

Физическая модель турбулентного течения жидкости в трубопроводе на основе электрогидравлической аналогии

Николай Геннадьевич Коноплев¹,
Геннадий Евгеньевич Коробков¹,
Андрей Михайлович Щипачев²,
Анна Павловна Янчушка¹

¹ Уфимский государственный нефтяной технический университет, Россия, 450062, Республика Башкортостан, г. Уфа, ул. Космонавтов, д. 1

² Санкт-Петербургский горный университет императрицы Екатерины II, Россия, 199106, город Санкт-Петербург, линия 21-я В.О., дом 2

✉ E-mail: giipr2010@mail.ru (Н.Г. Коноплев)✉

Аннотация: в настоящей статье дается описание модели стационарного турбулентного движения ньютоновской жидкости, обладающей массой, упругостью и вязкостью, в трубопроводе. Хаотичное возникновение, срыв и рассеивание вихрей представляется в виде эквивалентного периодического колебательного процесса перехода энергии упругости жидкости совместно с трубопроводом в энергию движения потока и обратно, при котором происходят затраты энергии. Впервые для стационарного турбулентного режима течения вводится понятие комплексного гидравлического сопротивления, которое состоит из вязкого (активного) и турбулентного (реактивного) сопротивлений. Авторами предлагается не игнорировать и не осреднять пульсационные составляющие турбулентного потока, как это представляется в классической теории гидравлического сопротивления трубопровода. Предлагается рассматривать течение жидкости и распространение энергии в движущейся жидкости совместно. Предлагаемая модель турбулентного сопротивления напрямую зависит от частоты постоянной трансформации одного вида энергии в другой, на которую влияют описанные в работе факторы. Управление этими факторами позволит добиться снижения гидравлического сопротивления трубопровода.

Ключевые слова: турбулентное стационарное движение, жидкость, деформация, инерция, колебания, вихрь, электрогидравлическая аналогия, трубопровод.

Цитирование: Коноплев Н. Г., Коробков Г. Е., Щипачев А. М., Янчушка А. П. 2025. Физическая модель турбулентного течения жидкости в трубопроводе на основе электрогидравлической аналогии // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. нефть, газ, энергетика. Том 11. № 1 (41). С. 68–88. <https://doi.org/10.21684/2411-7978-2025-11-1-68-88>

Поступила 23.12.2024; одобрена 17.04.2025; принята 18.04.2025

Physical model of turbulent flow liquids in pipelines based on electrohydraulic analogy

Nikolay G. Konoplev¹,
Gennady E. Korobkov¹,
Andrey M. Schipachev²,
Anna P. Yanchushka¹

¹ Ufa State Petroleum Technological University, Russia, 450062, Ufa, 1 Kosmonavtov St.

² Saint Petersburg Mining University, Russia, 199106, Saint Petersburg, 21st line, Vasilyevsky Island, 2

✉ E-mail: giipr2010@mail.ru (N. Konoplev)

Abstract: this article describes a model of stationary turbulent motion of a Newtonian fluid with mass, elasticity and viscosity in a pipeline. Chaotic formation, disruption and dissipation of vortices is presented as an equivalent periodic oscillatory process of transition of elastic energy of the fluid together with the pipeline into the energy of flow motion and back, during which energy is lost. For the first time, a concept of complex hydraulic resistance is introduced for a stationary turbulent flow regime, which consists of viscous (active) and turbulent (reactive) resistances. The authors propose not to ignore or average the pulsating components of the turbulent flow, as it is presented in the classical theory of pipeline hydraulic resistance. It is proposed to consider the fluid flow and energy propagation in a moving fluid together. The proposed model of turbulent resistance directly depends on the frequency of constant transformation of one type of energy into another, which is influenced by the factors described in the work. By learning to control these factors, it is possible to reduce the hydraulic resistance of the pipeline.

Keywords: turbulent stationary motion, liquid, deformation, inertia, fluctuations, vortex, lectrohydraulic analogy, pipeline.

Citation: Konoplev, N. G, Korobkov, G. E., Schipachev, A. M., Yanchushka, A.P. (2025). Physical model of turbulent flow liquids in pipelines based on electrohydraulic analogy. *Tyumen State University Herald. Physical and Mathematical Modeling. Oil, Gas, Energy*, 11 (1), 68-88. <https://doi.org/10.21684/2411-7978-2025-11-1-68-88>

Received Dec. 23, 2024; Reviewed Apr. 17, 2025; Accepted Apr. 18, 2025

Введение и обзор литературы

Развитие вычислительных мощностей в настоящее время позволяет использовать математические модели для расчета турбулентных течений в трубопроводах, различных запорных устройствах [1, 2, 3] и насосах [4]. Эти математические модели, основанные на уравнении Навье-Стокса и статистических критериях, позволяют с достаточной точностью для инженерных задач, получать решения и моделировать поверхности взаимодействия жидкости и твердого тела с точки зрения наименьших потерь энергии. Однако, они не позволяют взглянуть на турбулентность с фундаментальной точки зрения сущности процесса и не указывают направления развития технической мысли, позволяющей управлять турбулентностью, создавать технические устройства, использующие турбулентность, а не подавляющие её.

Исследования, посвященные изучению коэффициента гидравлического сопротивления и затухания волн при переходных процессах [5], гидравлических ударах [6], свидетельствуют о дополнительных потерях энергии, происходящих при трансформации одного вида энергии в другой, которые ярко проявляются при быстром изменении скорости всего потока. Изучение пульсирующего движения крови в артериях [7], а также гидравлического удара в вязкоупругих трубопроводах [8], показывают влияние материала на амплитуду пульсаций и коэффициент затухания волны давления. Чем менее жесткие стенки, тем больше коэффициент затухания волны и меньше амплитуда давления. Работы по изучению пульсирующего движения раствора полимера в трубе с упругими стенками [9, 10] показывают, что при увеличении частоты колебания жидкости, скорость распространения пульсовой волны (скорость распространения импульса) возрастает, а коэффициент затухания увеличивается. Из этого следует, что с возрастанием частоты перехода энергии из кинетической в потенциальную и обратно, потери энергии увеличиваются. Исследования пульсирующего турбулентного движения [11], показывают связь амплитуды пульсации и развития турбулентности. Аналогия нарастания частоты колебания и ускорения потока жидкости, приводящее к развитию турбулентности, свидетельствует о прямой связи с затратами энергии на трение пульсирующего, равно как и ускоренного движения жидкости.

В уравнении Навье-Стокса для турбулентного течения коэффициент вязкости включает в себя коэффициенты динамической (сдвиговой) и объемной вязкости [12, 13, 14]. Коэффициент объемной вязкости обусловлен объемной деформацией жидкости

ультразвука в различных жидкостях [16, 18]. При распространении звука или ультразвука затухание амплитуды зависит от коэффициентов поглощения сдвиговой вязкости по формуле Стокса и объемной вязкости [19, 20, 21]. В работе [22] показана связь потерь энергии на трение с молекулярной и турбулентной (объемной) вязкостью при турбулентном режиме движения жидкости. Установлено влияние этих параметров на распределение осредненной скорости потока.

Таким образом, прослеживается прямая аналогия между потерей энергии волн в среде и потерями энергии жидкости при ее турбулентном движении по трубопроводу в части зависимости от коэффициентов динамической и объемной вязкостей. Можно утверждать, что потери энергии на трение по длине при турбулентном движении жидкости тесно связаны со сдвиговой вязкостью и объемной деформацией, т.е. связаны с вязкоупруго-инерционным колебательным процессом, отражающим смещение частиц жидкости. Это относительное смещение частиц жидкости приводит к локальному изменению плотности, что приводит к пульсации давления и расхода, являющимися неотъемлемыми спутниками турбулентного движения жидкости. Пульсации не имеют строго периодического характера, что, однако, не мешает выразить этот процесс эквивалентным периодическим переходом части упругой энергии в кинетическую и обратно. При ламинарном течении этот колебательный процесс деформации жидкости, смещение ее частиц, носит синхронный, прямолинейный характер. Поэтому потери на трение по длине связаны в этом случае только с силами вязкого трения и в уравнении Навье-Стокса отсутствует коэффициент объемной вязкости. В таком случае прослеживается связь между наличием объемной вязкости, колебательного процесса и турбулентного режима течения жидкости.

