

## ОЦЕНКА СКОРОСТИ ТУРБУЛЕНТНОГО ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ В ТРУБОПРОВОДЕ НА ОСНОВЕ ПОВЕРХНОСТНЫХ ИЗМЕРЕНИЙ ШУМА ПОТОКА

**С.Г. Некрасов, С.А. Фомченко**

*Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Россия*

В работе приводятся результаты численного и экспериментального исследования, которое направлено на повышение точности неинтрузивных измерений температуры жидкой среды в трубопроводах, являющихся обязательными элементами гидросистем машин и механизмов. Решается вспомогательная задача оценки скорости потока жидкости путем измерения интенсивности шума на поверхности трубопровода. Источником шума в трубопроводе являются флуктуации скорости жидкости в турбулентном потоке, которые мы воспринимаем в виде флуктуаций давления и звука, при этом для больших скоростей потока распределение средней скорости в поперечном сечении трубы достаточно равномерно и имеет логарифмический характер, а общая температура потока близка к температуре в центре трубы. Однако при малых и умеренных скоростях потока распределение температур неравномерно и составляющая от неравномерности может давать существенный вклад в общую погрешность измерений, особенно при измерениях с помощью сравнительно точных термометров сопротивления. Поэтому, для повышения точности неинтрузивных измерений температуры необходимо вводить поправку, являющуюся функцией средней скорости потока и способную компенсировать погрешность измерений от недостаточной степени однородности потока.

В работе проведен обоснованный выбор среды численного моделирования, подходящей для требований данной задачи, и рассчитана величина плотности энергии турбулентности в трубопроводе с двумя коленами (термокомпенсаторами), а также порождающей ее диссипацией энергии турбулентности, представлены распределения энергии турбулентности в поперечном сечении потока в районе одного из колен. Это исследование позволяет сказать, что максимальные величины плотности энергии турбулентности возникают на боковых стенках колен в пограничном слое потока, а зависимость энергии от скорости описывается полиномом третьей степени, что согласуется с результатами других авторов. Кроме того, введение логарифмической шкалы для зависимости энергии турбулентности от скорости позволяет линеаризовать эту зависимость и построить тем самым линейную шкалу измерений для диапазона умеренных и больших чисел Рейнольдса.

Экспериментальное исследование проведено на проливном стенде в диапазоне расходов до 0,1 кг/с на трубопроводе ДУ50 и температурах 20 и 80 °С, при этом в качестве датчика акустического сигнала использованы пьезопленочные датчики, обладающие равномерной полосой пропускания от единиц герц до мегагерцовых частот. Определены спектральные характеристики сигналов на поверхности трубопровода и, в частности, выявлено, что для поверхностного шума, как и для шума в центре трубопровода, свойственно наличие трех характерных зон спектра, причем первая зона (энергонесущая) является информационной и должна являться объектом измерений. Ширина этой зоны пропорциональна скорости потока и может определяться методами частотного детектирования. Для определения интенсивности энергии шумового сигнала в энергонесущей полосе частот спектра можно использовать квадратичный амплитудный детектор.

*Ключевые слова: неинтрузивные измерения, трубопровод, температура, скорость потока, погрешность измерения температуры, моделирование течения, пограничный слой, распределение температур, пьезопленочный датчик, спектральная плотность, квадратичный детектор.*

### Введение

В машиностроительной отрасли часто приходится иметь дело с пневматическим или гидравлическим приводом, с различного типа устройствами охлаждения или нагрева, в которых в силу иногда очень тяжелых условий эксплуатации требуется мониторинг основных параметров потока жидкой среды в трубопроводах и, в частности, температура и скорость потока. В то же время в области тяжелого машиностроения на разных принципах разрабатываются мощные силовые

установки, в которых необходимо с высокой точностью контролировать температуру текущей с высокой скоростью охлаждающей жидкости, при этом установка врезных датчиков температуры в трубопровод нежелательна, а иногда и невозможна из-за резкого снижения эксплуатационных показателей. Все это требует, с учетом специфики машиностроительной отрасли, создания надежных неинтрузивных сенсоров, датчиков и методов измерений параметров потока в трубопроводах. Следует также отметить, что данная работа согласуется с поставленной правительством задачей на построение цифровой индустрии, где сенсорика, и в частности микросенсорика, является базисным элементом.

В работе рассматривается задача оценки скорости потока жидкости путем измерения интенсивности шума на поверхности трубопроводов [1], которые являются обязательными элементами гидросистем различного типа машин и механизмов. Данная задача необходима также для коррекции неинтрузивного измерения температуры потока в трубопроводе [2], так как распределение не только скорости, но и температуры зависит от величины средней скорости потока и определяет тем самым существенную часть погрешности поверхностных измерений температуры.

Известно, что источником шума в трубопроводе являются флуктуации скорости жидкости в турбулентном потоке, при этом для больших скоростей потока распределение средней скорости в поперечном сечении трубы достаточно равномерно и имеет логарифмический характер [3, 4], а общая температура потока близка к температуре в центре трубы. Однако при малых и умеренных скоростях потока, распределение температур неравномерно и составляющая от неравномерности может давать существенный вклад в общую погрешность измерений, особенно при поверхностных измерениях с помощью сравнительно точных термометров сопротивления. Очевидно, что для повышения точности неинтрузивных измерений температуры необходимо вводить поправку, являющуюся некоторой функцией средней скорости потока и способную компенсировать погрешность измерений от недостаточной степени однородности потока.

Требуется надежный и простой способ оценки скорости потока без внедрения в трубопроводную систему и непосредственно в поток, что само по себе может привести к появлению новых систематических погрешностей измерений. Необходимо выбрать такие характеристики шума турбулентного потока, которые бы могли определить его скорость; при этом требуется лишь оценочное значение, так как неоднородность потока медленно меняется в зависимости от величины средней скорости потока. Воспользуемся для решения этой задачи численным и натурным вариантом исследования.

