

Math-Net.Ru

Общероссийский математический портал

Р. Ф. Ганиев, Э. Г. Гудушаури, А. Е. Медведев,
Р. И. Нигматулин, И. В. Селифанов, Влияние виб-
рации на гидравлическое сопротивление при течении
двухфазных потоков в трубе, *ТВТ*, 1984, том 22, вы-
пуск 5, 1022–1024

Использование Общероссийского математического портала Math-Net.Ru
подразумевает, что вы прочитали и согласны с пользовательским согла-
шением

<http://www.mathnet.ru/rus/agreement>

Параметры загрузки:

IP: 98.84.25.165

2 ноября 2024 г., 09:01:27



Литература

1. Видин Ю. В., Иванов В. В., Медведев Г. Г. Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт, 1971, № 3, с. 117.
2. Иванов В. В., Медведев Г. Г. ТВТ, 1971, т. 9, № 5, с. 1087.
3. Видин Ю. В., Иванов В. В., Медведев Г. Г. Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт, 1972, № 5, с. 168.
4. Campo A., Auguste J.-C. ASME Paper, 1976, N 76-Wa/HT-59, p. 1.
5. Campo A., Auguste J.-C. Int. J. Heat Mass Transfer, 1978, v. 21, N 12, p. 1597.
6. Иванов В. В., Душин И. Л. ТВТ, 1974, т. 12, № 4, с. 898.

УДК 542.63

ВЛИЯНИЕ ВИБРАЦИИ НА ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ПРИ ТЕЧЕНИИ ДВУХФАЗНЫХ ПОТОКОВ В ТРУБЕ

Ганиев Р. Ф., Гудушаури Э. Г., Медведев А. Е.,
Нигматуллин Р. И., Селифанов И. В.

Во время работы трубчатых теплообменников происходит динамическое взаимодействие теплоотдающих труб с поперечным потоком теплоносителя, что приводит к их вибрации [1-4]. Вибрация труб в свою очередь оказывает воздействие на гидравлические параметры двухфазных потоков в трубах. Этот вопрос мало изучен; существуют только отдельные работы в этом направлении [5, 6].

В данной работе проведено экспериментальное исследование влияния вибрации на потери давления в трубопроводе с воздушно-водяной смесью. Работа выполнялась на специально разработанном для этих целей экспериментальном стенде (рис. 1), состоящем из водяного и воздушного контуров, участка гидродинамической стабилизации и рабочего участка с длинами соответственно 1,5 и 2 м. Центробежно-вихревой насос 3 подавал воду из бака 2, расположенного выше всех водяных коммуникаций, через измерительные устройства расхода 4 и систему регулирующих вентилей 5 в смеситель 6 и далее в рабочий участок 14.

Подача воздуха в экспериментальный участок производилась от компрессора 11 через ресивер 10, очистительный сепаратор 9, систему измерения расхода 7, систему регулирующих вентилей 8 и смеситель. Воздушно-водяная смесь, образованная в смесителе, после рабочего участка направлялась в сепаратор 1. В сепараторе происходило разделение воздуха и воды, которая поступала обратно в бак (воздух выпускался в атмосферу). Расположенный горизонтально экспериментальный участок с внутренним диаметром 12 мм закреплялся в неподвижных стойках, расстояние между которыми равнялось 2 м. В центре межопорного пролета устанавливался вибратор ВЭДС-100 13.

Измерения перепада давлений проводились непосредственно на экспериментальном участке при помощи батареи дифференциальных манометров 12, рабочей жидкостью в которых служил бромформ.

Вибрация рабочего участка осуществлялась вибратором ВЭДС-100, стол которого был жестко связан с трубопроводом, а частота и ускорение контролировались частотомером и виброизмерителем. Рабочие параметры изменялись в следующих диапазонах: давление $p=0,2-0,3$ МПа; удельные массовые расходы $\rho w=250-$

