

динамической трубы. Измерения проводились для чисел Рейнольдса  $Re_x = U_\infty x/\nu = (0,4 \dots 7) \cdot 10^5$  и относительных толщин пограничного слоя перед лункой  $\delta/d = 0,14 \dots 0,6$ .

Вначале проводилась визуализация потока как в углублениях, так и в их окрестностях. Дымовой метод визуализации предусматривал регистрацию картин завихренного течения видеокамерой. Обработка и анализ картин визуализации дали возможность найти качественные особенности формирования и развития когерентных вихревых структур в исследуемом потоке. Это позволило спланировать проведение инструментальных измерений в характерных областях течения с использованием соответствующих датчиков, контрольно-измерительной, а также анализирующей аппаратуры. Анализ полученных видеоизображений показал, что внутри полцилиндрического углубления формируются как крупномасштабная вихревая структура, так и мелкомасштабные вихри, заполняющие весь объем канавки. Крупномасштабный вихрь располагается вблизи дна канавки и ее кормовой стенки. Мелкомасштабные вихри зарождаются вблизи отрывной кромки и в месте ударного взаимодействия сдвигового слоя с кормовой стенкой углубления. С ростом скорости потока размер крупномасштабного когерентного вихря уменьшается, а число мелкомасштабных вихрей увеличивается. Части этих вихревых систем периодически выбрасываются в спутный поток. Периодичность таких низкочастотных выбро-

сов непостоянна и зависит от скорости потока. Внутри полусферической лунки вращение дыма, отображающее вращение крупномасштабной вихревой структуры, происходит поочередно по часовой и против часовой стрелки в горизонтальной плоскости пластины. При увеличении скорости набегающего потока частота переброса вращения дыма увеличивается, существенно усложняя регистрацию смены режима вращения.

Инструментальные исследования с помощью проволочных одноточечных термоанемометров постоянной температуры позволили получить интегральные и спектральные характеристики поля скорости и завихренности в пограничном слое над плоской пластиной, а также внутри углублений. Формирование и развитие вихревых структур в углублениях вызывают изменения полей скорости в пограничном слое над пластиной. Определены области, где поток жидкости либо ускоряется, либо тормозится не только над углублениями и позади них, но и перед ними. В зависимости от скорости набегающего потока изменяются зоны выбросов крупномасштабных вихревых структур и их число и формы. Установлены количественные характеристики воздействия локальных углублений на распределение скорости, толщину пограничного слоя, толщину вытеснения, толщину потери импульса и энергии, форм-параметр, коэффициент поверхностного трения, а также на статистические характеристики поля пульсаций скорости (спектры и корреляции).

УДК 532.695

Давыденко Б.В.

*Институт технической теплофизики НАН Украины*

## **ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РОТОРНО-ПУЛЬСАЦИОННОГО АППАРАТА ПРИ ТУРБУЛЕНТНОМ ТЕЧЕНИИ ЖИДКОСТИ**

*Наведено результати чисельного розв'язання задачі про турбулентну течію в робочому об'ємі роторно-пульсаційного апарату. На основі цих результатів проведено аналіз основних динамічних характеристик апарату при турбулентній течії рідини.*

*Представлены результаты численного решения задачи о турбулентном течении в рабочем объеме роторно-пульсационного аппарата. На основе этих результатов проведен анализ основных динамических характеристик аппарата при турбулентном течении жидкости.*

*The numerical simulation results of turbulent flow problem in the working space of rotor-pulse apparatus are represented. Based on these results the main dynamical characteristics of apparatus at the turbulent liquid flow are analyzed.*

$C_\mu$ ;  $C_1$ ;  $C_2$  – константы модели турбулентности;  
 $k$  – кинетическая энергия турбулентности;  
 $p$  – давление;  
 $Pr$  – число Прандтля;  
 $r$  – радиальная координата;  
 $r_0$  – внутренний радиус расчетной области;  
 $v_r$ ;  $v_\theta$  – радиальная и тангенциальная скорости течения жидкости;  
 $\varepsilon$  – скорость диссипации кинетической энергии турбулентности;  
 $\theta$  – угловая координата;  
 $\mu$  – динамический коэффициент молекулярной вязкости;  
 $\nu$  – кинематический коэффициент молекулярной вязкости;

$\nu_t$  – кинематический коэффициент турбулентной вязкости;  
 $\rho$  – плотность;  
 $\sigma$  – турбулентные напряжения;  
 $\tau$  – время;  
 $\omega_0$  – угловая скорость вращения ротора;  
 РПА – роторно-пульсационный аппарат.