### 1. Выбор среды численного моделирования для расчета турбулентных потоков

Развитие вычислительной техники за последние годы в сочетании с развитием численных методов моделирования позволяют проводить расчеты сложных течений как внешней, так и внутренней гидродинамики трехмерных объектов.

Обычно используются осредненные по Рейнольдсу [5–8] уравнения Навье–Стокса (Reynolds-averaged Navier–Stokes, RANS) модели турбулентности (MT), для замыкания которых используется совокупность дифференциальных уравнений, эмпирических и полуэмпирических соотношений. Также существуют модели, позволяющие непосредственно исследовать крупные вихревые структуры – метод крупных вихрей (LES), или же сразу все вихревые структуры – прямое численное моделирование (DNS). Однако их использование существенно ограничено из-за высоких вычислительных требований. Так, применение DNS основано на том, что уравнения Навье–Стокса правильно описывают как ламинарные, так и турбулентные течения, поэтому расчет турбулентных течений производится путем их непосредственного численного интегрирования, при этом должны использоваться, независимо от характера течения, трехмерные нестационарные уравнения Навье–Стокса, поскольку турбулентность является существенно трехмерной и нестационарной [9].

Кроме того, использование DNS требует достаточно точной оценки всех пространственно-временных масштабов турбулентности. Наглядное представление об этих масштабах дает рис. 1, взятый нами из находящейся в свободном доступе работы [10], на котором изображен типичный энергетический спектр турбулентности при умеренных и высоких числах Рейнольдса.

Спектр содержит три области. Область I соответствует крупномасштабным «энергонесущим» вихрям с размерами порядка интегрального линейного масштаба  $L$  (ему соответствует

## Численные методы моделирования

волновое число  $k_l = 2\pi/L$ ). В области III преобладают мелкие вихри с размерами порядка Колмогоровского  $\eta$  [9] и меньше с волновым числом  $k_d = 2\pi/\eta$ , вязкое трение в которых переводит кинетическую энергию турбулентности в тепло. Область II (инерционная область) спектра находится между областями I и III и содержит вихри с размерами  $L < l < \eta$ . Влияние вязкости в области II отсутствует, и энергия турбулентности транспортируется от крупных к менее крупным вихрям (энергетический каскад).

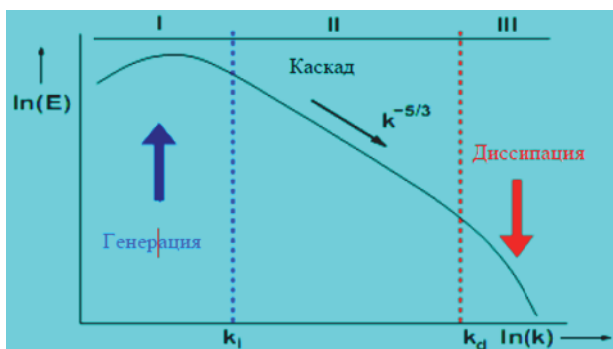


Рис. 1. Энергетический спектр турбулентного потока

числами Рейнольдса на основе самой точной DNS модели [9] в настоящее время и вынуждает использовать вспомогательные модели [6–8]. Не следует также забывать, что поставленная нами в этой работе задача имеет приближенный характер и не требует высокой точности вычислений, поэтому остановимся на двух широко используемых и существенно менее ресурсоемких  $k$ - $\epsilon$  и  $k$ - $\omega$  МТ [5, 7].

Стандартная  $k$ - $\epsilon$  модель зарекомендовала себя как устойчивая, экономичная и обладающая достаточной точностью для большого спектра задач. Применение в ней пристеночных функций дает возможность использовать численные модели с относительно невысоким разрешением вблизи стенок, получая при этом хорошие результаты. Вязкий подслой и переходная область пограничного слоя здесь не отыскиваются, а описываются полуэмпирическими формулами (для кинетической энергии турбулентности  $k$  и скорости диссипации энергии турбулентности  $\epsilon$ ), что дает основание предполагать, что эту модель можно рассматривать как базовую для решения различных прикладных задач.

На втором месте, скорее всего, стоит  $k$ - $\omega$  модель. Основы этой модели были заложены А.Н. Колмогоровым [9], а ее реализация в вычислительной гидродинамике выполнена Дэвидом Уилкоксом [11]. Стандартная  $k$ - $\omega$  МТ похожа на  $k$ - $\epsilon$  модель, но здесь уже решается уравнение для скорости диссипации кинетической энергии турбулентности  $\omega$ , что определяет требуемый характерный масштаб турбулентности.

Основным преимуществом  $k$ - $\omega$  МТ является то, что она обеспечивает хорошее описание пристеночных течений с большими градиентами давления и течений с отрывом пограничного слоя. К недостаткам относят более высокую степень нелинейности по сравнению с  $k$ - $\epsilon$  моделью, что отрицательно влияет на сходимость задачи.

Обобщая полученные данные, можно заключить, что в качестве среды моделирования, удовлетворяющей нашим сравнительно невысоким требованиям, можно выбрать любую вычислительную среду среднего класса, например Flow Simulation ([https://help.solidworks.com/2019/russian/SolidWorks/flopress/r\\_what\\_do\\_flow\\_simulation.htm](https://help.solidworks.com/2019/russian/SolidWorks/flopress/r_what_do_flow_simulation.htm)), в которой течение в разных областях рассчитывается как турбулентное, ламинарное или переходное между этими состояниями. Реализованные в Flow Simulation двухмасштабные пристеночные функции (Two-Scales Wall Functions) позволяют реализовать два варианта расчета пограничного слоя в зависимости от значений параметров течения. Параметры турбулентности используются в качестве начальных и граничных условий на входе для внутренней задачи и внешних условий в случае решения внешней задачи. Кроме того, по умолчанию Flow Simulation генерирует параметры пограничного слоя у стенок на входах в модель. Тип пограничного слоя определяется в зависимости от числа Рейнольдса (определяется по эквивалентному гидравлическому диаметру входного отверстия, на котором и задается граничное условие:  $D = 4A/P$ , где  $A$  – площадь поперечного сечения отверстия,  $P$  – периметр