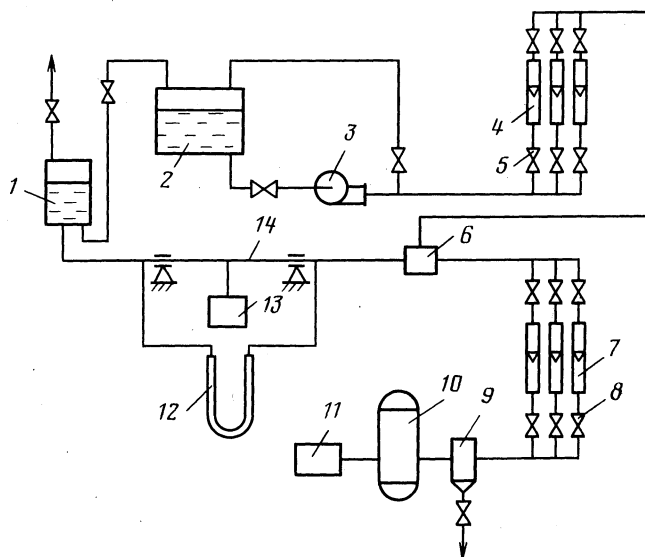


Рис. 1. Схема экспериментального стенда

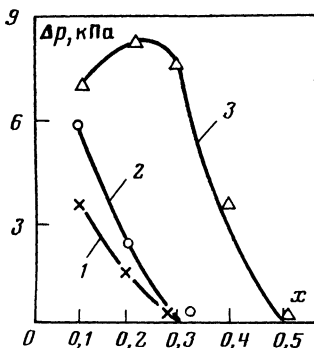


Рис. 2

Рис. 2. Прирост перепада давления в трубопроводе при наличии вибрации ($\rho w = 450 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, $p = 0,3 \text{ МПа}$): 1 — 10 Гц; 2 — 15; 3 — 80

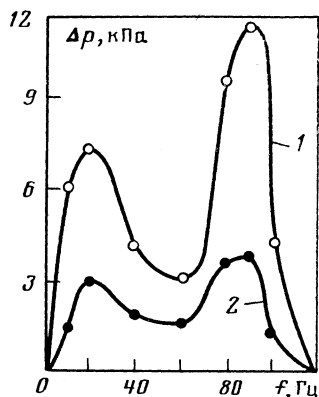


Рис. 3

Рис. 3. Прирост перепада давления в трубопроводе при $\rho w = 450 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$: 1 — $x = 0,05$; $p = 0,2 \text{ МПа}$; 2 — 0,05; 0,3

Рис. 4. Прирост перепада давления в трубопроводе ($\rho w = 260 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, $x = 0,1$): 1 — вибрация с частотой 80 Гц, 2 — 20, 3 — 90

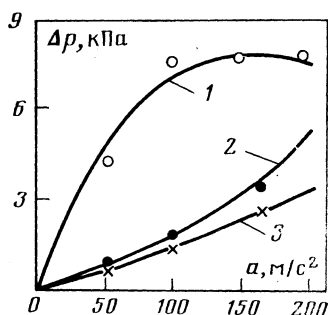


Рис. 4

$800 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, массовые расходные газосодержания $x = 0,025 - 0,6$; частоты 5–120 Гц и ускорения $a = 50 - 200 \text{ м}/\text{с}^2$. Опыты проводились при температуре окружающей среды.

Перед началом опытов экспериментальный участок и система отбора давления заливались водой, а затем подавался воздух. В течение одной серии опытов среднее давление смеси поддерживалось постоянным при помощи подпорных вентилей на выходе сепаратора и контролировалось при помощи образцового манометра, расположенного на входе в участок. После установки требуемого режима движения воздушно-водяной смеси (p , ρw , x) проводился замер перепада давления между входом и выходом из экспериментального участка, затем экспериментальный участок подвергался вибрационному воздействию с заданной частотой и ускорением и проводился новый замер перепада давления.

Влияние вибрации на перепад давления на рабочем участке при протекании в нем воды незначительное. Однако, если в трубопроводе течет воздушно-водяная смесь картина меняется: при малых расходных газосодержаниях вибрационное воздействие приводит к значительному (до 100%) увеличению перепада давления. В случае вибрационного воздействия с частотами 5–10 и 100 Гц максимальный прирост перепада давления наблюдается при самых низких для данной серии опытов газосодержаниях; увеличение газосодержания ведет к уменьшению этого прироста. Прирост перепада давления из-за воздействия вибраций с частотами 15–60 и 90 Гц в пределах удельных массовых расходов $\rho w = 250 - 500 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ также уменьшается по мере увеличения газосодержания смеси. Если удельные массовые расходы изменяются в диапазоне 500–800 $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, то наблюдается максимальный прирост перепада давления, который для данного расхода определяется газосодержанием. С другой стороны, следует отметить, что при воздействии с частотами, близкими к 80 Гц, прирост перепада давления имеет максимум во всем диапазоне исследованных массовых расходов.

На рис. 2 приведены экспериментальные данные по перепаду давления на рабочем участке в зависимости от газосодержания смеси ($p = 0,3 \text{ МПа}$, $\rho w = 260 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$). Эксперименты показали, что на прирост перепада давления от вибрационного воздействия на рабочий участок значительное влияние оказывает частота этого воздействия. В пределах исследуемого диапазона частот и удельных массовых расходов наблюдались два максимальных прироста перепада давления в районе частот 20 и 80 Гц (рис. 3).