Колебания давления и расхода текущей по трубопроводу жидкости, как характеристику потерь энергии жидкости при турбулентном движении возможно объяснить взаимодействием потока и стенки трубопровода. В 1940 году, А.Я. Милович в своей работе [23] изложил теорию, согласно которой потери потенциальной энергии жидкости при обтекании тел, в частности, стенки трубопровода, связаны с образованием вихрей (циркуляции жидкости) на поверхности тела. Вихри генерировались на поверхности, постоянно циркулировали и сносились, потребляя энергию источника на свое вращение и преобразовывали ее в теплоту при срыве. М.Д. Миллионщиков также формулировал свои выводы теории турбулентности на основе модели вращающихся вихрей на поверхности трубопровода [24]. Исследования [11] показывают, что с ростом пульсаций или скорости потока, касательные напряжения на стенке увеличиваются, а возрастание амплитуды и частоты пульсаций приводит к увеличению турбулентности, распространяющейся от стенки до оси потока. С учетом работ [9, 10, 11] можно заключить, что увеличение частоты перехода кинетической энергии в потенциальную и обратно приводят к увеличению потерь энергии. Увеличение амплитуды колебательного процесса также свидетельствует о росте потерь энергии жидкости.

Существуют рекомендации по определению коэффициента эквивалентной шероховатости для стальных труб¹

$$k_{\Sigma} = \pi \cdot Ra,$$

где Ra — среднее арифметическое отклонение профиля внутренней поверхности трубы от средней линии.

Для полимерных труб по формуле²

$$k_{\Sigma} = 2 \cdot Ra^{1,33}.$$

Они подтверждают тот факт, что материал трубопровода, форма и частота расположения шероховатости влияют на гидравлическое сопротивление.

Методы исследования

Возникновению и развитию турбулентности посвящено огромное количество научных работ. В приложении к трубопроводной тематике, на основе известных фактов и теоретических предпосылок, авторами статьи предлагается физическая картина, связывающая потери энергии на трение при стационарном турбулентном движении жидкости в трубопроводе с вязко-упруго-инерционным колебательным процессом трансформации энергии жидкости, которая в то же время связана с частотой генерации и срыва вихрей. Это представление носит феноменологический характер и связывает колебательный процесс, протекающий в движущейся жидкости, с потерями энергии на трение по длине трубопровода. Турбулентность в трубопроводе не периодична и представляет собой спектр пульсаций давления и расхода. Поэтому в предлагаемой модели турбулентного стационарного движения жидкости, описываемый колебательный процесс носит эквивалентный характер, представляющий собой периодическое колебание давления и расхода. Частота этих колебаний влияет на затраты энергии от трения по длине трубопровода. Таким образом, представляется, что эти затраты энергии связаны с постоянным переходом доли кинетической энергии жидкости в потенциальную и обратно.

В этой работе, опираясь на собственные проведенные наблюдения, мы постараемся также показать, что потери энергии на трение зависят от материала трубопровода, его протяженности, частоты упруго-инерционного колебательного процесса, перекачиваемой жидкости и характера шероховатости поверхности трубопровода. Наши исследования проводились на непротяженных трубопроводах из металлопластика и стали. В качестве рабочей жидкости использовалась родниковая вода. Технологическая схема стенда приведена в [25]. Целью экспериментов была фиксация амплитуд колебания давления жидкости в различных точках по длине трубопровода при различных расходах.

¹ ГОСТ 8.586.1-2005. Измерение расхода и количества жидкостей и газов с помощью стандартных сужающих устройств. М.: Стандартинформ, 2007. 42 с.

² Добромыслов А.Я. Таблицы для гидравлических расчетов напорных трубопроводов из полимерных материалов. Пособие. М.: ТОО «Издательство ВНИИМП», 2004. 209 с., ил.

Обработка данных позволила выполнить построение зависимости амплитуды колебания давления от числа Рейнольдса.

Использование аналогии широко применяется при создании математических моделей. В работе [26] показан метод исследования обтекания тел потоком жидкости на основе аналогии о распределении напряжений материала вблизи трещин твердых тел. Развитие научной мысли в работе [27], представляет аналогию явлений электромагнетизма и механики жидкости. Распространение электромагнитной энергии аналогично распространению энергии в жидкости. Четыре уравнения Максвелла, описывающих электромагнитные явления, в определенной интерпретации также могут описывать механику вязкой сжимаемой жидкости. Электрогидравлическая аналогия используется сейчас при решении задач о распределении расходов жидкости в кольцевых сетях [28], практическом моделировании распределения потоков в технологических установках [29], а также при выполнении гидравлических расчетов трубопроводных систем [30]. В этих примерах электрогидравлическая аналогия применяется для инженерных расчетов без учета упругих и инерционных свойств жидкости. Использование электрогидравлической аналогии с учетом этих характеристик позволяет описывать нестационарные процессы в трубопроводах [31]. Для описания стационарного турбулентного движения и определения потерь энергии жидкости на трение, использование электрогидравлической аналогии авторами производится впервые.

По электрогидравлической аналогии, в статье [32], были даны определенные понятия, представлена картина колебательного процесса и приведены формулы при переходных и пусковых режимах работы трубопровода. В первом приближении, без учета влияния сдвиговой вязкости, колебание давления жидкости от смещения частиц возможно представить в виде дифференциального уравнения вынужденных колебаний

$$L \cdot C \cdot \frac{\partial^2 P}{\partial \tau^2} + P = (X_{C2} - X_{L2}) \cdot Q_{CM \text{ СТАЦ}2}, \quad (1)$$

$$L \cdot C \cdot \frac{\partial^2 P}{\partial \tau^2} + P = (X_{L1} - X_{C1}) \cdot Q_{CM \text{ СТАЦ}1},$$

где L — параметр индуктивности или инерционности [32]; C — емкостная характеристика трубопровода [32]; P — давление, отражающее колебательный процесс трансформации энергии; τ — время; $X_{C1(2)}$ — сопротивление от действия сил упругости жидкости и трубопровода (емкостное сопротивление) [33]; $X_{L1(2)}$ — сопротивление трубопровода от действия сил инерции (индуктивное сопротивление) [33]; $Q_{CM \text{ СТАЦ}1(2)}$ — объемный расход смещения, отражающий скорость деформации объема жидкости $V_{ж}$ в трубопроводе при стационарном режиме турбулентного течения.

Индекс 1 или 2 зависит от фактической частоты колебания жидкости. Если фактическая частота колебания меньше резонансной, то присваивается индекс 2 — это частота колебания при растяжении жидкости, если фактическая частота колебания больше резонансной, то — индекс 1 — это частота колебания при сжатии жидкости. Уравнение (1) будет отражать вынужденные колебания давления от действия

турбулентного сопротивления и показывать постоянный переход от упругой потенциальной энергии в кинетическую энергию частицы или некоего элементарного объема и обратно.

Разница емкостного и индуктивного сопротивления $(X_{C1} - X_{L2})$ или $(X_{L1} - X_{C2})$ отражает отбор энергии источника на деформацию в момент генерации вихрей и дальнейшей потери на вязкое трение от увеличения скорости потока при срыве вихря. Стоит отметить, что эти моменты следуют друг за другом. Восполнение потерь энергии происходит за счет источника в момент накопления упругой энергии.