Показано, что отношение максимального  $L$  и минимального  $\eta$  линейных масштабов турбулентности  $L/\eta$  пропорционально числу Рейнольдса в степени  $3/4$ , и в результате размер трехмерной сетки, нужной для расчетов с помощью DNS, растет как  $Re^{9/4}$ , а суммарные затраты (с учетом нестационарности) на решение DNS увеличиваются с ростом числа Рейнольдса как  $Re^{11/4}$ . Отметим, что рекомендуется иметь хотя бы 40 ячеек, расположенных в пограничном слое потока в радиальном направлении. Это делает затрудненным расчет турбулентных течений с большими

отверстия). Толщина пограничного слоя находится по эффективной длине стенки, также зависящей от числа Рейнольдса.

Двухмасштабные пристеночные функции включают два варианта расчета пограничного слоя в зависимости от параметров течения. Модель «толстого пограничного слоя» используется для расчета пограничных слоев на подробной сетке (количество ячеек поперек пограничного слоя 6 и более). Модель «тонкого пограничного слоя» используется для расчета потока на грубой сетке (количество ячеек поперек пограничного слоя не превышает 4). Это может быть течение в узких зазорах или цилиндрическое течение Куэтта. В случае перехода между толстым и тонким пограничными слоями используется комбинация этих моделей.

## 2. Результаты численного моделирования

Итак, проводим расчеты в вычислительной среде Flow Simulation с настройками, учитывающими турбулентность, гравитацию и шероховатость внутренних стенок. В качестве текучей среды выбрана вода с температурами 20 и 80 °С, при этом тепловые граничные условия на стенке трубы адиабатические. Модель содержит прямолинейные участки трубопровода и два последовательных 90-градусных колена (рис. 2), определяющих стандартный тепловой компенсатор, на местных сопротивлениях которых эффект турбулентности существенно увеличивается.

Граничные условия на входе в прямолинейный участок трубы определяются нами или в виде массового расхода, или в виде скорости, а на выходе из трубопровода задается давление. Выбор в качестве граничного условия на входе скорости потока позволяет получить доступ к опциям «Задать параметры» и «Задать дополнительные параметры» пограничного слоя, а именно: «Толщину динамического пограничного слоя», «Толщину теплового пограничного слоя», «Скорость на внешней границе пограничного слоя» и др. Это существенно увеличивает возможности расчета.

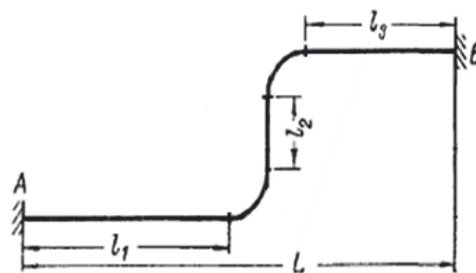


Рис. 2. Конфигурация трубопровода

В качестве основного результата моделирования рассматривается величина удельной энергии турбулентности потока на заданном участке трубопровода. На рис. 3 и 4 представлены примеры расчетных распределений этой энергии с траекториями потока для расхода 0,05 и 0,1 кг/с в трубе ДУ50 при температуре 20 °С.

Очевидно, что энергия турбулентности максимальна у стенок в пограничном слое потока на боковой поверхности колена трубопровода. С ростом расхода жидкости величина удельной энергии достигает значений  $4,4 \cdot 10^{-5}$  и  $1,8 \cdot 10^{-4}$  Дж/К соответственно. Причина – влияние кривизны линий тока на турбулентность. На выпуклой стенке кривизна оказывает стабилизирующее воздействие, а на вогнутой – дестабилизирующее. Это дает возможность определить место измерений – на боковой стороне колена, т. е. там, где достигается максимум энергии, а значит, и максимум интенсивности шума турбулентности.

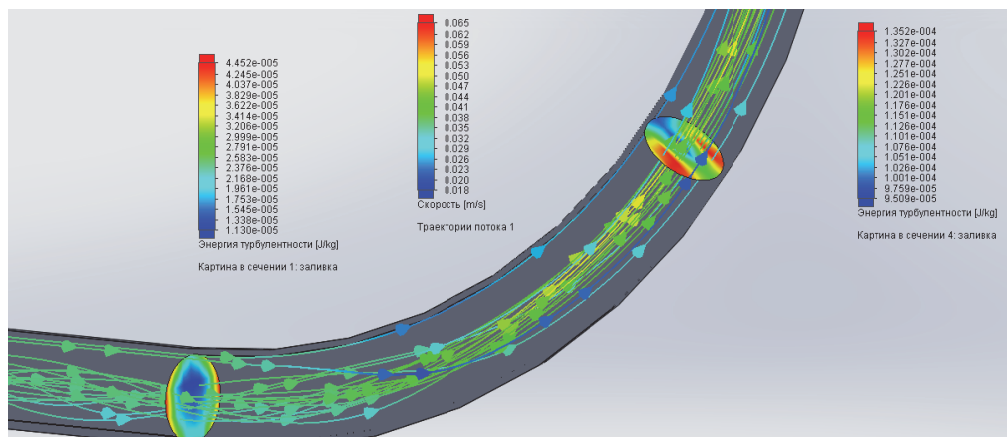


Рис. 3. Распределение удельной энергии турбулентности в начале и конце колена для расхода 0,05 кг/с

