

УДК 677.057.434

*М. А. Берегов, В. Б. Кузнецов, Е. Н. Калинин
Ивановский государственный политехнический университет*

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ПРОФИЛЯ РЕБРИСТЫХ РОЛИКОВ НА ТУРБУЛЕНТНОСТЬ ЖИДКОСТИ В ПРОМЫВНОЙ ВАННЕ

Разработаны несколько типов промывных ребристых роликов, которые служат альтернативой стандартным гладким роликам в промывных ваннах красильно-отделочного производства. Выполнен сравнительный анализ по влиянию профиля роликов на показатели турбулентности жидкости. Выявлена зависимость энергии турбулентности от профиля промывных роликов. Для подтверждения результатов проведено сравнение по изменению энергии турбулентности в зависимости от типа ролика, с изменением гидравлических потерь энергии при движении жидкости в трубе. Гидравлическими потерями энергии служили местные сопротивления, такие как: конфузор, внезапное сужение трубы, а также потери на трение по длине трубопровода. В результате расчетов оказалось, что максимальные потери энергии происходят вследствие внезапного сужения трубы, а минимальные – при движении жидкости по гладкой трубе. В результате доказано, что зависимость потерь напора от различных видов сопротивлений и зависимость энергии турбулентности от профиля роликов имеют одинаковый характер.

Ребристые ролики, энергия турбулентности, местные гидравлические сопротивления.

Several types of washing ribbed rollers, which serve as an alternative to the standard smooth rollers in the washing bath of dyeing and finishing production, have been developed. The impact of the rollers' profile on the performance of fluid turbulence has been analysed. The dependence of the energy of turbulence on the profile of the wash rollers has been revealed. To confirm the results, the comparison of the turbulence energy change depending on the type of the roller has been made, with the change in the energy loss of hydraulic fluid flow in the pipe. Local resistance, such as konfuzor, sudden narrowing of the tube, as well as friction losses along the length of the pipeline served as hydraulic energy losses. The calculations showed that the maximum energy losses occurred due to a sudden narrowing of the tube, and the minimum – at the motion of a fluid on a smooth tube. The result proved that the dependence of pressure losses from different types of resistance and turbulence energy dependence on the profile rollers had the same character.

Ribbed rollers, turbulent energy, local hydraulic resistance.

Введение.

Известно, что гидродинамическая обстановка, а именно: турбулентность и динамическое давление жидкости – оказывает существенное влияние на эффективность удаления с текстильного материала незафиксированного красителя в процессе промывки тканей после крашения или печатания.

Наиболее простым способом изменения гидродинамики жидкости является замена в промывной ванне гладких промывных роликов на ребристые. Несмотря на то, что это техническое решение известно достаточно давно, отсутствуют четкие рекомендации по оптимальной форме ребристых роликов.

Основная часть.

В работах [2], [3] представлен анализ результатов модельных экспериментов по влиянию профиля ребристых роликов на показатели турбулентности жидкости. Производится сравнение полученных результатов с классической моделью движения жидкости в трубопроводе.

В настоящей работе в качестве объектов исследования были выбраны разработанные нами промывные ролики с различным профилем ребра, а также местные гидравлические сопротивления течения жидкости в трубе. Аналитические исследования проводились с помощью методов компьютерного моделирования SolidWorks и CosmosFloWorks. Верификация полученных результатов проводилась с использованием методов математического моделирования (законов гидродинамики).

При оценке влияния профиля роликов на энергию турбулентности, модельный эксперимент проводился для пяти видов роликов (рис. 1). Ролики вращались по часовой стрелке.

Ранее [2] было выявлено, что турбулентность потоков жидкости будет выше при температуре промывной жидкости 90 °С и скорости движения ткани 120 м/мин. Поэтому все модельные эксперименты проводились при этих же условиях.

На рис. 2 показано влияние профиля роликов на энергию турбулентности. Из диаграммы видно, что максимальное значение энергии турбулентности

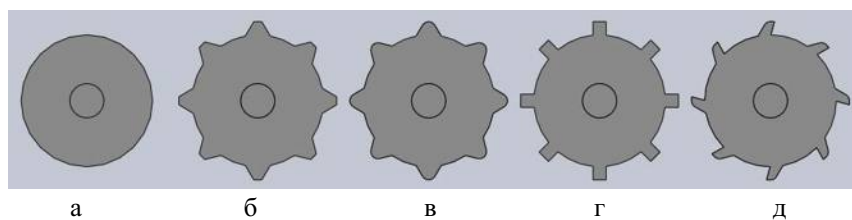


Рис. 1. Виды роликов: а – гладкий ролик; б – ролик с трапециевидным профилем ребра; в – ролик с трапециевидным скругленным профилем ребра; г – ролик с прямоугольным ребром; д – ролик с наклонным ребром