Объемный расход смещения при стационарном режиме определяется по формуле

$$Q_{CM \text{ СТАЦ } 1(2)} = Q_{CM \text{ СТАЦ } 1(2) \text{ МАХ}} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2} \cdot n_{1(2)} \cdot \tau\right), \quad (2)$$

где $Q_{CM \text{ СТАЦ } 1(2) \text{ МАХ}}$ — максимальный (амплитудный) расход смещения при стационарном режиме по формуле

$$Q_{CM \text{ СТАЦ } 1(2) \text{ МАХ}} = \frac{Q_{СТАЦ}}{\tau_{СТАЦ} \cdot n_{1(2)}}, \quad (3)$$

где $Q_{СТАЦ}$ — стационарный расход перекачки; $\tau_{СТАЦ}$ — время движения жидкости по трубопроводу при стационарном режиме; $n_{1(2)}$ — фактическая эквивалентная частота колебания жидкости из формулы (5) или (6).

Формула (2) получена из решения дифференциального уравнения

$$\frac{d^2 Q_{CM \text{ СТАЦ } 1(2)}}{d\tau^2} + n_{1(2)}^2 \cdot Q_{CM \text{ СТАЦ } 1(2)} = 0. \quad (4)$$

Само же уравнение (4) является отражением стационарного периодического колебания расхода смещения жидкости, т.е. постоянного изменения объема жидкости в трубопроводе от собственной деформации — ее увеличения и уменьшения в объеме трубопровода. Это уравнение аналогично уравнению [32], но без слагаемого, отражающего затухание. Периодическое торможение и ускорение жидкости на величину, пропорциональную расходу смещения, связано с перетоками из одного вида энергии в другой, а также взаимодействием потока и стенки трубопровода.

Представляя гидравлическое сопротивление как модуль комплексного числа, по аналогии с сопротивлением переменному току, состоящее из вязкого (активного) R и турбулентного (реактивного) $X_1 = (X_{L1} - X_{C1})$ или $X_2 = (X_{C2} - X_{L2})$ сопротивлений можно записать

$$\text{или} \quad Z = \sqrt{R^2 + (X_{C2} - X_{L2})^2}, \quad (5)$$

$$Z = \sqrt{R^2 + (X_{L1} - X_{C1})^2} \quad (6)$$

Определение Z по формуле (5) или (6) зависит от характера реактивного сопротивления: $(X_{L1} - X_{C1})$ — индуктивного или $(X_{C2} - X_{L2})$ — емкостного, которое в свою очередь зависит от процесса сжатия или растяжения жидкости. Частота колебания n_2 выводится из формулы (5) в случае емкостного характера сопротивления — при растяжении жидкости, а n_1 — из формулы (6) в случае индуктивного характера — при сжатии жидкости.

Как можно видеть из формулы (4) на расход смещения оказывает влияние эквивалентная частота из формулы (5) или (6). Эта частота в свою очередь зависит от приведенного модуля объемной упругости жидкости, учитывающего влияние температуры, материала стенки трубопровода, высоты и частоты шероховатости поверхности стенки и числа Рейнольдса. Об этом говорят параметры вязкого, емкостного и индуктивного сопротивления, входящие в формулы (5), (6).

В работе [34] И.С. Громека также приходил к выводам о том, что в жидкости существует две частоты колебания. Однако, он не указывал о том, что эти частоты зависели от процесса деформации жидкости.

Комплексное гидравлическое сопротивление трубопровода, учитывающее потери энергии на вязкое и турбулентное трение по известному расходу, возможно определить по формуле

$$Z = \rho(t) \cdot \lambda_{\text{СТАЦ}} \cdot \frac{l_{\text{ТР}}}{d_1^5} \cdot \frac{8 \cdot Q_{\text{СТАЦ}}}{\pi^2}, \quad (7)$$

где $\rho(t)$ — плотность жидкости в зависимости от температуры при атмосферном давлении; $\lambda_{\text{СТАЦ}}$ — коэффициент гидравлического сопротивления трубопровода (коэффициент Дарси-Вейсбаха) при стационарном режиме; d_1 — диаметр недеформированного трубопровода в начале системы координат; $l_{\text{ТР}}$ — геометрическая длина трубопровода; $Q_{\text{СТАЦ}}$ — то же, что и в формуле (3).

В работе [32] давались понятия вязкого (активного) сопротивления R и модифицированного параметра сопротивления Z в котором учитывались потери энергии на местные сопротивления через коэффициенты местных сопротивлений ξ . В данной работе для качественной оценки влияния турбулентного сопротивления трубопровода местные сопротивления исключены из рассмотрения. Тем не менее оба названия параметра Z могут быть использованы для его обозначения.

Потери давления на трение через параметр комплексного гидравлического сопротивления будут определяться по формуле $P_Z = Z \cdot Q_{\text{СТАЦ}}$.

Наблюдаемые турбулентные пульсации давления и расхода являются следствием турбулентности, хаотичного процесса деформации, ускорения и торможения частиц жидкости. Эти проявления действия сил упругости и инерции создают волновое сопротивление, которое отбирает энергию источника на формирование и рассеивание вихря. Тем не менее, предлагается представить этот хаотичный процесс в виде совокупного эквивалентного периодического процесса, отраженного в уравнении (1). Учет действия сил от вязкого, сдвигового трения позволяет представить гидравлическое сопротивление как комплексную величину (5) или (6). Выражение (7) является аналогом (5), (6), представленным из классического уравнения Дарси-Вейсбаха.

Вид характера турбулентного (реактивного) сопротивления трубопровода зависит от частоты колебательного процесса. При частоте колебания меньшей частоты первой гармоники собственных колебаний сопротивление носит емкостный характер — это соответствует растяжению жидкости, при большей частоте — индуктивный характер — сжатие жидкости.

Понятие комплексного сопротивления приводится в [9, 10], где рассматривается потеря энергии на трение раствора полимера, пульсирующего течения вязкой несжимаемой жидкости в трубе с упругими стенками. Однако, разделение на действительную и мнимую часть в работах [9, 10] связано с характеристикой жидкости: действительная часть отражала сопротивление ньютоновской жидкости, а мнимая часть — максвелловской.

Переходя к коэффициенту полной вязкости η можно записать

$$\eta^2 = \mu^2 + \left[\frac{(1 - \cos \gamma) \cdot n_1 \cdot \rho \cdot d_1^2}{32} \right]^2 \quad (9)$$

$$\eta^2 = \mu^2 + \left[\frac{\left(\frac{1}{\cos \gamma} - 1 \right) \cdot n_2 \cdot \rho \cdot d_1^2}{32} \right]^2 ,$$

или

где $\frac{(1 - \cos \gamma) \cdot n_1 \cdot \rho \cdot d_1^2}{32} = \zeta$ — коэффициент второй или объемной (турбулентной) вязкости; μ — динамический коэффициент вязкости жидкости с учетом температуры.

Величина $\cos \gamma$ отражает долю сохранения энергии при переходе из одного вида в другой. Величина $1 - \cos \gamma$ отражает потерю энергии на вязкое трение при переходе одного вида энергии в другой. Чем больше величины $\cos \gamma$ или $\cos \alpha$, тем меньше энергии рассеивается на вязкое сопротивление при трансформации энергии.