**Индексы нижние:**

$s$  – статор;  
 $r$  – ротор;  
 $n$  – наружный;  
 $v$  – внутренний;  
 $эф$  – эффективный.

Представленные в [1] результаты численного моделирования динамики жидкости в рабочей зоне роторно-пульсационного аппарата (РПА) получены в предположении о ламинарном режиме течения обрабатываемой среды. Такой режим характерен для течения сред с высокой вязкостью. В случаях же относительно низкой вязкости в зазорах между рабочими органами РПА, а также в радиальных прорезях ламинарное течение оказывается неустойчивым [2, 3]. Потеря устойчивости может быть причиной возникновения турбулентных пульсаций в потоке. Как показывают результаты расчетов динамики жидкости в роторно-пульсационных аппаратах с наиболее распространенными геометрическими и режимными параметрами, для сред с вязкостью  $\mu < 0,01$  Па·с использование ламинарной модели течения не позволяет получить характерный периодический режим течения в рабочей зоне РПА. В связи с этим, а также из-за отсутствия надежных экспериментальных данных об условиях возникновения турбулентного течения в РПА, условно можно считать, что для сред, у

которых  $\mu < 0,01$  Па·с, режим течения вероятнее всего окажется переходным или турбулентным. Разумеется, что вероятность указанных режимов определяется не только вязкостью среды, но также геометрическими параметрами рабочей зоны и скоростью вращения ротора  $\omega_0$ .

В данной работе рассмотрены результаты численного моделирования турбулентного течения жидкости в рабочей зоне РПА типа ТФГ [4]. Рабочая зона РПА состоит из трех коаксиальных цилиндрических тел (рабочих элементов), разделенных узкими зазорами и снабженных радиальными прорезями. Два внешних цилиндра (статоры) – неподвижны, а внутренний (ротор) вращается с высокой угловой скоростью. Течение жидкости в рабочей зоне РПА рассматривается, как двумерное в плоскости, перпендикулярной общей оси рабочих элементов. Динамика жидкости в рабочей зоне РПА описывается системой уравнений турбулентного переноса импульса, которая, совместно с уравнением неразрывности имеет в цилиндрических координатах вид:

$$\frac{\partial k}{\partial \tau} + \frac{1}{r} \frac{\partial (rv_r k)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial (v_\theta k)}{\partial \theta} = \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{Pr_k} \right) \frac{\partial k}{\partial \theta} \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{Pr_k} \right) r \frac{\partial k}{\partial r} \right] + \nu \Phi - \varepsilon;$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial \tau} + \frac{1}{r} \frac{\partial (rv_r \varepsilon)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial (v_\theta \varepsilon)}{\partial \theta} = \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{Pr_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial \theta} \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{Pr_\varepsilon} \right) r \frac{\partial \varepsilon}{\partial r} \right] + C_1 \frac{\varepsilon}{k} \nu \Phi - C_2 \frac{\varepsilon^2}{k},$$

где

$$\Phi = 2 \left[ \left( \frac{\partial v_r}{\partial r} \right)^2 + \frac{1}{r^2} \left( \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + v_r \right)^2 \right] + \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} + r \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{v_\theta}{r} \right) \right]^2;$$