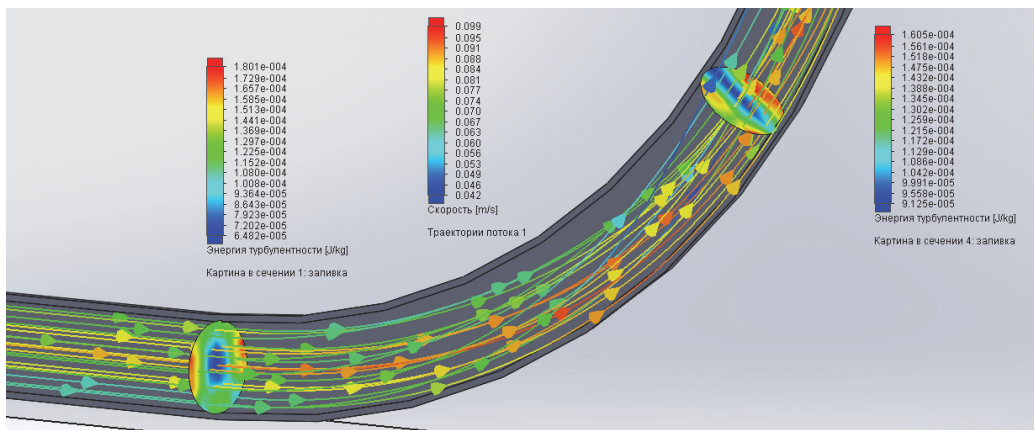


Рис. 4. Распределение удельной энергии турбулентности в начале и конце колена для расхода 0,1 кг/с

На графиках ниже (рис. 5 и 6) представлены зависимости удельной энергии турбулентности и диссипации удельной энергии в диапазоне чисел Рейнольдса 366...7320, что соответствует переходу от ламинарного потока к развитому турбулентному. Очевиден крутой характер этих зависимостей от числа Рейнольдса, причем с ростом температуры наклон характеристик падает, а значит падает и интенсивность турбулентного шума.

Чтобы аналитически определить характер этой зависимости и подтвердить тем самым корректность вычислений, воспользуемся работой Ландау [3], где делается такая оценка при помощи ряда упрощающих допущений.

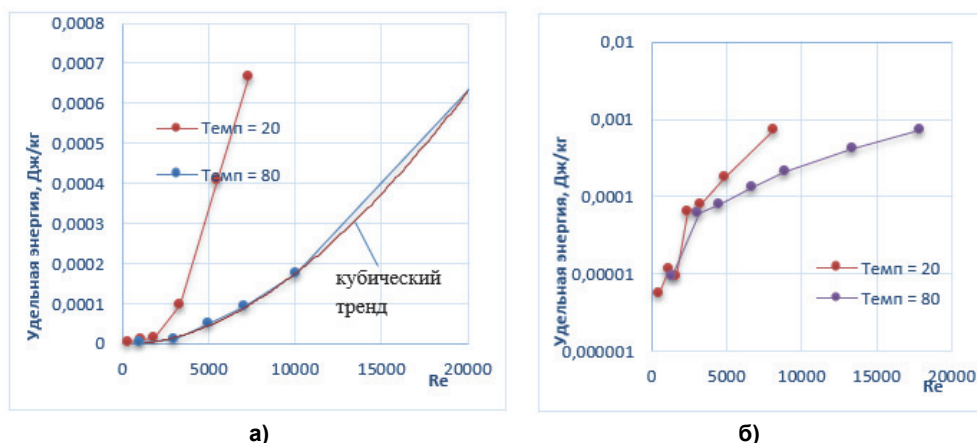


Рис. 5. Графики удельной энергии турбулентности для трубопровода ДУ50 (а) и ДУ80 (б) для двух расчетных температур потока 20 и 80 °С

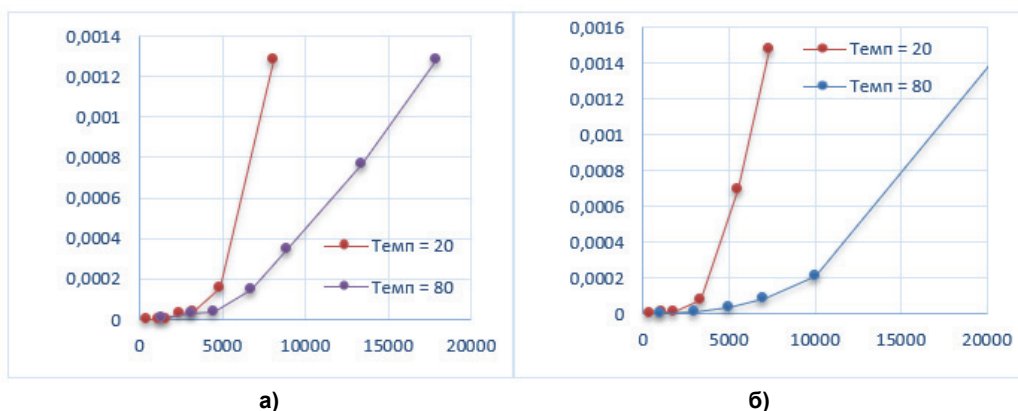


Рис. 6. Графики диссипации удельной энергии турбулентности для трубопровода ДУ50 (а) и ДУ80 (б) для двух расчетных температур потока 20 и 80 °С

Источником турбулентности является всегда некий внешний источник, затрачивающий определенную часть своей мощности на создание турбулентности, при этом в установившемся режиме эта мощность совпадает с энергией диссипации турбулентности в единицу времени и пропорциональна [3]:

$$\varepsilon_{\text{дисс}} \sim u^3 / l, \quad (1)$$

где  $l$  – масштаб турбулентности,  $u$  – характерная средняя скорость турбулентного движения. В модели Ландау не делаются различия между скоростью турбулентного потока и скоростью турбулентных флуктуаций жидкости, так как полагается, что несжимаемая жидкость вне турбулентной области неподвижна, а сама турбулентная область является источником звука, распространение которого подчиняется волновому уравнению. На рис. 5, а представлен график кубического тренда

$$W = 2 \cdot 10^{-17} \text{Re}^3 - 2 \cdot 10^{-12} \text{Re}^2 - 4 \cdot 10^{-10} \text{Re} + 2 \cdot 10^{-6}, \quad (2)$$

который согласуется с расчетной зависимостью при значении степени достоверности аппроксимации  $R^2 = 1$ , причем третья степень является минимальной для данной величины  $R^2$ . Это доказывает, что графики на рис. 5 и 6 согласуются с соотношением (1).