Решение уравнения (1) представляется в виде функциональной зависимости давления жидкости от сил упругости и инерции жидкости:

— процесс растяжения жидкости (емкостной характер сопротивления)

$$P_2 = - \frac{\zeta_s^2 \cdot (X_{C2} - X_{L2}) \cdot Q_{CM \text{ СТАЦ } 2 \text{ MAX}}}{n_2^2 - \zeta_s^2} \cdot \sin(\beta_2 \cdot \tau) - \zeta_s \cdot L \cdot Q_{CM \text{ СТАЦ } 2 \text{ MAX}} \cdot \sin(\beta_s \cdot \tau); \quad (10)$$

— процесс сжатия жидкости (индуктивный характер сопротивления)

$$P_1 = - \frac{\zeta_s^2 \cdot (X_{L1} - X_{C1}) \cdot Q_{CM \text{ СТАЦ } 1 \text{ MAX}}}{n_1^2 - \zeta_s^2} \cdot \sin(\beta_1 \cdot \tau) + \zeta_s \cdot L \cdot Q_{CM \text{ СТАЦ } 1 \text{ MAX}} \cdot \sin(\beta_s \cdot \tau), \quad (11)$$

где $\beta_{1(2)} = \frac{\pi}{2} \cdot n_{1(2)}$;

$$\beta_s = \frac{\pi}{2} \cdot \zeta_s;$$

$X_{C1(2)}$ и $X_{L1(2)}$, τ — то же, что и в формуле (1);

$Q_{Ni} \dot{M} \dot{O}_{1(2) \max}$ — то же, что и в формуле (2).

Результаты и обсуждение эксперимента

Вид колебаний давления на временном интервале, рассчитанный по формуле (11) при n_1 , вычисленном по результатам экспериментов, проводимых с применением металлопластиковых и стальных труб, представлен, соответственно, на рисунках 1 и 2.

На рисунке 1 максимальная амплитуда достигает 13622 Па. Измеренное значение с относительной погрешностью не более 25% 15000 Па. Расход в системе составлял 3,06 м³/ч. На рисунке 2 максимальная амплитуда достигает 13326 Па. Измеренное значение с относительной погрешностью не более 25% 15000 Па. Расход в системе составлял 3,35 м³/ч. Таким образом, порядок чисел говорит о верном подходе в определении амплитуды колебания давления при стационарном режиме течения жидкости.

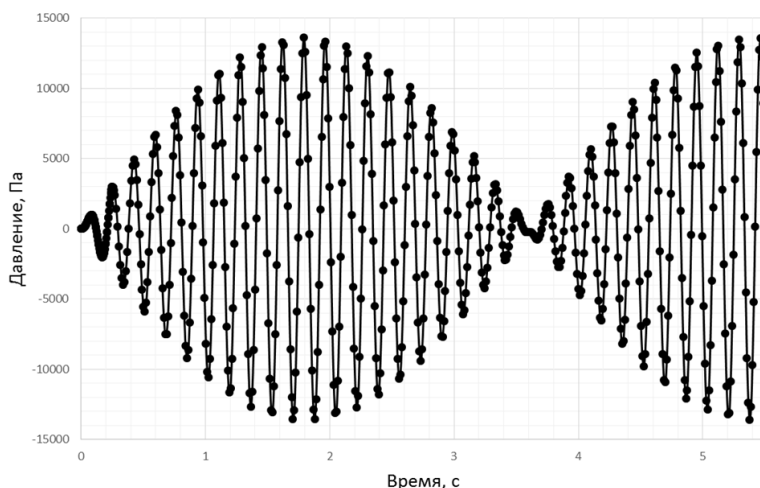


Рис. 1. Пример расчета колебания амплитуды давления по формуле (11) при стационарном турбулентном течении воды при расходе 3,06 м³/ч в металлопластиковом трубопроводе внутренним диаметром 20 мм, длиной 32,5 м при 18 °С

Fig. 1. An example of calculating the pressure amplitude fluctuation using formula (11) for a stationary turbulent flow of water at a flow rate of 3,06 м³/h in a metal-plastic pipeline with an internal diameter of 20 mm, a length of 32,5 m at 18 °С

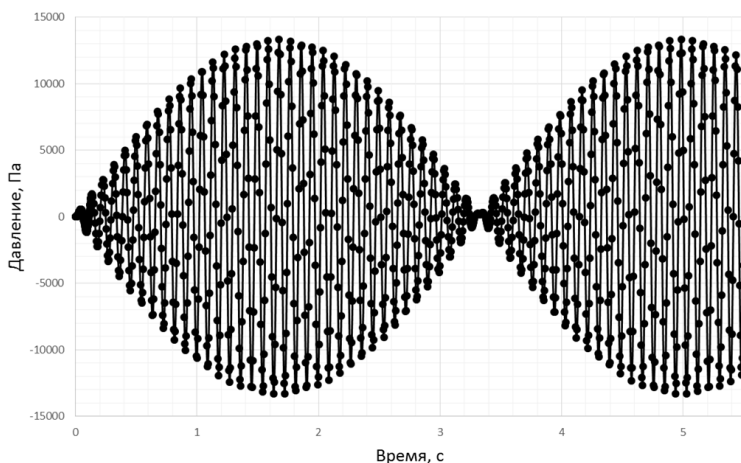


Рис. 2. Пример расчета колебания амплитуды давления по формуле (11) при стационарном турбулентном течении воды при расходе 3,35 м³/ч в стальном трубопроводе внутренним диаметром 21,2 мм, длиной 32,5 м при 18 °С

Fig. 2. An example of calculating the pressure amplitude fluctuation using formula (11) for a stationary turbulent flow of water at a flow rate of 3,35 m³/h in a steel pipeline with an internal diameter of 21,2 mm, a length of 32,5 m at 18 °C

Верность функции (11) показывает, что генерирующими упруго-инерционными колебаниями жидкости в трубопроводе являются силы упругости и инерции потока жидкости, а также наличие вязкости. Это отражается разностью емкостного и индуктивного сопротивления ($X_{C2} - X_{L2}$) или ($X_{L1} - X_{C1}$), которая обусловлена тем, что при переходе одного вида энергии в другой часть энергии переходит в теплоту от влияния вязкого трения.

На рисунках видны биения. Такой характер колебаний проявляется, если фактическая частота процесса близка к резонансной.

Как было сказано, при турбулентном течении жидкости по трубопроводу можно фиксировать колебания давления и расхода различной амплитуды. Эти колебания можно почувствовать, прикоснувшись рукой к трубопроводу.

Известно, что в случае турбулентного движения, все расчеты выполняются по осредненной скорости потока, поскольку постоянного значения она не имеет и колеблется около определенного значения с различной амплитудой и частотой. Колебания давления и расхода — есть следствие деформации стенки трубопровода и жидкости, ее периодического разряжения-уплотнения. К такому выводу можно прийти, изучая переходные процессы в трубопроводе: пуск, остановка или переход с одного режима перекачки жидкости на другой [6, 8]. При гидравлическом ударе кинетическая энергия полностью переходит в упругую потенциальную энергию жидкости. В предлагаемой модели, небольшие объемы жидкости, имеющие незначительную скорость, постоянно ускоряются и тормозятся. Таким образом, стационарное турбулентное движение жид-

кости представляется чередой постоянных ускорений и торможений этих небольших объемов жидкости. Поскольку эти объемы и скорости их смещения малы, скачки давления при их ускорении и торможении также незначительны. Эти пульсации давления и скорости предлагается принять за эквивалент, связанный с хаотичным процессом турбулентности.