Для замыкания уравнений турбулентного переноса используется  $k - \varepsilon$  модель турбулентности, которая описывается системой уравнений:

$$\frac{\partial k}{\partial \tau} + \frac{1}{r} \frac{\partial (rv_r k)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial (v_\theta k)}{\partial \theta} = \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[ \left( v_t + \frac{v_t}{Pr_k} \right) \frac{\partial k}{\partial \theta} \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[ \left( v_t + \frac{v_t}{Pr_k} \right) r \frac{\partial k}{\partial r} \right] + \gamma \Phi - \varepsilon ;$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial \tau} + \frac{1}{r} \frac{\partial (rv_r \varepsilon)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial (v_\theta \varepsilon)}{\partial \theta} = \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[ \left( v_t + \frac{v_t}{Pr_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial \theta} \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[ \left( v_t + \frac{v_t}{Pr_\varepsilon} \right) r \frac{\partial \varepsilon}{\partial r} \right] + C_1 \frac{\varepsilon}{k} \gamma \Phi - C_2 \frac{\varepsilon^2}{k} ,$$

где

$$\Phi = 2 \left[ \left( \frac{\partial v_r}{\partial r} \right)^2 + \frac{1}{r^2} \left( \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + v_r \right)^2 \right] + \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} + r \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{v_\theta}{r} \right) \right]^2 ;$$

В соответствии с выбранной моделью турбулентности кинематический коэффициент турбулентной вязкости рассчитывается по формуле:

$$v_t = C_\mu k^2 / \varepsilon$$

Константы  $k-\varepsilon$  модели имеют следующие значения:

$$C_\mu = 0,09; C_1 = 1,44; C_2 = 1,92; Pr_k = 1; Pr_\varepsilon = 1,3.$$

Рассматриваемая задача решается методом конечных разностей для одного периодически повторяющегося по угловой координате сектора рабочей зоны с углом раскрытия  $\Delta\theta$ . Рассматриваемый сектор содержит прорези статоров и ротора, а также левую и правую половины стенок статоров. Считается, что имеет место не только геометрическая, но и физическая периодичность процессов в геометрически подобных секторах. Исходя из этого, граничные условия на левой и правой сторонах сектора задаются, как условия периодичности. Между входным и выходным сечениями рабочей зоны задается перепад давления  $\Delta p$ . Скорость жидкости на поверхностях статоров равна нулю, а на поверхностях ротора тангенциальная скорость задается в виде  $v_\theta = \omega_0 r$ . Кинетическая энергия турбулентности на всех поверхностях рабочих элементов принимается равной нулю, а во входном и выходном сечениях рабочей зоны нулевыми считаются радиальные производные от  $k$  и  $\varepsilon$ . Скорость диссипации энергии турбулентности  $\varepsilon$  задается не на поверхностях рабочих элементов, а в ближайших к ним узлах разностной сетки, относящихся к области течения. Если указанные узлы лежат в пределах логарифмического участка внутренней области турбулентного слоя, выражение для  $\varepsilon$  в этом случае имеет вид:

$$\varepsilon_{\Delta n} = C_\mu^{3/4} k^{3/2} / (\kappa \cdot \Delta n)$$

где  $\Delta n$  – расстояние от узла до стенки,  $\kappa = 0,42$  – постоянная Кармана.

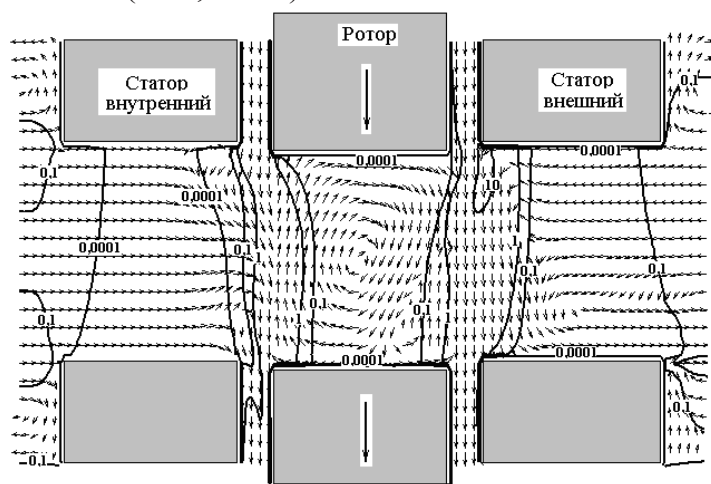
Исходная система дифференциальных уравнений записывается в форме конечных разностей. Система разностных уравнений решается методом матричной прогонки [5]. Результаты решения представляются в виде периодически изменяющихся во времени полей скорости, давления, кинетической энергии турбулентности и скорости ее диссипации. Временным периодом  $\Delta\tau$  считается интервал между двумя последовательными совпадениями прорезей ротора и статоров.

