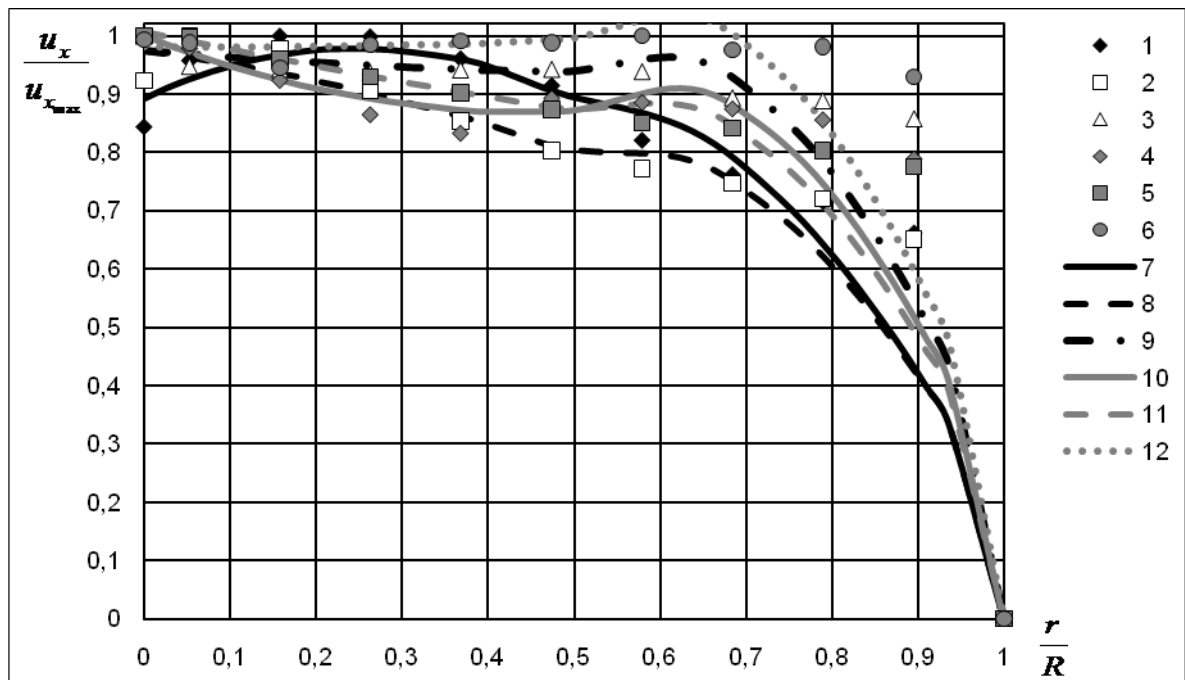
а) осевая компонента скорости; б) азимутальная компонента скорости.

опытные данные: 1 - $x/D = 8$; 2- $x/D = 13.26$; 3 - $x/D = 18.52$; 4 - $x/D = 23.78$;