Ввиду наличия шероховатости, вблизи поверхности начинается генерация вихрей с отрывом пограничного слоя [13]. Рост вихря приводит к отклонению основного ядра потока. Поток смещается в противоположную сторону от вихря, прилегая плотнее к противоположной стороне стенки трубопровода, увеличивая касательные напряжения в жидкости, что приводит к торможению и выделению теплоты. Таким образом, вихри, отбирая энергию, частично тормозят жидкость на величину, пропорциональную скорости смещения. От такого торможения, жидкость, обладающая инерцией и пытающаяся сохранить свою скорость, начинает деформироваться, т.е. накапливать упругую энергию на величину пропорциональную давлению смещения из известной формулы Жуковского. На генерацию вихрей уходит активная энергия источника — насоса, которая пропорциональна энергии совместной деформации жидкости с трубопроводом. Отбор энергии от источника при генерации вихрей в данном случае связан именно с деформацией жидкости, которая в свою очередь характеризуется коэффициентом объемной упругости $K(t)$, как величиной, определяющей способность жидкости и стенки трубопровода деформироваться. В определенный момент времени, при достижении необходимого давления, вихри начинают срываться, и накопленная упругая энергия начинает увеличивать скорость потока, что приводит к потере энергии на вязкое (сдвиговое) трение. Величина давления, при котором произойдет срыв вихря, зависит от шероховатости и способности стенки отклоняться (деформироваться). Чем выше величина выступов и впадин шероховатости, тем большее давление потребуется для сноса вихря, тем больших размеров он сгенерируется. Превышение запасенной упругой энергии частично переходит в кинетическую энергию (увеличение скорости), а частично переходит в теплоту от касательных напряжений вследствие сдвиговой вязкости жидкости. При срыве вихря происходит снижение давления, пропорциональное давлению смещения. Это сопровождается увеличением скорости потока на величину скорости смещения. Запасенная кинетическая энергия далее переходит частично в теплоту и упругую энергию деформации растяжения. Визуально при этом можно наблюдать затухание оторвавшегося вихря. Процесс повторяется. Одновременно в трубопроводе генерируется большое количество вихрей, которые, срываясь уносятся в центральное ядро потока, и мы, таким образом, можем наблюдать интенсивное перемешивание, как показано в опыте Осборна Рейнольдса и хаотичное колебание скорости и давления. Основное ядро потока при этом постоянно меандрирует вдоль трубопровода.

В покое жидкость имеет две одинаковые основные частоты колебания: при сжатии и растяжении жидкости. Они равны резонансной частоте. В случае ламинарного течения, жидкость в трубопроводе совершает синхронные колебания, т.е. вся жидкость в трубопроводе, по всему занимаемому объему расширяется и сжимается с одной синхронной частотой — резонансной ζ_S , определяемой из геометрических параме-

тров трубопровода и физических характеристик жидкости и материала трубопровода по формуле

$$\zeta_s = k / \sqrt{L \cdot C},$$

где k — целые числа; L, C — то же, что и в формуле (1).

Величина $k / \sqrt{L \cdot C} = \zeta_s$ представляет собой собственную частоту колебания жидкости в трубопроводе. Первая гармоника, соответствующая полуволне, равна, соответственно, $1 / \sqrt{L \cdot C}$.

Предложенная М.Д. Миллиончиковым модель турбулентности, в зоне ламинарного режима предполагала суперпозицию вихрей, которые компенсировали друг друга [24], что говорит об одной частоте их вращения и указывает на верность представленной картины. С увеличением расхода, при возникновении локальных возмущений, связанных с неоднородностью жидкости и, как уже говорилось, с взаимодействием потока и стенки, синхронизм нарушается и в потоке начинают существовать две частоты, отличные от резонансной. Две частоты n_1 и n_2 , которые являются частотами продольных колебаний при сжатии и растяжении, соответственно, становятся неравными друг другу и резонансной частоте. Это приводит к дисбалансу сил упругости и инерции потока жидкости, который и уходит на формирование видимых вихрей и вязкое трение.

При постоянном действии градиента давления и ламинарном режиме взаимодействие потока жидкости и стенки трубопровода формирует колебание жидкости на первой резонансной частоте. Сжатие и растяжение жидкости происходит синхронно, поэтому трубопровод волнового сопротивления не оказывает, а турбулентность отсутствует. С увеличением расхода перекачки, взаимодействие жидкости и стенки интенсифицируется, а частота и амплитуда колебания жидкости у стенки возрастает. В широком диапазоне спектра частот оказываются такие, которые совпадают по частоте с выступами и впадинами шероховатости и амплитуда колебания резко возрастает. Возникает резонанс собственной частоты и потребителя энергии — стенки трубопровода. Это приводит к отклонению частоты колебания продольной волны. Растяжение жидкости теперь происходит медленнее, а сжатие быстрее. Импульс при сжатии распространяется по трубопроводу быстрее, чем при растяжении. Это расхождение скоростей деформации порождает на поверхности вихревые структуры и приводит к дополнительному отбору энергии потока жидкости. Появляется волновое — турбулентное сопротивление.

Описанная выше картина лежит в основе представления волнового или иначе, турбулентного сопротивления X , которое в совокупности с вязким трением R составляет комплексное гидравлическое сопротивление трубопровода.

Согласно [13], на возникновение турбулентности помимо вязкости и шероховатости, оказывает влияние и вход в трубопровод из питающей емкости. Известны случаи [14], когда ламинарный режим течения удавалось сохранять до больших чисел Рейнольдса — вплоть до 40000 — 50000. В работе [35] упоминается о том, что для случая вязкой несжимаемой жидкости при аналитическом решении задачи Хагена-Пуазейля и плоской

задачи Куэтта, течения являются устойчивыми и турбулентность не возникает на всем диапазоне чисел Рейнольдса. Исходя из представленной картины, если, теоретически, поверхность трубопровода будет идеально гладкой, недеформируемой и не будет иметь даже электромагнитного взаимодействия с жидкостью, а жидкость будет однородной средой с одинаковыми по всему объему характеристиками, то ламинарный режим может существовать для любых чисел Рейнольдса. При этом с ростом числа Рейнольдса турбулентных пульсаций возникать не будет. Не будет и колебаний, разности частот колебательного процесса и потерь энергии на турбулентное гидравлическое (реактивное) сопротивление. Таким образом, понятие вязкой несжимаемой жидкости может быть использовано только для характеристики абстрактного ламинарного движения жидкости, при котором колебательный процесс отсутствует в принципе. Поскольку идеальной поверхности трубопровода не существует, то колебательный процесс будет существовать всегда. Начиная с определенных чисел Рейнольдса, ламинарный резонансный режим течения, при котором частота продольных волн сжатия–растяжения совпадает с частотой собственных колебаний, начнет переходить в турбулентный — рассинхронизованный режим. Для стальных труб принято началом перехода считать число Рейнольдса равное 2320. Манипулируя материалом трубопровода, его шероховатостью (обработка или покрытие), а также отдельными физическими характеристиками жидкости (ввод присадок) возможно увеличить диапазон числа Рейнольдса для ламинарного режима. Устойчивый турбулентный режим для стальных трубопроводов наблюдается с чисел Рейнольдса равных 5000 [36], а для трубопроводов из полимерных материалов — с 10000². Из экспериментов, для металлопластиковых труб нижняя граница числа Рейнольдса, при котором наблюдался установившийся турбулентный режим, составила около 20000 ($k_{\varphi} = 0,0007$ мм), а для стальных (новые и чистые, $k_{\varphi} = 0,015$ мм) — 18000. Теоретически, при ламинарном режиме под действием переменной величины градиента давления с частотой, совпадающей с частотой продольной волны, которая будет соответствовать резонансной частоте, может возникнуть резонанс собственной частоты и частоты источника энергии. При этом должны возникать колебания давления и расхода высокой амплитуды по объему жидкости. Затраты энергии в режиме резонанса связаны только с вязким трением, а реактивная мощность на волновое сопротивление потребляться не будет [37]. Т.е. перекачка возможна при ламинарном режиме, под действием переменной величины давления насоса с большими расходами, чем при использовании постоянного градиента давления (классическая перекачка). То же самое относится и к турбулентному режиму.