В качестве примера рассматривается турбулентное течение среды с молекулярной вязкостью  $\mu = 0,001$  Па·с и плотностью  $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup> (вода). Рабочие элементы исследуемого РПА содержат по 60 радиальных прорезей. Зазоры между ними составляют 0,2 мм. Угловая скорость вращения ротора  $\omega_0 = 96\pi$  с<sup>-1</sup>. Решение задачи выполнено для нулевого и положительного перепадов давления ( $\Delta p = 0$ ;  $\Delta p = 10$  кПа) между входным и выходным сечениями рабочей зоны.

Структура турбулентного потока жидкости в рабочей зоне РПА при  $\Delta p = 10$  кПа в момент совпадения прорезей ротора и статоров представлена на рис. 1. Поля скорости представлены так, что в прорези ротора их значения рассматриваются относительно вращающегося ротора (подвижная система отсчета), а в остальной части области течения – относительно неподвижного статора. Как видно из рисунка, течение имеет сложный циркуляционный характер. Циркуляционные области образуются в прорези ротора (два

несимметричных разнонаправленных вихря), а также на выходе из прорези внутреннего статора и на входе в прорезь внешнего статора. При этом на начальном участке прорези внутреннего статора течение оказывается практически радиально направленным.

Вследствие высокой степени завихрения потока, в областях выходного сечения прорези внутреннего статора, входного сечения в прорезь внешнего статора, а также в области прорези ротора турбулизация течения происходит наиболее интенсивно. На рис. 1 в виде изолиний представлено распределение в области течения кинетической энергии турбулентности  $k$ . Как видно из рисунка, на входе потока в рабочую зону РПА значения  $k$  имеют порядок  $0,1 \text{ м}^2/\text{с}^2$ . Однако уже в средней части прорези внутреннего статора, где течение практически радиальное, кинетическая энергия турбулентности значительно уменьшается (до  $k \sim 10^{-4} \dots 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}^2$ ). По мере приближения к выходному сечению из прорези внутреннего статора, кинетическая энергия турбулентности начинает интенсивно возрастать и в области внутреннего зазора между рабочими элементами она уже достигает значений  $k \sim 1 \text{ м}^2/\text{с}^2$ . Такие же порядки величины  $k$  имеют и в области внешнего зазора, а также на входе в прорезь внешнего статора. В средней же части прорезей ротора и внешнего статора кинетическая энергия несколько ниже ( $k \sim 0,1 \text{ м}^2/\text{с}^2$ ).



**Рис. 1. Структура потока и распределение кинетической энергии турбулентности  $k$  ( $\text{м}^2/\text{с}^2$ ) в рабочей зоне РПА при  $\Delta p = +10$  кПа.**

Качественно подобным образом изменяются в области течения величины скорости диссипации кинетической энергии турбулентности  $\varepsilon$ . Наибольшие значения ( $\varepsilon \sim 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}^3$ ) скорость диссипации  $\varepsilon$  приобретает в области зазоров между

рабочими элементами. Наименьшие же значения ( $\varepsilon \sim 10^{-4} \dots 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}^3$ ) скорость диссипации имеет в средней части прорези внутреннего статора. В соответствии с распределениями в поле течения величин  $k$  и  $\varepsilon$  изменяются и значения коэффициентов турбулентной вязкости  $\nu_t$ . Из результатов решения рассмотренной задачи следует, что отношения  $\nu_t/\nu$  максимальны в области внутреннего и внешнего зазоров между ротором и статорами ( $\nu_t/\nu \sim 10$ ). Наименьшими же ( $\nu_t/\nu \sim 0,01$ ) данные величины оказываются в средней части прорези внутреннего статора. В этой области течение жидкости имеет преимущественно радиальное направление и оказывается близким к ламинарному.