достигается у ролика с наклонным ребром [3], а минимальное – у гладкого ролика. Ролик с наклонным ребром превышает по данному показателю ролик с трапециевидным ребром в 5 раз, и гладкий ролик – в 85 раз. Данный факт можно объяснить, сопоставив вращение ребристых роликов в промывной жидкости с классической моделью – движением жидкости в трубопроводе. Таким образом, мы сравнивали изменение энергии турбулентности в зависимости от типа ролика с изменением гидравлических потерь энергии при движении жидкости в трубе.

Гидравлические потери энергии делятся на местные потери и потери на трение по длине. Простейшие местные гидравлические сопротивления можно

разделить на расширения, сужения и повороты русла, каждое из которых может быть внезапным или постепенным (рис. 3). Это такие элементы трубопроводов, в которых вследствие изменения размеров или конфигурации русла происходит изменение скорости потока, отрыв потока от стенок русла и возникают вихреобразования [1].

В начале сопоставляем стандартный гладкий ролик (рис. 1а) с гладкой трубой. В пристенном слое турбулентного потока, благодаря направляющему действию стенок, сказывается, главным образом, вязкость жидкости и, следовательно, источником потерь напора в этом тончайшем слое являются силы внутреннего трения.

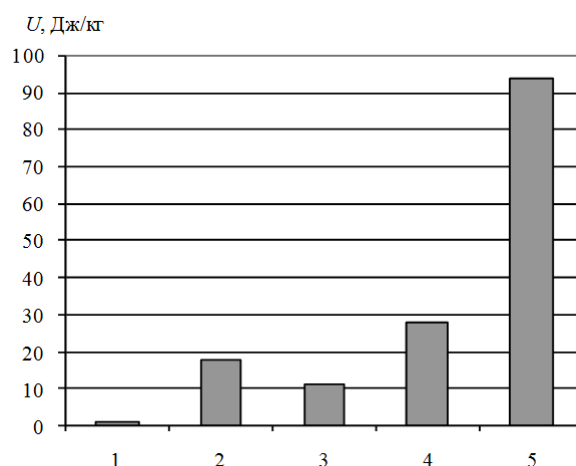


Рис. 2. Влияние профиля роликов на энергию турбулентности: 1 – гладкий ролик; 2 – ролик с трапециевидным профилем ребра; 3 – ролик с трапециевидным скругленным профилем ребра; 4 – ролик с прямоугольным ребром; 5 – ролик с наклонным ребром

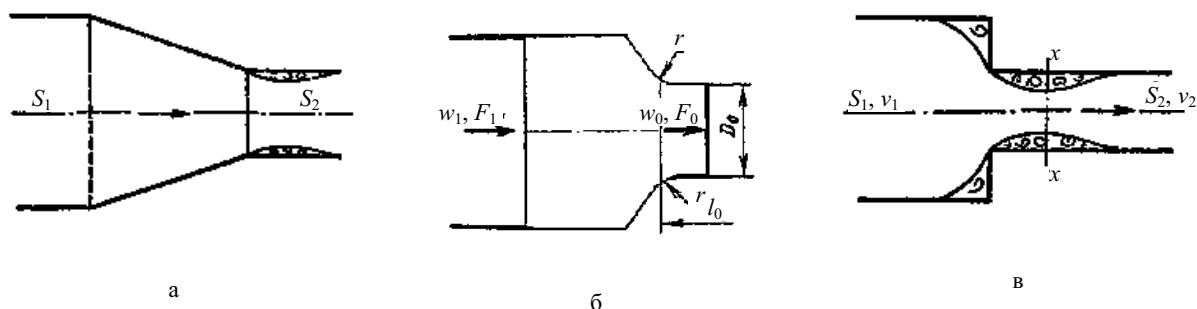


Рис. 3. Местные гидравлические сопротивления: а – конфузор (прямолинейные образующие); б – конфузор (прямолинейные образующие со скруглением на выходе); в – внезапное сужение трубы

В переходной зоне – между пристенным слоем и ядром турбулентного потока – проявляют себя силы вязкости и силы инерции, обусловленные пульсационными изменениями скорости. Наконец, в центральной части потока – в турбулентном ядре, где скорость частиц вдоль потока практически одинакова, жидкость ведет себя как невязкая и потери энергии (напора) вдоль потока по его длине определяются только инерционными усилиями.