Заключение

На основании представленной картины и формулы (9) можно сделать выводы. Частота колебательного процесса тем больше, чем выше расход жидкости в трубопроводе, а значит потери энергии на трение увеличиваются с ростом частоты генерации и срыва вихрей. Исходя из описанного механизма, можно сказать, что эта частота также будет увеличиваться при увеличении жесткости стенок трубопровода и/или увеличении

модуля объемной упругости жидкости. Поскольку более прочная жидкость или жидкость, находящаяся в жестких стенках, способна быстро запасать упругую энергию, частота процесса растет. Очень простым примером может послужить колебание дерева под воздействием ветра. Чем выше скорость ветра, тем сильнее отклоняется дерево, т.е. амплитуда колебаний увеличивается. Чем прочнее дерево, тем частота его отклонения при том же ветре будет выше. Чем плотнее воздух, тем сильнее будет отклоняться дерево. При увеличении плотности текущей среды амплитуда колебания будет увеличиваться, а частота снижаться. Также можно утверждать, что при увеличении коэффициента эквивалентной шероховатости частота срыва или размер этих вихрей также увеличивается. Как известно, при увеличении коэффициента эквивалентной шероховатости, коэффициент гидравлического сопротивления растет, потери энергии жидкости на трение увеличиваются. Но, исходя из вышеописанного механизма образования и срыва вихрей следует, что частота их генерации и срыва будет зависеть не только от высоты выступов и впадин материала трубы, но и от собственной частоты расположения шероховатостей. Чем выше выступы и впадины шероховатостей, тем больший вихрь будет генерироваться, значит он будет потреблять больше энергии, а при срыве, будет больше преобразовывать энергии в теплоту. При увеличении частоты шероховатости, величина вихря при том же расходе будет меньше, но частота их генерации и срыва будет выше, а значит это также приведет к росту потерь энергии. Форма шероховатости также оказывает влияние на генерацию вихрей. При обтекаемой форме выступов и впадин вихрь меньше, чем при заостренной. При увеличении динамической вязкости, генерация и срыв вихрей уменьшаются по частоте, таким образом частота колебания становится меньше. Это может быть объяснено тем, что зарождение и генерация вихря на поверхности будет идти с меньшей скоростью, поскольку энергия, выделяющаяся из источника будет расходоваться уже в большей степени на вязкое трение. Тем не менее величина турбулентного трения будет возрастать, т.к. жидкость будет больше затрачивать энергию при переходе из одного вида в другой, только процесс этот будет идти медленнее. Физическая модель турбулентного течения жидкости в трубопроводе, представленная в статье, лежит в основе основных энергетических соотношений, определяющих потери на трение при стационарном движении ньютоновской жидкости по трубопроводу. Подход к рассмотрению периодичности процессов трансформации энергии при движении жидкости позволяет выдвинуть возможность нового способа перекачки жидкости, основанном на явлении резонанса.

Список источников

- Тукмаков Д. А. 2021. Применение $k-\epsilon$ модели турбулентности для математического описания одномерного нестационарного течения теплопроводной несжимаемой жидкости с пульсациями // Вестник научного общества студентов, аспирантов и молодых ученых. №1. С. 75-83.
- Jiajun Wei¹, Chunfa Ouyang¹, Xiaoqian Shan¹, Qun Gao¹, Kangsheng Zheng¹ and Wei Luo Advances in Fluid Mechanics: Computing and Mathematical Models, Turbulence, Fluid Theory Applications // Journal of Physics: Conference Series / Vol. 2599, 7th International Conference

- on Fluid Mechanics and Industrial Applications (FMIA 2023) 27/05/2023 - 28/05/2023 Taiyuan, China. URL: <https://iopscience.iop.org/issue/1742-6596/2599/1> (дата обращения: 20.01.2024). DOI:10.1088/1742-6596/2599/1/012042
- Rigola J., Aljure D., Lehmkuhl O., Pérez-Segarra C.D., Oliva A. 2015. Numerical analysis of the turbulent fluid flow through valves. Geometrical aspects influence at different positions // Journal of Physics: Conference Series / Vol. 90, 9th International Conference on Compressors and their Systems 7–9 September London, UK. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/90/1/012026/meta> (дата обращения: 20.01.2024). DOI: 10.1088/1757-899X/90/1/012026
- Ломакин В. О. 2018. Разработка комплексного метода расчета проточных частей центробежных насосов с оптимизацией параметров: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. М.: Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана. 252 с.
- Zakariya Zainel Mohsin, Zeyad Ayoob Sulaiman Application of the Method of Characteristics with Unsteady Friction Model for Numerical Modeling of Transient Flow Induced by Valve Closure // Al-Rafidain Engineering Journal (AREJ), Vol. 28. No. 2, September 2023, pp. 209–225 DOI: 10.33899/rengj.2023.140924.1262
- Dan Jiang, Chen Zeng, Qixia Lu, Qing Guo Water hammer in pipelines based on different friction models // Scientific Reports, 2024 Jan 10;14(1):953. URL: <https://www.nature.com/articles/s41598-024-51409-9#citeas> (дата обращения: 21.02.2024). DOI: 10.1038/s41598-024-51409-9
- Alizadeh M., Seyedpour S.M., Mozafari V., Babazadeh Shayan S. 2012. Calculation and Analysis of Velocity and Viscous Drag in an Artery with a Periodic Pressure Gradient // Chinese journal of mechanical engineering. Vol. 25. No. 4, pp. 715–721. DOI: 10.3901/CJME.2012.04.715
- Urbanowicz K., Firkowski M., Zarzycki Z. 2016. Modelling water hammer in viscoelastic pipelines: short brief // Journal of Physics: Conference Series / Vol. 760, XXII Fluid Mechanics Conference (KKMP2016) 11–14 September, Słok near Bełchatów, Poland URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/760/1/012037> (дата обращения: 20.01.2024) DOI: 10.1088/1742-6596/760/1/012037
- Shukurov Z. K., Yuldoshev B. Sh. Begjanov A. 2022. Investigation of hydraulic resistance of pulsating flows of viscous fluid in elastic pipe // E3S Web of Conferences 365, IV International Scientific Conference «Construction Mechanics, Hydraulics and Water Resources Engineering» Tashkent, Uzbekistan, August 22–24, URL: https://www.e3s-conferences.org/articles/e3sconf/abs/2023/02/e3sconf_conmechhydro2023_03026/e3sconf_conmechhydro2023_03026.html (дата обращения: 20.01.2024). DOI: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202336503026>
- Наврузов К., Бегжанов А.Ш., Шарипова Ш.Б., Жумаев Ж. 2023. Математическое моделирование гидродинамического сопротивления в колебательном потоке вязкоупругой жидкости // Известия вузов. Математика. №8, С. 45–55. DOI: 10.26907/0021-3446-2023-8-45-55
- Joel Sundstrom L. R., Michel J. 2018. Cervantes On the Similarity of Pulsating and Accelerating Turbulent Pipe Flows // Flow, Turbulence and Combustion, Vol. 100, pp. 417–436. DOI: 10.1007/s10494-017-9855-5
- Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. 1986. Теоретическая физика: учебное пособие: в 10 т. Том VI. Гидродинамика. 3-е изд., перераб. М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит. 736 с.