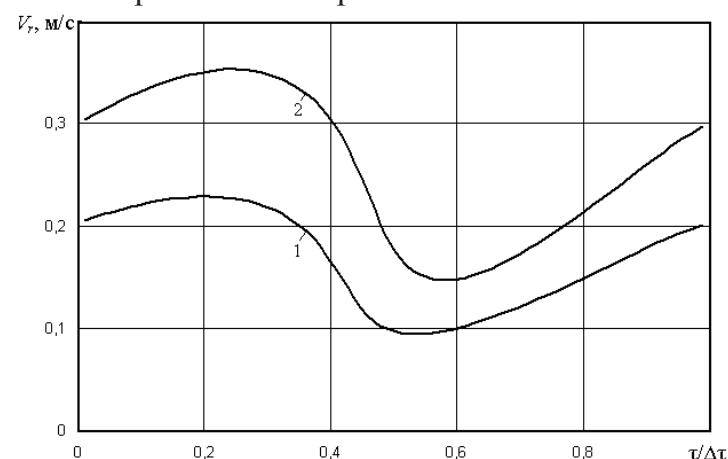
Важными техническими характеристиками РПА являются среднемассовая радиальная скорость течения среды:

$$V_c(\tau) = \frac{1}{\Delta\theta} \int_0^{\Delta\theta} v_r(\tau, r_0, \theta) d\theta,$$

характеризующая производительность аппарата, и момент сил гидродинамического сопротивления, действующих на ротор:

$$M_r = nH \left\{ \int_{r_{\text{в.р}}}^{r_{\text{н.р}}} [(p - \sigma_{\theta\theta})_{\theta+\Delta\theta/2} - (p - \sigma_{\theta\theta})_{\theta_p}] r dr + \int_{\theta_p}^{\theta_p+\Delta\theta/2} [(r^2 \sigma_{r\theta})_{r_{\text{в.р}}} - (r^2 \sigma_{r\theta})_{r_{\text{н.р}}}] d\theta \right\}$$

где  $\theta_p$  – угловая координата торца прорези ротора в некоторый момент времени.

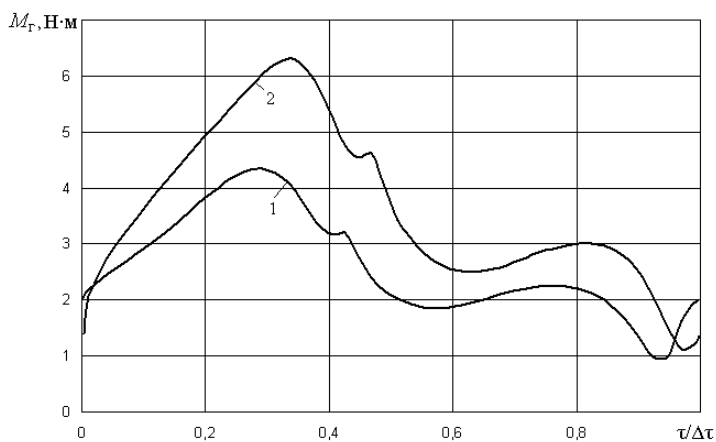


**Рис. 2. Изменение во времени средней скорости жидкости во входном сечении прорези внутреннего статора при турбулентном течении: 1 –  $\Delta p = 0$ ; 2 –  $\Delta p = 10$  кПа.**