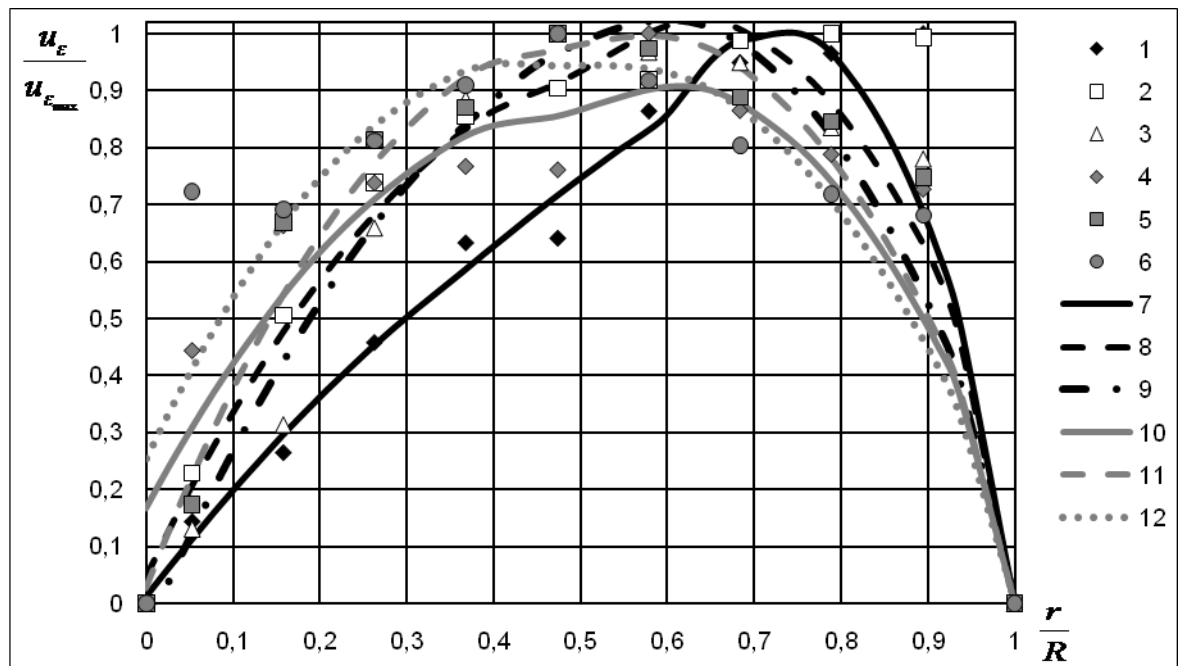
5 - $x/D = 29.04$; 6 - $x/D = 34.3$;

интерполяция: 7 - $x/D = 8$; 8- $x/D = 13.26$; 9 - $x/D = 18.52$; 10 - $x/D = 23.78$;

11 - $x/D = 29.04$; 12 - $x/D = 34.3$.



а)



б)

Рис. 7 Распределение гидродинамических характеристик закрученного потока по радиусу канала

$$(\varphi_n = 27^\circ, \text{Re}_{Dx} = 5.9 \cdot 10^4)$$

а) осевая компонента скорости; б) азимутальная компонента скорости.

опытные данные: 1 - $x/D = 8$; 2- $x/D = 13.26$; 3 - $x/D = 18.52$; 4 - $x/D = 23.78$;
5 - $x/D = 29.04$; 6 - $x/D = 34.3$;

интерполяция: 7 - $x/D = 8$; 8- $x/D = 13.26$; 9 - $x/D = 18.52$; 10 - $x/D = 23.78$;
11 - $x/D = 29.04$; 12 - $x/D = 34.3$.

Для обобщения полученных в работе опытных данных и сопоставления их с результатами других авторов использовался интегральный параметр закрутки $\Phi_* = \frac{M}{K_x \cdot R}$. Для определения его значений на выходе из аксиально-лопаточного направляющего аппарата использовался его геометрический аналог $\Phi_{*_{\text{ex.z.}}} = \left(\frac{1}{1+d_0} + \bar{d}_0 \right) \frac{2}{3} \text{tg} \varphi$.

Полученные распределения гидродинамических характеристик закрученного потока коррелируются с результатами, представленными в работах других авторов. Это относится к: распределению скоростей и изменению интегральных параметров закрутки потока, распределению полного и избыточного давления и к изменению энергии закрученного потока по длине канала. Таким образом, полученные результаты можно считать *достоверно точными и заслуживающими подробного анализа*.

Оценка расстояния от НА, на котором происходит вырождение закрученного потока, показала, что *вырождения закрутки на всей длине рабочего участка установки (34.3D) не происходит*.

Сопоставление потерь энергии в поступательном и закрученном потоках на основном участке канала, показано на рис. 8. Сопоставление проводится по коэффициенту гидравлического трения, для поступательного потока, вычисляемого по формуле Блазиуса:

$$\lambda_{\text{от}} = \frac{1}{\sqrt[4]{100 \text{Re}_d}};$$

для закрученного потока используется формула Вейсбаха-Дарси:

$$\lambda_{\varepsilon} = \frac{2D \cdot \Delta P_0}{L \cdot \rho \cdot \bar{V}_x^2 + V_{\varepsilon 0}^2},$$

где среднерасходная поступательная скорость заменена на полную скорость на выходе из НА, являющейся суммой квадратов среднерасходной осевой скорости и средней начальной азимутальной скорости. Среднее значение азимутальной скорости на выходе из НА в данном случае вычислялось как: $V_{\varepsilon 0} = \bar{V}_x \cdot \text{tg} \varphi_n$.