На рис. 5, б зависимость энергии турбулентности от числа Рейнольдса в отличие от рис. 5, а представлена в логарифмическом масштабе и показывает, что эта зависимость линейна, начиная со значений числа Рейнольдса  $\text{Re} \approx 3000$ . Это позволяет рекомендовать логарифмические зависимости как энергии турбулентности, так и интенсивности турбулентного шума от скорости потока для создания линейной шкалы измерений в диапазоне умеренных и больших чисел  $\text{Re}$ . Полученные данные согласуются также с результатами моделирования других авторов [4, 12–16].

Показано, что количество энергии турбулентности, испускаемой в виде звука в единицу времени единицей массы турбулентной среды, пропорционально восьмой степени скорости турбулентного движения [3]:

$$\varepsilon_{\text{зв}} \sim u^8 / (c^5 \cdot l), \quad (3)$$

где  $c$  – скорость звука в жидкой среде.

Эти же величины определяют спектр мощности турбулентного движения жидкости, которая ограничена частотой

$$f_{\text{гр}} \sim u / l, \quad (4)$$

и такими же должны быть частоты в спектре акустического сигнала с длинами волн  $\lambda \sim cl/u \gg 1$ , который мы и хотим определить.

Например, если масштаб турбулентности составляет 3 мм для трубы диаметром ДУ50, то для скорости водяного потока 5 м/с ( $\text{Re} = 249$ ) при температуре 20 °С характерная частота сигнала составляет  $f \approx 1600$  Гц. В аналогичных условиях и при скорости потока 55 м/с ( $\text{Re} = 2740$ ) верхняя характерная частота сигнала уже составляет  $f \approx 18300$  Гц. Такие расчеты помогают определить, например, требования к датчику акустического сигнала, но являются чрезвычайно грубыми.

### 3. Экспериментальное исследование

Исследование проводилось на проливном стенде ПГ Метран с целью установления частотных характеристик трубопровода при проливе воды в широком диапазоне расходов. В качестве датчика акустического сигнала использованы пьезопленочные датчики SDT1-028K (Measurement Specialties, Inc.), которые при сопротивлении на выходе 10 Мом обладают равномерной полосой пропускания 10 Гц...10 МГц и чувствительностью не хуже 2 % деформации.

Видим, что спектр сигнала на рис. 7 и 8 зависит от величины расхода, при этом с ростом расхода существенно расширяется полоса частот с мощными флуктуациями амплитуды сигнала в начальной зоне частот. Полученные зависимости отражают энергетический спектр турбулентного течения жидкости, так как деформация поверхности трубы с наклеенным на нее датчиком является следствием работы гидродинамических сил на ее упругих перемещениях.

Сравнивая рис. 7 и 8 с энергетическим спектром турбулентного потока на рис. 1, можно установить их подобие, в частности, на рис. 8 наглядно показано деление спектра на зоны с «энергонесущими» вихрями (зона I), инерционную (II) и диссипативную зону (III). Также важно отметить, что с ростом расхода расширяется полоса зоны I и несколько уменьшается величина амплитуд флуктуаций шума в ней.



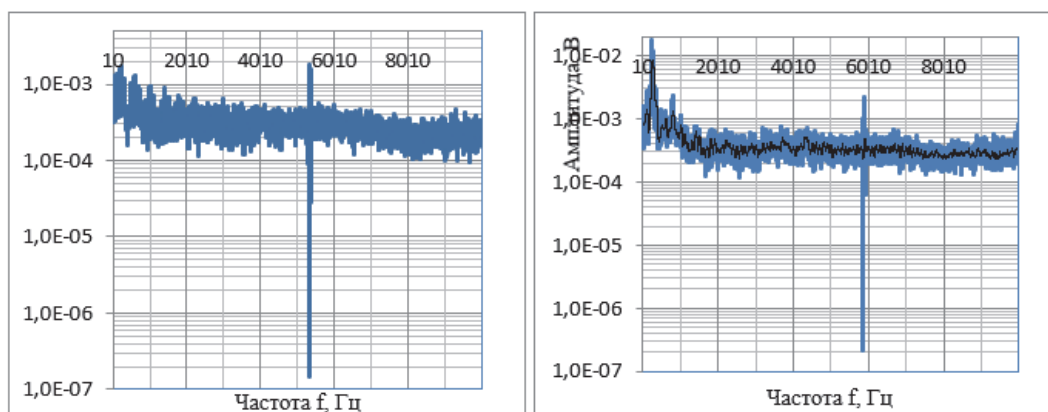


Рис. 7. Спектральная плотность сигнала пьезодатчика при расходе 0 (а) и 0,1 м³/с (б)

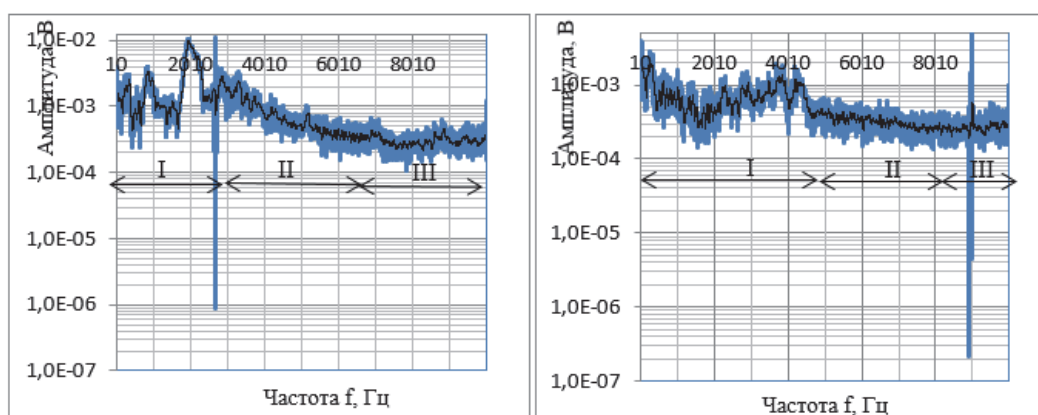


Рис. 8. Спектральная плотность сигнала пьезодатчика при расходе 0,5 (а) и 1 м³/с (б) с отображением характерных областей спектра