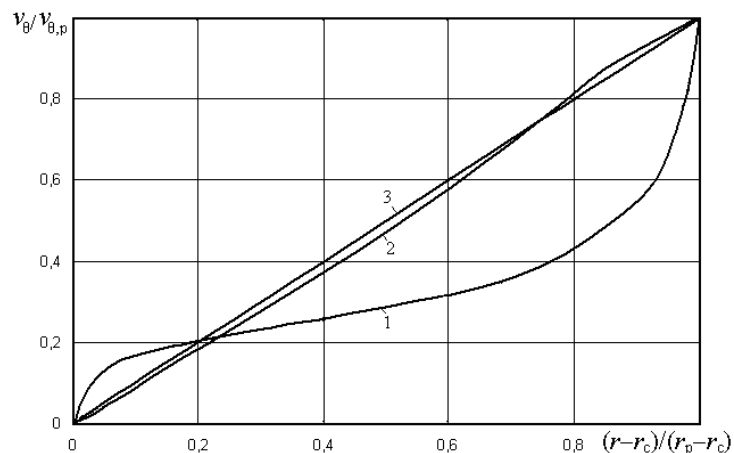
Изменение во времени средней радиальной скорости течения на входе в рабочую зону представлено на рис. 2. Как видно из рисунка, кривые  $V_c(\tau)$ , построенные для двух значений перепада давления, по форме оказываются подобными аналогичным кривым, приведенным в [1], которые соответствуют ламинарному течению жидкостей с высокой вязкостью. Из рис. 2 видно, что при  $\Delta p=10$  кПа среднemasсовая скорость увеличивается по сравнению со случаем  $\Delta p=0$  примерно в 1,5 раза. Случай  $\Delta p=0$  соответствует безнапорному режиму работы РПА, при котором радиальное течение обрабатываемой среды через рабочую зону осуществляется лишь за счет действия центробежных сил, вызванных вращением ротора.

Зависимость от времени моментов сил гидродинамического сопротивления  $M_\Gamma$ , действующих на ротор при турбулентном течении рассматриваемой среды, представлена на рис. 3. Как видно из рисунка, значение момента сил  $M_\Gamma$  существенно изменяется на протяжении периода  $\Delta\tau$ . Минимальным значения  $M_\Gamma$  оказывается при  $\tau/\Delta\tau=0; 1$ , когда прорезы ротора и статоров совпадают, а максимальным – при  $\tau/\Delta\tau = 0,28 \dots 0,32$ , т.е. после достижения максимума значениями средней по сечению радиальной скорости  $V_c$  (рис. 2). В целом же характер изменения во времени момента сил  $M_\Gamma$  качественно подобен тому, что был получен для ламинарной модели течения среды с вязкостью  $\mu=0,01$  Па·с. Среднее за период  $\Delta\tau$  значение момента сил сопротивления при  $\Delta p=0$  составляет  $\bar{M}_\Gamma = 2,6$  Н·м, а при  $\Delta p=10$  кПа – соответственно  $\bar{M}_\Gamma = 3,63$  Н·м.



**Рис. 3.** Изменение во времени момента сил сопротивления, действующих на ротор, при турбулентном течении среды 1 –  $\Delta p=0$ ; 2 –  $\Delta p=10$  кПа.

Момент сил гидродинамического сопротивления формируется за счет действия касательных напряжений на его цилиндрических поверхностях, а также давления и нормальных напряжений на противоположных стенках прорезей ротора. Из этого следует, что на значения  $M_\Gamma$  существенное влияние оказывают форма и наклон профиля тангенциальной скорости около поверхностей стенок ротора. Для выяснения характера влияния указанных факторов на момент сил сопротивления при турбулентном режиме течения рассматривается изменение по ширине зазора между внутренним статором и ротором тангенциальной скорости  $v_\theta$  в момент совпадения прорезей ротора с прорезями статора. На рис. 4 представлены профили тангенциальной скорости в указанном зазоре, построенные по результатам численного моделирования турбулентного течения (кривая 1), а также найденные из решения задачи для ламинарного режима течения жидкости с коэффициентом вязкости  $\mu=0,05$  Па·с (кривая 2). Здесь же нанесена кривая изменения скорости  $v_\theta$ , полученная из известного аналитического решения задачи о течении жидкости между двумя коаксиальными цилиндрами.



**Рис. 4.** Изменение тангенциальной скорости в зазоре между внутренним статором и ротором: 1 – турбулентное течение; 2 – ламинарное течение; 3 – аналитическое решение задачи о течении жидкости в зазоре.