В качестве источника потерь энергии при турбулентном движении инерционные силы проявляют себя через касательные силы, обусловленные турбулентным перемешиванием частиц. Это перемешивание, в свою очередь, зависит от турбулентной или виртуальной вязкости.

В соответствии с изложенным, потери энергии вдоль потока при турбулентном режиме движения не будут зависеть от материала и состояния поверхности трубопровода до тех пор, пока существует пристенный вязкий подслои, покрывающий неровности внутренней поверхности. Высоту неровностей – выступов на внутренней поверхности трубопровода – принято называть абсолютной шероховатостью и обозначать Δ . Отношение абсолютной шероховатости к радиусу трубопровода Δ/r называется относительной шероховатостью, а обратная величина r/Δ – относительной гладкостью.

Во многих случаях удобно пользоваться понятием эквивалентной шероховатости, при которой потери удельной энергии равны истинным потерям в трубопроводе с натуральной шероховатостью для одинаковых условий течения. Такое определение шероховатости позволяет упростить выполнение расчетов по данным испытаний.

В тех случаях, когда $\delta_{\text{вязк.}} > \Delta$, т. е. когда все неровности покрыты пристенным слоем жидкости, труба может считаться гидравлически гладкой; когда $\delta_{\text{вязк.}} < \Delta$ – труба считается гидравлически шероховатой, так как вершины выступов частично оголяются и оказывают сопротивление потоку. Чем выше степень турбулентности потока, т. е. чем больше Re , тем тоньше пристенный слой ($\delta_{\text{вязк.}}$). Очевидно, тем больше оснований предполагать, что труба окажется шероховатой.

Таким образом, одна и та же труба с одной и той же абсолютной шероховатостью Δ может оказаться гидравлически гладкой при небольшой степени турбулентности и шероховатой при высокой степени турбулентности. Величину абсолютной шероховатости Δ принимают в расчетах по справочным данным, которые приводятся в специальной литературе.

Как показывают опыты, коэффициент сопротивления трения λ по длине потока, учитывающий гидравлические условия течения при турбулентном режиме, зависит не только от вязкости жидкости, но и от шероховатости стенок Δ/r , т. е. $\lambda = f(Re, \Delta/r)$. Поэтому достоверность расчета потерь энергии при турбулентном движении во многом зависит от правильного определения коэффициента сопротивления трения по длине λ [5].

Согласно данным из работы И. Никурадзе, коэффициент сопротивления трения в нашем случае определяется по формуле Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}},$$

где Re – критерий Рейнольдса.

Основной расчетной формулой для потерь напора при турбулентном течении в круглых трубах является формула Вейсбаха-Дарси и имеющая следующий вид [1]:

$$h = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g},$$

где h – потеря напора, м; λ – коэффициент гидравлического трения; l – длина трубопровода, м; d – внутренний диаметр трубы, м; v – скорость потока жидкости, м/с; g – ускорение свободного падения, м/с².

Ролик с трапециевидным профилем ребра (рис. 1б) сравниваем с постепенным сужением русла (рис. 3а). Переход от большего сечения к меньшему через плавное сужающийся участок – конфузор – сопровождается сравнительно большими невосполнимыми потерями полного давления. Коэффициент сопротивления конфузора с прямолинейными образующими зависит от угла сужения α и степени сужения $n_0 = F_0 / F_1$, а при малых числах Рейнольдса также и от числа Рейнольдса.

При достаточно больших углах ($\alpha > 10^\circ$) и степенях сужения ($n_0 < 0,3$) после перехода от сужающегося участка прямолинейного конфузора к прямой части трубы поток отрывается от стенок, что и обуславливает в основном местные потери полного давления. Чем больше α и меньше n_0 , тем значительнее отрыв потока и больше сопротивление конфузора. Максимум сопротивления получается, естественно, при $\alpha = 180^\circ$, когда происходит внезапное сужение сечения. По длине сужающегося участка имеют место потери на трение.

Для инженерных расчетов общий коэффициент сопротивления конфузоров удобно представить в виде:

$$\zeta_{\text{конф.}} = \zeta_{\text{м}} + \zeta_{\text{тр.}},$$

где $\zeta_{\text{м}}$ – коэффициент местного сопротивления конфузора; $\zeta_{\text{тр.}}$ – коэффициент сопротивления трения.

$$\zeta_{\text{м}} = (-0,0125n_0^4 + 0,0224n_0^3 - 0,00723n_0^2 + 0,00444n_0 - 0,00745) \times (\alpha_p^3 - 2\pi\alpha_p^2 - 10\alpha_p),$$

где $\alpha_p = 0,01745\alpha$, рад; n_0 – степень сужения.

$$\zeta_{\text{тр.}} = \frac{\lambda}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left(1 - \frac{1}{n^2} \right),$$

где λ – коэффициент гидравлического трения; α – угол сужения, α° ; n – степень расширения [4].