Из этого следует, что в качестве информационной величины можно выбрать, во-первых, ширину частотного промежутка зоны I, которая в соответствии с формулой (3) пропорциональна скорости потока (надо учитывать, что при изменении скорости может несколько меняться и масштаб турбулентности). Для получения информации о потоке можно использовать методы частотного детектирования [17–19]. Во-вторых, можно выбрать интегральное значение амплитуды сигнала датчика в полосе частот зоны I, но не будет большой ошибкой, если полосу частот интегрирования увеличить за счет включения частот зоны II и III, так как они мало интенсивны и не внесут больших искажений; при этом исчезает потребность точного определения полосы частот зоны I. Однако такое интегрирование спектральной плотности в частотной области трудно реализовать технически, поэтому можно перейти к временным сигналам, воспользовавшись формулой Рэлея [17, 20]:

$$\frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} W(\omega) d\omega = \int_0^{\infty} a^2(t) dt, \quad (5)$$

где  $W(\omega)$  – спектральная плотность энергии сигнала,  $\omega$  – круговая частота сигнала,  $a(t)$  – измеряемый сигнал,  $t$  – время. Из выражения (5) следует, что для получения информации о средней скорости потока по интенсивности шума можно использовать квадратичное детектирование сигнала датчика, что делает реализацию такого подхода сравнительно простой задачей.

## Выводы

В этой работе для оценки скорости турбулентного течения жидкости в трубопроводе использован численный и экспериментальный подходы. При численном моделировании турбулентного течения жидкости в трубопроводе использованы приближенные способы численного интегрирования пространственного уравнения Навье–Стокса с применением двухмасштабных пристеноч-

ных функций вычислительной среды Flow Simulation. Это оправдано, учитывая приближенный характер наших вычислений.

Расчетами показано, что внутри потока зависимость энергии турбулентности описывается полиномом 3-й степени, при этом можно линеаризовать функцию измерений этой энергии при больших числах Рейнольдса, используя логарифмическую шкалу. Эти же выводы справедливы и для распространяемой внутри потока звуковой энергии, которая является частью энергии турбулентности и описывается уже волновым уравнением.

Для определения величины звуковой энергии на поверхности трубопровода использован экспериментальный подход, при этом выполнены измерения спектральной плотности акустического сигнала на поверхности трубопровода [21] проливного стенда. Показано, что получение информации о скорости потока возможно путем частотного детектирования ширины энергонеющей полосы частот спектра или квадратичного детектирования амплитудных значений акустического сигнала датчика.

### Литература

1. Nekrasov, S.G. *The Problems of Non-intrusive Measurements of Fluid Flow Parameters in Pipelines* / S.G. Nekrasov, S.A. Fomchenko, A.M. Sukharev // 2nd International Ural Conference on Measurements (UralCon). – Chelyabinsk, 2017. – P. 428–437.

2. Patent US 2017/0212065A1. *Non-intrusive process temperature calculation system* / J.H. Rud, Y.N. Kuznetsov, S.S. Garipov, A.A. Krivonogov, S.A. Fomchenko, V.V. Repyevsky, M.V. Palkin. – Заявл. 25.03.2016; опублик. 27.07.2017.

3. Ландау, Л.Д. *Теоретическая физика. Гидродинамика: учеб. пособ.* / Л.Д. Ландау, Е.М. Лифшиц. – М.: Наука, 1986. – Т. 6. – 736 с.

4. Дорофеева, А.А. *Изучение зависимости уровня шума турбулентного потока от параметров течения* / А.А. Дорофеева, Т.В. Жариков // Ученые записки физич. факультета Моск. ун-та. – 2017. – № 5. – С. 1750601-1– 1750601-5.

5. Филиппов, А.С. *Турбулентность и ее моделирование* / А.С. Филиппов. – <http://www.ibrae.ac.ru/docs/Kafedra/Филиппов%20МТТ%20марм16.pdf> (дата обращения: 15.09.2019).

6. *Turbulence Modeling Effects on the CFD Predictions of Flow over a Detailed Full-Scale Sedan Vehicle* / C. Zhang, C.P. Bounds, L. Foster, M. Uddin // *Fluids*. – 2019. – Vol. 4. – P. 148–156. DOI: 10.3390/fluids4030148

7. *Huang, J. Assessment of Turbulence Models in a Hypersonic Cold-Wall Turbulent Boundary Layer* / J. Huang, J.-V. Bretzke, L. Duan // *Fluids*. – 2019. – Vol. 4. – P. 37–43. DOI: 10.3390/fluids4010037

8. *He, X. Stability Analysis on Nonequilibrium Supersonic Boundary Layer Flow with Velocity-Slip Boundary Conditions* / X. He, K. Zhang, C. Cai // *Fluids* 2019. – Vol. 4. – P. 142–150. DOI: 10.3390/fluids4030142

9. Колмогоров, А.Н. *Уравнения турбулентного движения несжимаемой жидкости* / А.Н. Колмогоров // Известия АН СССР. Физика. – 1942. – Т. 6. – № 2. – С. 56–58.

10. Гарбарук, А.В. *Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений* / А.В. Гарбарук, М.Х. Стрелец, М.Л. Шур. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – 88 с.