- Теория пограничного слоя. 1974. Шлихтинг Г., пер. с нем. М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит. 712 с., илл.
- Штеренлихт Д.В. 2011. Гидравлика: учебник для вузов. М.: Энергоатомиздат, 1984. 640 с., ил.
- Бубнов В.А. Об учете объемной вязкости в гидродинамических течениях / В.А. Бубнов // Вестник МГПУ. Серия «Естественные науки». № 1 (7). С. 14–21.
- Дамдинов Б.Б., Митыпов Ч.М., Ершов А.А., Ан В.В. 2022. Объемная вязкость жидкости и в жидких дисперсных системах // Известия вузов. Физика. Том 65. №5. С. 73–79.
- Павловский В.А., Никущенко Д.В. 2020. Связь между динамической и объемной вязкостью жидкости // Морские интеллектуальные технологии. Том 2. № 2. С. 24–27.
- Красильников В.А. 1960. Звуковые и ультразвуковые волны в воздухе, воде и твердых телах. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Физматлит. 560 с.
- Зарембо Л.К., Красильников В.А. 1966. Введение в нелинейную акустику. Звуковые и ультразвуковые волны большой интенсивности. М.: Наука. 520 с., илл.
- Наугольных К.А. 1958. О поглощении звуковых волн конечной амплитуды // Акустический журнал, Том IV, вып. 2. С. 115–124.
- Наугольных К.А., Романенко Е.В. 1958. К вопросу о распространении волн конечной амплитуды в жидкости // Акустический журнал. Том IV, вып. 2. С. 200–202.
- Oleksandr A. Tkachuk, Ievgenii G. Gerasimov, Olha V. Shevchuk Theoretical Aspects of Turbulent Flows in Pipeline // Archives of Hydro-Engineering and Environmental Mechanics 70 (2023), pp. 141–157. DOI: 10.2478/heem-2023-0010
- Милович А.Я. 1940. Теория динамического взаимодействия тел и жидкости. М., Л.: Госэнергоиздат. 241 с.
- Миалонщиков М. Д. 1970. Основные закономерности турбулентного течения в пристеночных слоях // Атомная энергия. Том 28, вып. 4, апрель, С. 317–320.
- Коноплев Н. Г., Коробков Г. Е. Экспериментальные исследования энергетических процессов потока жидкости в трубопроводе // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья. 2019. № 1. С. 28–33.
- Alberto Carpinteri, Gianni Niccolini and Federico Accornero Analogy between Turbulent-to-Vortex Shedding Flow Transition in Fluids and Ductile-to-Brittle Failure Transition in Solids // Fluids. 2023. Vol. 8, 114. DOI: 10.3390/fluids8040114
- Sen D. 2023. Field theoretic formulation of fluid mechanics according to the geometric algebra // Pramana - Journal of Physics. Vol. 97. 132. DOI: 10.1007/s12043-023-02617-x
- Колесников С. В., Бранфилова А. Н., Абишева Л. С., Федотенкова А. В. 2015. Математическое моделирование распределения давления в движущейся жидкости на основе электрогидравлической аналогии // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия «Технические науки». Том 23. № 3 (47). С. 168–179. URL: <https://journals.eco-vector.com/1991-8542/issue/view/1189> (дата обращения: 20.01.2024)
- Емец С. В., Трегубова Л.А. 2020. Моделирование гидродинамических процессов системы измерения количества и показателей качества нефти на основе метода электрогидравлических аналогий // Norwegian journal of development of the international science. № 44-1. С. 39–42.
- Волков О. Е., Корнев В. А., Кюннап Р. И., Колесников А. А. 2015. К вопросу теоретического моделирования методом электрических аналогий гидравлических систем // Наука, техника и образование. № 8 (14). С. 15–19.

- Чарный И. А. 1951. Неустановившееся движение реальной жидкости в трубопроводах. М., Л.: Государственное издательство технико-теоретической литературы, 223 с.
- Коноплев Н. Г., Коробков Г. Е. 2020. Эффекты упругости и инерции жидкости при переходных процессах в трубопроводе // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья. № 3. С. 44–53.
- Коноплев Н. Г., Коробков Г. Е., Янчушка А. П. Частотные характеристики турбулентного течения жидкости в трубопроводах при использовании электрогидравлической аналогии // Трубопроводный транспорт: теория и практика. 2024. № 1 (88). С. 29–46.
- Громека И. С. 1952. Собрание сочинений. М.: Академия наук СССР, 296 с. URL: <http://books.e-heritage.ru/book/10079943> (дата обращения: 17.10.2022).
- Хатунцева О. Н. 2019. Определение критического числа Рейнольдса ламинарно-турбулентного перехода в плоской задаче Пуазейля на основе метода «разрывных функций» // Труды МАИ. Вып. 108. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=109382> (дата обращения: 19.09.2023).
- Альтшуль А.Д. 1982. Гидравлические сопротивления. 2 изд. перераб. и доп. М.: Недра. С. 224.
- Бакалов В. П., Дмитриков В. Ф., Крук Б. И. 2007. Основы теории цепей: учебник для вузов; под ред. В. П. Бакалова. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Горячая линия — Телеком. 596 с.: ил.

References

- Tukmakov D. A. Application of the $k-\epsilon$ turbulence model for the mathematical description of a one-dimensional unsteady flow of a heat-conducting incompressible fluid with pulsations // Bulletin of the Scientific Society of Students, Postgraduates and Young Scientists. 2021. No. 1. P. 75-83.
- Jiajun Wei¹, Chunfa Ouyang¹, Xiaoqian Shan¹, Qun Gao¹, Kangsheng Zheng¹ and Wei Luo Advances in Fluid Mechanics: Computing and Mathematical Models, Turbulence, Fluid Theory Applications // Journal of Physics: Conference Series / Volume 2599, 7th International Conference on Fluid Mechanics and Industrial Applications (FMIA 2023) 27/05/2023 - 28/05/2023 Taiyuan, China. URL: <https://iopscience.iop.org/issue/1742-6596/2599/1> (дата обращения: 20.01.2024). DOI:10.1088/1742-6596/2599/1/012042
- J. Rigola, D. Aljure, O. Lehmkuhl, C.D. Pérez-Segarra and A. Oliva Numerical analysis of the turbulent fluid flow through valves. Geometrical aspects influence at different positions // Journal of Physics: Conference Series / Volume 90, 9th International Conference on Compressors and their Systems 7–9 September 2015, London, UK. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/90/1/012026/meta> (дата обращения: 20.01.2024). DOI: 10.1088/1757-899X/90/1/012026
- Lomakin V.O. Development of a comprehensive method for calculating the flow parts of centrifugal pumps with parameter optimization: Abstract of a dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences: 05.04.13. М.: Bauman Moscow State Technical University, 2018. 252 p.
- Zakariya Zainel Mohsin, Zeyad Ayoob Sulaiman Application of the Method of Characteristics with Unsteady Friction Model for Numerical Modeling of Transient Flow Induced by Valve Closure // Al-Rafidain Engineering Journal (AREJ), Vol. 28, No.2, September 2023, pp. 209-225 DOI: 10.33899/rengj.2023.140924.1262

- Dan Jiang, Chen Zeng, Qixia Lu, Qing Guo Water hammer in pipelines based on different friction models // Scientific Reports, 2024 Jan 10;14(1):953 URL: <https://www.nature.com/articles/s41598-024-51409-9#citeas> (дата обращения: 21.02.2024). DOI: 10.1038/s41598-024-51409-9
- Alizadeh M., Seyedpour S.M., Mozafari V., Babazadeh Shayan S. Calculation and Analysis of Velocity and Viscous Drag in an Artery with a Periodic Pressure Gradient // Chinese journal of mechanical engineering Vol. 25, No. 4, 2012, pp. 715-721. DOI: 10.3901/CJME.2012.04.715
- K. Urbanowicz, M. Firkowski and Z. Zarzycki Modelling water hammer in viscoelastic pipelines: short brief // Journal of Physics: Conference Series / Vol. 760, XXII Fluid Mechanics Conference (KKMP2016) 11–14 September 2016, Słok near Bełchatów, Poland URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/760/1/012037> (дата обращения: 20.01.2024) DOI: 10.1088/1742-6596/760/1/012037
- Z.K. Shukurov, B.Sh. Yuldoshev and A. Begjanov Investigation of hydraulic resistance of pulsating flows of viscous fluid in elastic pipe // E3S Web of Conferences 365, IV International Scientific Conference «Construction Mechanics, Hydraulics and Water Resources Engineering» Tashkent, Uzbekistan, August 22-24, 2022. URL: https://www.e3s-conferences.org/articles/e3sconf/abs/2023/02/e3sconf_conmechhydro2023_03026/e3sconf_conmechhydro2023_03026.html (дата обращения: 20.01.2024). DOI: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202336503026>
- Navruzov K., Begjanov A. Sh., Sharipova Sh. B., Zhumaev Zh. Mathematical modeling of hydrodynamic resistance in an oscillatory flow of a viscoelastic fluid // News of universities. Mathematics. 2023, No. 8, pp. 45-55. DOI: 10.26907/0021-3446-2023-8-45-55
- L. R. Joel Sundstrom, Michel J. Cervantes On the Similarity of Pulsating and Accelerating Turbulent Pipe Flows // Flow, Turbulence and Combustion, Volume 100, 2018, pp. 417-436. DOI: 10.1007/s10494-017-9855-5
- Landau L.D., Lifshits E.M. Theoretical Physics: A Textbook. In 10 volumes. Vol. VI. Hydrodynamics. 3rd ed., revised. Moscow: Nauka. Ed. in chief of physical and mathematical literature, 1986. 736 p.
- Boundary layer theory. Schlichting G., translated from German. — Moscow: Nauka. Chief editor of physical and mathematical literature, 1974. 712 p., ill.
- Shterenlicht D.V. Hydraulics: Textbook for universities. M.: Energoatomizdat, 1984. 640 p., ill.
- Bubnov V.A. On taking into account bulk viscosity in hydrodynamic flows / V.A. Bubnov // MCU Journal of Natural Sciences. 2011. No. 1(7). P. 14–21.
- Damdinov B.B., Mitygov Ch.M., Ershov A.A., An V.V. Bulk viscosity of liquid and in liquid dispersed systems // News of universities. Physics. 2022. Vol. 65, No. 5. P. 73–79.
- Pavlovsky V.A., Nikushchenko D.V. Relationship between dynamic and bulk viscosities of a liquid // Marine Intellectual Technologies, No. 2, Volume 2, 2020, pp. 24–27.
- Krasilnikov V.A. Sound and ultrasonic waves in air, water and solids. 3rd ed., revised and enlarged. M.: Fizmatlit, 1960. 560 p.
- L.K. Zarembo, V.A. Krasilnikov Introduction to Nonlinear Acoustics. High-Intensity Sound and Ultrasonic Waves. Moscow: Nauka, 1966. 520 p., ill.
- Naugolnykh K.A. On the absorption of sound waves of finite amplitude // Acoustic Journal, Vol. IV, issue 2, 1958. P. 115-124.