Потерю напора в конфузоре можно подсчитать, выразив потерю для элементарного отрезка, а затем выполнить интегрирование. В результате получим следующую формулу:

$$h = \zeta_{\text{конф.}} \frac{v_2^2}{2g},$$

где v_2 – скорость потока жидкости после конфузора, м/с; g – ускорение свободного падения, м/с².

Для ликвидации вихреобразования и связанных с ним потерь рекомендуется коническую часть плавно сопрягать с цилиндрической или коническую часть заменять криволинейной, плавно переходящей в цилиндрическую (рис. 3б). При этом можно допустить значительную степень сужения при небольшой длине вдоль оси и небольших потерях.

Коэффициент сопротивления такого плавного сужения изменяется примерно в пределах $\zeta = 0,03 - 0,1$ в зависимости от степени и плавности сужения и Re (большим Re соответствуют малые значения ζ и наоборот).

Ролик с прямоугольным ребром (рис. 1г) можно сравнить с внезапным сужением трубы (рис. 3в). Внезапное сужение русла всегда вызывает меньшую потерю энергии, чем внезапное расширение с таким же соотношением площадей. В этом случае потеря обусловлена, во-первых, трением потока при входе в узкую трубу и, во-вторых, потерями на вихреобразование. Последние вызываются тем, что поток не обтекает входной угол, а срывается с него и сужается; кольцевое же пространство вокруг суженной части потока заполняется завихренной жидкостью.

В процессе дальнейшего расширения потока происходит потеря напора, определяемая формулой Борда. Следовательно, полная потеря напора:

$$h_{\text{суж.}} = \zeta_{\text{суж.}} \frac{v_2^2}{2g},$$

где $\zeta_{\text{суж.}}$ – коэффициент сопротивления внезапного сужения, зависящий от степени сужения; v_2 – скорость потока жидкости после местного сопротивления, м/с; g – ускорение свободного падения, м/с² [1].

Коэффициент сопротивления внезапного сужения при больших числах Рейнольдса ($Re > 10^4$) может быть определен приближенно по расчетной формуле И. Е. Идельчика:

$$\zeta_{\text{суж.}} = 0,5(1 - n),$$

где n – степень сужения [4].

На основании расчетов по вышеприведенным формулам была построена диаграмма, на которой изображена зависимость потери напора от трения по длине трубопровода и типа местного сопротивления (рис. 4).

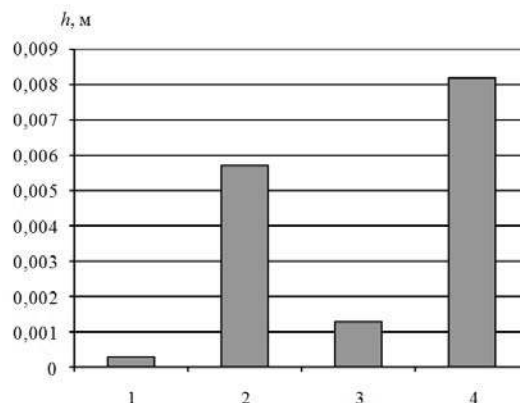


Рис. 4. Гидравлические потери энергии:
1 – гладкая труба; 2 – конфузор (прямолинейные образующие); 3 – конфузор (прямолинейные образующие со скруглением на выходе); 4 – внезапное сужение трубы

Анализ диаграммы показывает, что максимальные потери энергии происходят вследствие внезапного сужения трубы, а минимальные – при движении жидкости по гладкой трубе. Данная зависимость прослеживается и в случае ребристых роликов (рис. 2).

Для верификации результатов расчетов, полученных эмпирическим путем, проведено исследование для всех рассмотренных выше гидравлических потерь энергии при движении жидкости в трубе с помощью методов компьютерного моделирования. Модельный эксперимент проводился при тех же данных и входных параметрах, что и математическое моделирование. Результаты исследования отображены на диаграмме (рис. 5).