11. Wilcox, D.C. *Turbulence Modeling for CFD* / D.C. Wilcox. – DCW Industries, La Canada, California, 1998. – 477 p.

12. *Wang, S. Modeling and Analysis of the Effects of Noise Barrier Shape and Inflow Conditions on Highway Automobiles Emission Dispersion* / S. Wang, X. Wang // *Fluids*. – 2019. – Vol. 4. – P. 151–157. DOI: 10.3390/fluids4030151

13. *Gong, L. Numerical Study of Noise Barriers' Side Edge Effects on Pollutant Dispersion near Roadside under Various Thermal Stability Conditions* / L. Gong, X. Wang // *Fluids*. – 2018. – Vol. 3. – P. 105–112. DOI: 10.3390/fluids3040105

14. *Wind noise spectra in small Reynolds number turbulent flows* / S. Zhao, E. Cheng, X. Qiu, I. Burnett, J.C.-C. Liu // *J. Acoust. Soc. Am.* – 2016. – Vol. 140. – P. 4178–4182. DOI: 10.1121/1.5012740

15. *Manhard B. Numerical Simulation of Turbulent Flows and Noise Generation* / B. Manhard, J. Munz // *J. Acoust. Soc. Am.* – 2014. – Vol. 104. – P. 3117–3122. DOI: 10.1121/1.2012532



16. Xu, J. *Numerical Simulation of In-Pipe Turbulent Noise* / J. Xu, Z.R. Hao, Z.H. Zhou // *Applied Mechanics and Materials*. – 2014. – Vol. 607. – P. 565–568. DOI: 10.4028/AMM.607.565
17. *Радиотехнические цепи и сигналы: учеб.-метод. комплекс / сост.: С.И. Малинин, В.С. Токарев*. – СПб.: Изд-во СЗТУ, 2010. – 224 с.
18. *Радиотехнические цепи и сигналы: учеб. для вузов. Стандарт третьего поколения / под ред. В.Н. Ушакова*. – СПб.: Питер, 2014. – 336 с.
19. *Нефедов, В.И. Радиотехнические цепи и сигналы: учеб. для СПО / В.И. Нефедов, А.С. Сугов*. – М.: Изд-во Юрайт, 2019. – 266 с.
20. *Savaux, Louet. MMSE-Based Algorithm for Joint Signal Detection, Channel and Noise Variance Estimation for OFDM Systems / Louet Savaux*. – USA, ISTE Ltd, 2014. – 129 p.
21. *ГОСТ Р ИСО 15665-2007. Шум. Руководство по акустической изоляции труб и арматуры трубопроводов*. – М.: Стандартинформ, 2008. – 39 с.

**Некрасов Сергей Геннадьевич**, доктор технических наук, профессор кафедры «Информационно-измерительная техника», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, nekrasovsg@susu.ac.ru.

**Фомченко Сергей Андреевич**, аспирант кафедры «Информационно-измерительная техника», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, sergey\_fomchenko@mail.ru.

*Поступила в редакцию 26 ноября 2019 г.*

---

DOI: 10.14529/engin190406

## ESTIMATION OF THE RATE OF TURBULENT LIQUID FLOW IN THE PIPELINE BASED ON SURFACE MEASUREMENTS OF FLOW NOISE

**S.G. Nekrasov**, nekrasovsg@susu.ac.ru,

**S.A. Fomchenko**, sergey\_fomchenko@mail.ru

*South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation*

The article presents the results of numerical and experimental studies, which are aimed at improving the accuracy of non-intrusive measurements of the temperature of a liquid flow in pipelines, which are elements of hydraulic systems of machines and mechanisms. The auxiliary problem of estimating the fluid flow rate by measuring the intensity of noise on the surface of the pipeline is being solved. The noise source in the pipeline is the fluid velocity fluctuations in the turbulent flow, which we perceive as pressure and sound fluctuations, while for high flow velocities the distribution of the average velocity in the pipe cross section is quite uniform and has a logarithmic character, and the total flow temperature is close to the center of the pipe. However, at low and moderate flow rates, the temperature distribution is uneven and the error from the un-evenness can make a significant contribution to the overall measurement error, especially with measurement using relatively accurate resistance thermometers. Therefore, it is necessary to introduce a correction function of the average flow rate and compensate the measurement error due to not-enough flow uniformity, to increase the accuracy of non-intrusive temperature measurements.

A reasonable choice is made of a numerical simulation environment suitable for the requirements of this problem: the turbulence energy density in a pipeline with two bends (temperature compensator), the turbulence energy dissipation, the distribution of turbulence energy in the flow cross section at one of the bends were calculated. This allows us to say that the maximum values of the energy density of turbulence arise on the side walls of the pipeline bend in the boundary layer of the flow, and the dependence of energy on speed is described by a polynomial of the third degree, that is consistent with the results of other authors. In addition, the insertion of a logarithmic scale for the dependence of turbulence energy on speed allows to linearize this depen-

dence and, thus, construct a linear measurement function for the moderate and large Reynolds numbers range.

An experimental study was conducted on a flowstand in a flow range of up to 0.1 kg/s with DN50 pipeline and temperatures of 20 and 80 °C. The spectral characteristics of the signals on the pipeline surface were determined. Was revealed that for surface noise, as well as for noise in the center of the pipeline, there are three characteristic spectral zones are characteristic, and the first zone (energy-bearing) is informational and should be the object of measurements. The width of this zone is proportional to the flow rate and can be determined by frequency detection methods. A quadratic amplitude detector can be used to determine the energy intensity of the noise signal in the energy-carrying band of the spectrum.

*Keywords:* non-intrusive measurements, pipeline, temperature, flowrate velocity, temperature measurement error, flow modeling, boundary layer, temperature distribution, piezo-film sensor, spectral density, quadratic detector.