- Naugolnykh K.A., Romanenko E.V. On the question of the propagation of finite-amplitude waves in a liquid // *Acoustic Journal*, Vol. IV, issue 2, 1958, P. 200-202.
- Oleksandr A. Tkachuk, Ievgenii G. Gerasimov, Olha V. Shevchuk Theoretical Aspects of Turbulent Flows in Pipeline // *Archives of Hydro-Engineering and Environmental Mechanics* 70 (2023), pp. 141–157. DOI: 10.2478/heem-2023-0010
- A.Ya. Milovich. Theory of dynamic interaction of bodies and liquids, M., L.: Gosenergoizdat, 1940. 241 p.
- M.D. Millionshchikov. Basic laws of turbulent flow in near-wall layers / *Atomic energy*, Vol. 28, issue 4, April, 1970, P. 317-320.
- Konoplev N.G., Korobkov G.E. Field research of the energy processes of liquid flow in a pipeline. *Transport and Storage of Oil Products and Hydrocarbons*. 2019, no. 1, pp. 28–33.
- Alberto Carpinteri, Gianni Niccolini and Federico Accornero Analogy between Turbulent-to-Vortex Shedding Flow Transition in Fluids and Ductile-to-Brittle Failure Transition in Solids // *Fluids*. 2023. Volume 8, 114. DOI: 10.3390/fluids8040114
- Sen D. Field theoretic formulation of fluid mechanics according to the geometric algebra // *Pramana - Journal of Physics*. 2023. Volume 97. 132. DOI: 10.1007/s12043-023-02617-x
- Kolesnikov S.V., Branfileva A.N., Abisheva L.S., Fedotenkova A.V. Mathematical modeling of pressure distribution in a moving fluid based on electrohydraulic analogy // *Vestnik of Samara State Technical University. Technical Sciences Series*. 2015. Vol. 23. No. 3 (47). P. 168-179. URL: <https://journals.eco-vector.com/1991-8542/issue/view/1189> (дата обращения: 20.01.2024)
- Emets S.V., Tregubova L.A. Modeling of hydrodynamic processes of the system for measuring the quantity and quality indicators of oil based on the method of electrohydraulic analogies // *Norwegian journal of development of the international science*. 2020. No. 44-1. P. 39-42.
- Volkov O. E., Kornev V. A., Kyunnap R. I., Kolesnikov A. A. On the issue of theoretical modeling of hydraulic systems by the method of electrical analogies // *Science, Technology and Education*. 2015. No. 8 (14). P. 15-19.
- Charny I. A. Unsteady motion of real liquid in pipelines. M., L.: State Publishing House of Technical and Theoretical Literature, 1951. 223 p.
- Konoplev N.G., Korobkov G.E. Resiliency and liquid inertia effects at transient process in the pipeline. *Transport and Storage of Oil Products and Hydrocarbons*. 2020, no. 3, pp. 44–53.
- Konoplev N.G., Korobkov G. E., Yanchushka A.P. Frequency characteristics of turbulent liquid flow in pipelines using electrohydraulic analogy // *Pipeline transport: Theory and practice*. 2024. no. 1 (88). pp. 29-46.
- Gromeka I.S. Collected works. M.: Academy of Sciences of the USSR, 1952. 296 p. URL: <http://books.e-heritage.ru/book/10079943> (дата обращения: 17.10.2022).
- Khatuntseva O.N. Determination of the critical Reynolds number of the laminar-turbulent transition in the plane Poiseuille problem based on the method of “discontinuous functions” // *Trudy MAI*. Issue No. 108, 2019. — URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=109382> (дата обращения: 19.09.2023).
- A.D. Altshul. Hydraulic resistances, 2nd ed. revised and enlarged. Moscow, Nedra, 1982, p. 224.

Bakalov V.P., Dmitrikov V.F., Kruk B.I. Fundamentals of Circuit Theory: Textbook for Universities; Ed. by V.P. Bakalov. 3rd ed., revised and enlarged. Moscow: Goryachaya Liniya — Telecom, 2007. 596 p.: ill.

Информация об авторах

Николай Геннадьевич Коноплев, ст. преподаватель кафедры транспорта и хранения нефти и газа, Уфимский государственный нефтяной технический университет, Уфа, Россия
giipr2010@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0001-6670-4738>

Геннадий Евгеньевич Коробков, д.т.н., проф. кафедры транспорта и хранения нефти и газа, Уфимский государственный нефтяной технический университет, Уфа, Россия
korobkov45@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-8507-6500>

Андрей Михайлович Щипачев, д.т.н., проф. кафедры транспорта и хранения нефти и газа, Санкт-Петербургский горный университет императрицы Екатерины II, Санкт-Петербург, Россия
shipachev_am@pers.spmi.ru, <https://orcid.org/0000-0001-6148-6073>

Анна Павловна Янчушка, к.э.н., доцент кафедры математики, Уфимский государственный нефтяной технический университет, Уфа, Россия
zlatitsa@yandex.ru

Information about the authors

Nikolay G. Konoplev, Senior Lecturer of Department of Transport and Storage of Oil and Gas, Ufa State Petroleum Technological University, Ufa, Russia
giipr2010@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0001-6670-4738>

Gennady E. Korobkov, Dr. Sci. (Tech.), Prof. of Department of Transport and Storage of Oil and Gas, Ufa State Petroleum Technological University, Ufa, Russia
korobkov45@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-8507-6500>

Andrey M. Shipachev, Dr. Sci. (Tech.), Prof. of Department of Transport and Storage of Oil and Gas, Saint Petersburg Mining University, Saint Petersburg, Russia
shipachev_am@pers.spmi.ru, <https://orcid.org/0000-0001-6148-6073>

Anna P. Yanchushka, Cand. Sci (Econ.), Associate Prof. of the Department of Mathematics, Ufa State Petroleum Technological University, Ufa, Russia
zlatitsa@yandex.ru