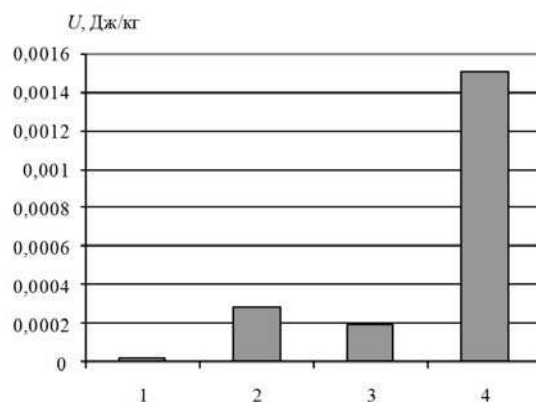


Рис. 5. Влияние местных сопротивлений на энергию турбулентности:
1 – гладкая труба; 2 – конфузор (прямолинейные образующие); 3 – конфузор (прямолинейные образующие со скруглением на выходе); 4 – внезапное сужение трубы

Из диаграмм (рис. 4, 5) видно, что зависимость потерь напора и энергии турбулентности от различных видов сопротивлений имеет схожий характер. Таким образом, результаты модельных экспериментов (рис. 2) по влиянию профиля ребристых роликов на показатели турбулентности жидкости подтверждаются.

Выводы.

Методами компьютерного моделирования выявлена зависимость энергии турбулентности от профиля промывных роликов. Проведено сравнение процесса вращения ребристых роликов в промывной жидкости с классической моделью – движением жидкости в трубопроводе. Установлено, что результаты по исследованию гидравлических потерь энергии при движении жидкости в трубе, полученные методами компьютерного и математического моделирования, сходятся. Отмечено, что зависимость потерь напора от различных видов сопротивлений и зависимость энергии турбулентности от профиля роликов имеют одинаковый характер. В результате доказано, что модельные эксперименты по влиянию

профиля ребристых роликов на показатели турбулентности жидкости верны.

Литература

1. Башта, Т. М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов. – М., 1982. – С. 93–101.
2. Берегов, М. А. Исследование методом компьютерного моделирования гидродинамики жидкостных потоков в промывной ванне / М. А. Берегов, В. Б. Кузнецов // Известия вузов. Технология текстильной промышленности. – 2012. – №1 (337). – С. 141–144.
3. Берегов, М. А. Оценка влияния геометрических характеристик и пространственных факторов ребристых роликов на показатели турбулентности промывной жидкости / М.А. Берегов, В.Б. Кузнецов, Е.Н. Калинин // Известия вузов. Технология текстильной промышленности. – 2012. – №5 (341). – С. 150–153.
4. Идельчик, И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М., 1992.
5. Шлихтенко, З. С. Насосы, компрессоры и вентиляторы: Учебник для вузов. – К., 1976. – С. 83–85.

УДК 536.244

А. А. Загоскин, С. В. Карпов

Северный (Арктический) федеральный университет им. М. В. Ломоносова

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА ПУСТОТЕЛОГО ЦИЛИНДРА В ЦИКЛОННОМ РЕЦИРКУЛЯЦИОННОМ УСТРОЙСТВЕ

В работах [2], [3], [4] рассмотрен новый принцип организации движения газов внутри рабочего объема циклонных камер: за счет имеющегося перепада давления между боковой стенкой и осью камеры организуется внешняя рециркуляция газов. Задачей настоящего исследования являлось экспериментальное изучение конвективного теплообмена на поверхностях пустотелого цилиндра в рециркуляционном циклонном устройстве и получение обобщающих расчетных зависимостей.

Конвективный теплообмен, циклонная рециркуляционная камера, пустотелый цилиндр.

The authors suggest [2], [3], [4] using the new principle of the external gas recirculation in the cyclone chamber. According to this principle, the heat carrier can be moved from the walls of the device to the axis due to the radial pressure gradient. This paper considers experimental investigation of the convective heat transfer to the hollow cylinder in the cyclone chamber. Empirical formulas for the calculation are shown.

Convective heat transfer, recirculated cyclone chamber, hollow cylinder.

Введение.

Широкое внедрение циклонных нагревательных устройств в металлургическую и машиностроительную промышленность является перспективным направлением развития газопечной теплотехники, способствует повышению энергоэффективности парка нагревательных устройств, уменьшению потребления топлива и улучшению их экологических характеристик. Благодаря возможностям интенсификации конвективного теплообмена на поверхности заготовок и боковой стенки камеры снижается требуемый для нагрева температурный напор. За счет высокого уровня внутренней рециркуляции газов

обеспечивается необходимая равномерность нагрева, что позволяет увеличить скорость термообработки и улучшить эксплуатационные показатели печей.

На практике вариант загрузки циклонной печи пустотелым цилиндром может использоваться, например, для высокого отпуска толстостенных цилиндрических обечаек, термообработки особо ответственных сварных конструкций, бухт рулонной стали и др., однако в литературе [1], [9], [10] отсутствуют рекомендации по расчету теплоотдачи на внутренней и внешней поверхностях пустотелых цилиндрических вставок в циклонном потоке.