Как видно из рисунка, кривые 2 и 3 практически совпадают, что свидетельствует о подобии течения жидкости в зазоре между рабочими элементами РПА течению между двумя коаксиальными цилиндрами. Кривая же 1 существенно от них отличается. Как видно из рисунка, скорость сдвига потока у стенок статора и ротора при турбулентном течении значительно выше, чем при

ламинарном, что и является главной причиной увеличения момента сил гидродинамического сопротивления при турбулентном режиме течения по сравнению с аналогичными величинами, характерными для ламинарного режима.

### **Выводы**

При турбулентном течении жидкости в рабочем объеме РПА кинетическая энергия турбулентности имеет наиболее высокие значения в области зазоров между рабочими элементами, а также в областях с наибольшим завихрением потока.

При турбулентном течении обрабатываемой в РПА среды значение среднemasсовой скорости среды уменьшается, а момент сил гидродинамического сопротивления, действующих на ротор, увеличивается по сравнению с ламинарным режимом главным образом за счет увеличения скорости сдвига потока в зазорах между рабочими элементами.

### **ЛИТЕРАТУРА**

1. Кравченко Ю.С., Басок Б.И., Давыденко Б.В., Пироженко И.А. Влияние вязкости обрабатываемой среды на динамические характеристики роторно-пульсационного аппарата // Промышленная теплотехника. –2004. – Т. 26, № 1. – С. 7-11.
2. Басок Б.И., Авраменко А.А., Давыденко Б.В., Пироженко И.А. Центробежная неустойчивость потока в роторно-пульсационных аппаратах с учетом неизотермичности // Доповіді НАН України. –2009. –№ 4. – С. 76-81.
3. Сорокина Т.В. Гидродинамическая неустойчивость в роторно-пульсационных аппаратах // Промышленная теплотехника. –2004. – Т. 26, № 6. – С. 80-82.
4. Басок Б.И., Гартвиг А.П., Коба А.Р., Горячев О.А. Оборудование для получения и обработки высоковязких дисперсных сред // Промышленная теплотехника. – 1996.– Т.18, №1, – С. 50-56.
5. Давыденко Б.В. Метод матричной прогонки для решения сеточных уравнений гидродинамики // Восточно - Европейский журнал передовых технологий. – 2008. – № 5/5(35). – С. 7-11.

**Никитенко Н.И.<sup>1</sup>, Снежкин Ю.Ф.<sup>1</sup>, Сорокова Н.Н.<sup>1</sup>, Кольчик Ю.Н.<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>*Институт технической теплофизики НАН Украины*

<sup>2</sup>*Киевский национальный университет строительства и архитектуры*

## **МЕТОД КАНОНИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ ДЛЯ РАСЧЕТА И ОПТИМИЗАЦИИ СУШКИ ТЕЛ СЛОЖНОЙ КОНФИГУРАЦИИ С КРИВОЛИНЕЙНЫМИ ГРАНИЦАМИ**

Целью работы является разработка метода расчета тепломассопереноса и фазовых превращений при сушке капиллярно-пористых тел при изменяющихся во времени и пространстве внешних условиях. Эта задача является актуальной для ряда отраслей современной техники.

В работах авторов [1] развита теория тепломассопереноса, фазовых превращений и деформирования при сушке капиллярно-пористых тел с многокомпонентной жидкой фазой и разработаны методы реализации соответствующих математических моделей на ортогональных сетках для областей относительно несложной формы. В данной работе для расчета процессов тепломассопереноса и фазовых превращений, связанных с сушкой тел сложной формы с криволинейными

границами построен численный метод, который базируется на общем методе канонических элементов [2], имеющим определенные преимущества по сравнению с известными численными методами моделирования явлений переноса в областях сложной конфигурации.

Метод предполагает аппроксимацию основных уравнений сушки – уравнений тепломассопереноса и уравнений массопереноса для жидкости, пара и инертного газа балансными уравнениями для элементов канонической формы, строящихся на неравномерной разностной сетке. Разработан алгоритм автоматического построения разностной сетки в телах произвольной конфигурации. Для внутренних узловых точек канонический элемент образуется координатными поверхно-