Из рис.8 видно, что в интервале значений параметра закрутки $\Phi_{\text{ex}}^* = 0 \div 0.25$ коэффициент гидравлического трения в закрученном потоке на основном участке канала меньше чем в поступательном потоке и достигает своего минимального значения при $\Phi_{\text{ex}}^* \approx 0.1$. Кроме того, изменение λ_{ε} относительно $\lambda_{\text{от}}$ превосходит погрешность эксперимента. Полученные результаты автомодельны по числу Рейнольдса.

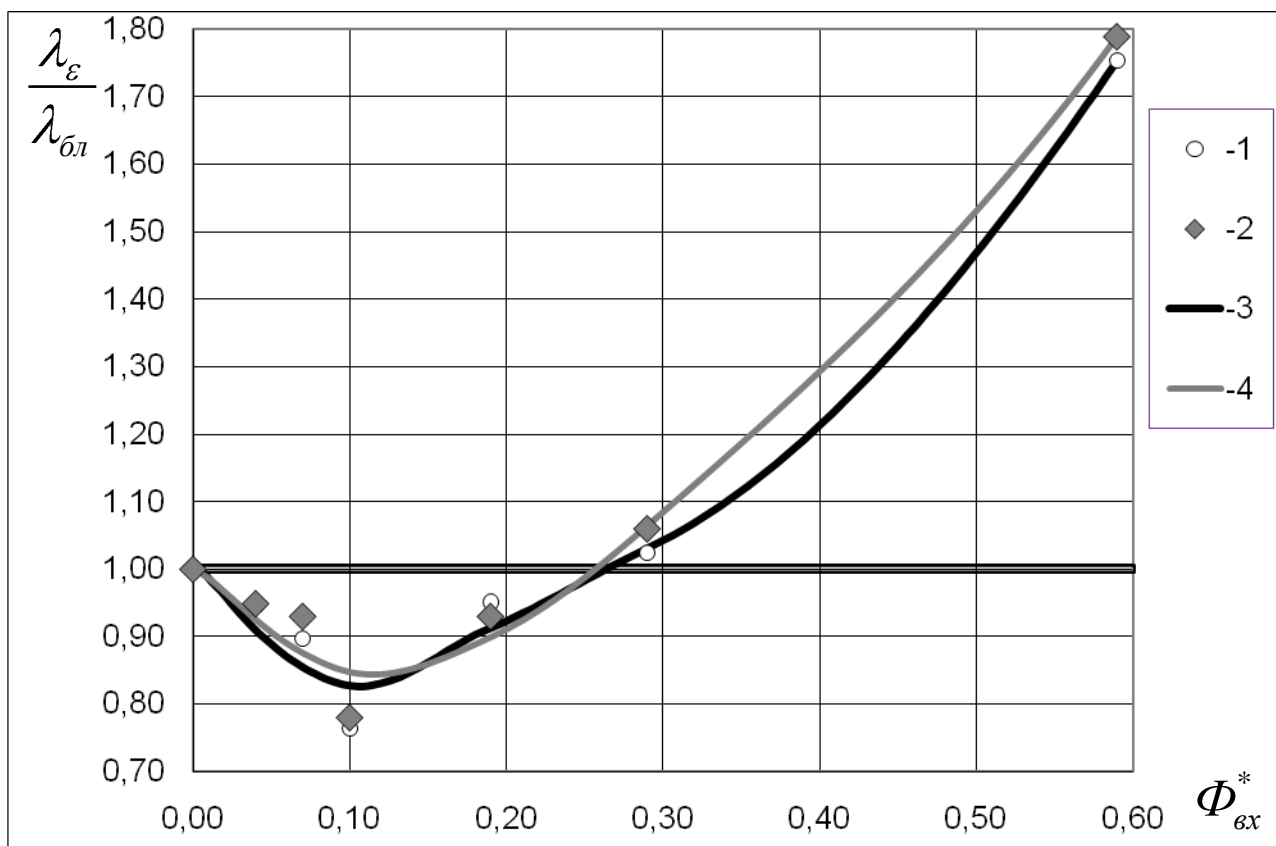


Рис. 8 Отношение коэффициентов гидравлического трения закрученного и поступательного потоков в зависимости от интегрального параметра закрутки на входе в канал