### References

1. Nekrasov S.G., Fomchenko S.A., Sukharev A.M. The Problems of Non-Intrusive Measurements of Fluid Flow Parameters in Pipelines. *2nd International Ural Conference on Measurements (UralCon)*. Chelyabinsk, 2017, pp. 428–437.
2. Rud J.H., Kuznetsov Y.N., Garipov S.S., Krivonogov A.A., Fomchenko S.A., Repyevsky V.V., Palkin M.V. *Non-intrusive Process Temperature Calculation System*. Patent US, 2017/0212065A1, 2017.
3. Landau L.D., Lifshits E.M. *Teoreticheskaya fizika. Gidrodinamika: Uchebnoe posobie* [Theoretical Physics. Hydrodynamics: Textbook]. Moscow, 1986. 736 p.
4. Dorofeeva A.A., Zharikov T.V. [Studying the Dependence of the Noise Level of a Turbulent Flow on Flow Parameters]. *Memoirs of the Faculty of Physics. Lomonosov Moscow State University Moscow*, 2017, no. 5, pp. 1750601-1–1750601-5. (in Russ.)
5. Filippov A.S. *Turbulentnost' i ee modelirovanie* [Turbulence and its Modeling]. Available at: <http://www.ibrae.ac.ru/docs/Kafedra/Филиппов%20МТТ%20март16.pdf> (accessed 15.09.2019).
6. Zhang C., Bounds C.P., Foster L., Uddin M. Turbulence Modeling Effects on the CFD Predictions of Flow over a Detailed Full-Scale Sedan Vehicle. *Fluids*, 2019, vol. 4, pp. 148–156. DOI: 10.3390/fluids4030148
7. Huang J., Bretzke J.-V., Duan L. Assessment of Turbulence Models in a Hypersonic Cold-Wall Turbulent Boundary Layer. *Fluids*, 2019, vol. 4, pp. 37–43. DOI: 10.3390/fluids4010037
8. He X., Zhang K., Cai C. Stability Analysis on Nonequilibrium Supersonic Boundary Layer Flow with Velocity-Slip Boundary Conditions. *Fluids*, 2019, vol. 4, pp. 142–150. DOI: 10.3390/fluids4030142
9. Kolmogorov A.N. [Equations of Turbulent Motion of an Incompressible Fluid]. *Izvestiya AN SSSR. Fizika*, 1942, vol. 6, no. 2, pp. 56–58. (in Russ.)
10. Garbaruk A.V., Strelets M.H., Shur M.L. *Modelirovanie turbulentosti v raschetakh sloznykh techeniy* [Modeling Turbulence in Complex Flow Calculations]. St. Petersburg: House of the Polytechnic University Publ., 2012. 88 p.
11. Wilcox D.C. *Turbulence Modeling for CFD*. DCW Industries, La Canada, California, 1998. 477 p.
12. Wang S., Wang X. Modeling and Analysis of the Effects of Noise Barrier Shape and Inflow Conditions on Highway Automobiles Emission Dispersion. *Fluids*, 2019, vol. 4, pp. 151–157. DOI: 10.3390/fluids4030151
13. Gong L., Wang X. Numerical Study of Noise Barriers' Side Edge Effects on Pollutant Dispersion near Roadside under Various Thermal Stability Conditions. *Fluids*, 2018, vol. 3, pp. 105–112. DOI: 10.3390/fluids3040105
14. Zhao S., Cheng E., Qiu X., Burnett I., Liu J.C.-C. Wind Noise Spectra in Small Reynolds Number Turbulent Flows. *J. Acoust. Soc. Am*, 2016, vol. 140, pp. 4178–4182. DOI: 10.1121/1.5012740
15. Manhard B., Munz J. Numerical Simulation of Turbulent Flows and Noise Generation. *J. Acoust. Soc. Am*, 2014, vol. 104, pp. 3117–3122. DOI: 10.1121/1.2012532
16. Xu J., Hao Z.R., Zhou Z.H. Numerical Simulation of In-Pipe Turbulent Noise. *Applied Mechanics and Materials*, 2014, vol. 607, pp. 565–568. DOI: 10.4028/AMM.607.565
17. Malinin S.I., Tokarev V.S. *Radiotekhnicheskie tsepi i signaly: uchebno-metodicheskiy kompleks*. [Radio Engineering Circuits and Signals: Training Complex]. St. Petersburg, 2010. 224 p.

## Численные методы моделирования

---

18. Uzhakova V.N. (Ed.) *Radiotekhnicheskie tsepi i signaly: Uchebnik dlia vuzov. Standart tretiego pokolenia* [Radio Engineering Circuits and Signals: Textbook for Universities. Standard of the Third Generation. St. Petersburg, Peter, 2014. 336 p.

19. Nefedov V.I., Sigov A.S. *Radiotekhnicheskie tsepi i signaly: uchebnik dlia SPO* [Radio Engineering Circuits and Signals: textbook for SVE]. Moscow, Yurait Publishing House, 2019. 266 p.

20. Savaux Louet. *MMSE-Based Algorithm for Joint Signal Detection, Channel and Noise Variance Estimation for OFDM Systems*. USA, ISTE Ltd, 2014. 129 p.

21. GOST R ISO 15665-2007. *Shum. Rukovodstvo po akusticheskoy izolyatsii trub I armatury truboprovodov* [State Standard GOST ISO 15665-2007. Noise. Manual for Acoustic Insulation of Pipes and Valves of Pipelines. Moscow, Standartinform Publ, 2008. 39 p.

*Received 26 November 2019*

---

### ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Некрасов, С.Г. Оценка скорости турбулентного течения жидкости в трубопроводе на основе поверхностных измерений шума потока / С.Г. Некрасов, С.А. Фомченко // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2019. – Т. 19, № 4. – С. 50–60. DOI: 10.14529/engin190406

### FOR CITATION

Nekrasov S.G., Fomchenko S.A. Estimation of the Rate of Turbulent Liquid Flow in the Pipeline Based on Surface Measurements of Flow Noise. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2019, vol. 19, no. 4, pp. 50–60. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin190406