Опытные данные: 1 - $Re_{Dx} = 5.9 \cdot 10^4$; 2- $Re_{Dx} = 6.6 \cdot 10^4$;

Интерполяции: 3 - $Re_{Dx} = 5.9 \cdot 10^4$; 4 - $Re_{Dx} = 6.6 \cdot 10^4$

Заключение

1. Экспериментальные исследования распределения компонент скорости u_x и u_ϵ по сечению цилиндрической трубы в различных створах показали, что:

- азимутальная компонента скорости трансформируется от «квазитвердого» распределения за осевым НА к немонотонной эпюре на расстоянии 10 ... 40 калибров от НА;
- осевая компонента скорости трансформируется от характерной «поступательной» эпюры скорости к эпюре скорости с увеличенной α на расстоянии 10 ... 40 калибров от НА.

Сказанное справедливо для интервала $0 < \Phi_{вх}^* < 0.3$ значений коэффициента закрутки. При больших значениях коэффициента закрутки структура потока за осевым НА напоминает ближний след плохообтекаемого тела. Образуется область рециркуляционного течения вдоль оси и быстрого «угасания» интенсивной закрутки по длине потока. Существование немонотонной эпюры азимутальной скорости при низких закрутках потока не противоречит условию минимума завихренности.

2. Численное моделирование закрученного потока в гидравлически гладкой цилиндрической трубе *показало снижение коэффициента гидравлического трения на 11...33% в интервале значений интегрального параметра закрутки (0...0,5)*. Полученные результаты *автомодельны* по числу Рейнольдса в диапазоне $Re_{xD} = 1,5...15 \cdot 10^4$;
3. Экспериментальное исследование *подтвердило* существование интервала значений интегрального параметра закрутки (0...0,25), в котором зафиксировано снижение коэффициента гидравлического трения на 5...23%. Полученные результаты *автомодельны* по числу Рейнольдса в диапазоне $Re_{xD} = 5,9...6,6 \cdot 10^4$. При этом наблюдается увеличение корректива кинетической энергии по сравнению с поступательным потоком до 25%.
4. Потери полного напора (соответственно, полного давления) в осевом НА *превосходят* снижение потерь полного давления по длине трубы. Поэтому реальные затраты энергии даже на слабую закрутку даже низкорейнольдсова потока «перекрывают» указанный эффект. Тем не менее, в потоках с «естественной» закруткой эффект от снижения потерь напора реально достижим и представляет реальный же практический интерес.

Основные материалы диссертации опубликованы в статьях:

1. Харьков Н.С. Численное моделирование турбулентных закрученных течений в цилиндрических и конических каналах // Труды МАИ 4-я Ежегодная Международная Конференция «Авиация и Космонавтика - 2005», Москва 2005, том 2, С. 264-265.
2. Петриченко М.Р., Харьков Н.С. Вихревые технологии управления теплообменом // Теплофизика процессов горения и охрана окружающей среды, Рыбинск 2006, С.29-34.
3. Петриченко М.Р., Харьков Н.С. Экстремальные свойства спиновых потоков // Труды РНКТ-4, Москва 2006, том 2, С. 130-133.
4. Петриченко М.Р., Харьков Н.С. Пассивная закрутка потока воздуха в цилиндрическом канале с прямой осью // Труды международного технического семинара «Исследования проектирования и эксплуатации судовых ДВС», Санкт-Петербург 2006, С. 165-166.
5. Петриченко М.Р., Харьков Н.С. Энергетический баланс винтового потока // Труды XII Школы-семинара А.И. Леонтьева по газодинамике и теплообмену в энергетических установках, Санкт-Петербург 2007, том 2, С. 302-304.
6. Петриченко М.Р., Харьков Н.С. Гидравлические потери на основном участке цилиндрического канала при малой интенсивности закрутки // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета, 2008, № 63, С. 237-242.

- 7. Петриченко М.Р., Харьков Н.С. Экспериментальное исследование пропускной способности цилиндрического канала при малой интенсивности закрутки потока // Вестник МАНЭБ, 2008, том 14, выпуск 2, С. 129-133.**
- 8. Петриченко М.Р., Харьков Н.С. Экспериментальное исследование насосного действия винтового потока // Журнал технической физики, 2009, том 79, выпуск 7, С. 137-139.**