В случае вибрационного воздействия с низкими частотами 5–20 Гц перепад давления на рабочем участке увеличивается по мере увеличения ускорения колебаний трубопровода, эта же тенденция имеет место и при вибрациях с частотой 90 Гц. При других частотах перепад давления растет только до определенных значений уско-

рений, после чего дальнейшее увеличение ускорения приводит к уменьшению перепада давления на рабочем участке (рис. 4). Таким образом, существует определенное значение виброускорения, при котором вибрация оказывает наибольшее влияние на гидравлическое сопротивление. Это критическое значение ускорения изменяется в зависимости от массового расхода и частоты вибрационного воздействия.

При анализе прироста перепада давления от вибрационного воздействия с частотами 5–10 и 100 Гц в зависимости от режима течения оказалось, что в данной серии опытов максимальный прирост имеет место при волновом или снарядном режимах течения. Аналогичная картина наблюдается при вибрационном воздействии с частотами 15–60 и 90 Гц, но в пределах $\rho w = 250\text{--}500 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$. При удельных массовых расходах, превышающих $500 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, указанный максимум прироста перепада давления находится в режиме снарядного течения и по мере роста массового расхода смещается в сторону кольцевого и дисперсно-кольцевого режимов течения. Прирост перепада давления от вибрационного воздействия с частотами, близкими к 80 Гц, имеет максимум при $\rho w = 250 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ и попадает на режим, переходный от волнового к кольцевому: при дальнейшем увеличении массового расхода он смещается к дисперсно-кольцевому и дисперсному режимам. Вибрационное воздействие с частотой 120 Гц не оказывало влияния на гидравлическое сопротивление во всей области изменения удельных массовых расходов, давлений и газосодержаний.

Анализ результатов работы показал, что в диапазоне определенных газосодержаний и в зависимости от частоты и виброускорения вибрация оказывает значительное влияние на перепад давления в трубопроводах с двухфазными газожидкостными смесями.

Институт машиноведения АН СССР

Поступило в редакцию
28.VII.1983

Литература

1. Чень И. Н. Конструирование и технология машиностроения. Сер. В, 1968, т. 90, № 1, с. 50.
2. Жукаускас А. А., Катинас В. И., Переднис Э. Э., Микушев А. Н. Тр. АН ЛитССР. Сер. Б, 1977, т. 4(101), с. 101.
3. Нугматулин Б. И. ПМТФ, 1971, № 6, с. 141.
4. Pettigrew M. J., Gorman D. J. In: Seminar on Vibration of Reactor Fuel and Steam Generator Tubes. Pap. N 3b, Moscow, September, 9–12, 1975. Moscow, 1975, p. 1.
5. Pearce H. R. AERE-R6375, Harwell Berkshire, 1970, p. 1.
6. Pearce H. R. AERE-R6504, Harwell, Berkshire, 1970, p. 1.

УДК 532.574:538.4

ОБ ОТСУТСТВИИ ВЛИЯНИЯ ПОПЕРЕЧНОГО МАГНИТНОГО ПОЛЯ НА ПОКАЗАНИЯ ВОЛОКОННО-ОПТИЧЕСКОГО ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ СКОРОСТИ ЖИДКОГО МЕТАЛЛА

Жилин В. Г., Ивочкин Ю. П., Оксман А. А.

Конструкция волоконно-оптического преобразователя скорости (ВОИПС) непрозрачных сред описана в [1, 2]; в [1, 3] обоснована возможность применения его для измерений характеристик турбулентных течений жидких металлов. Наибольший интерес, на наш взгляд, представляет применение ВОИПС для изучения турбулентных течений в магнитном поле. В связи с этим возникает вопрос о влиянии магнитного поля на его работу.

В процессе измерения скорости рабочая жидкость поперечно обтекает цилиндрический чувствительный элемент ВОИПС [1, 2], имеющий характерные размеры $50 \text{ мкм} \times 1 \text{ мм}$. В случае поперечного магнитного поля вектор индукции поля \mathbf{B} ортогонален оси чувствительного элемента и вектору скорости потока. Оценки показывают, что для типичных условий экспериментов в потоке ртути значения чисел Рейнольдса Re и Стюарта N , рассчитанные по диаметру чувствительного элемента, находятся в пределах $0 < Re \leq 50$ и $0 \leq N \leq 0,05$.

Авторами предпринята попытка использовать для оценок степени влияния магнитного поля на работу ВОИПС опытные [4, 5] и расчетные [6] данные о влиянии магнитного поля на коэффициент сопротивления поперечно обтекаемого цилиндра. К сожалению, опытные данные не соответствуют интересующему нас диапазону чисел Re и N : в [4] измерения проведены в диапазоне $300 \leq Re \leq 1200$ и $0 < N \leq 0,5$; в [5] диапазон чисел $Re = 1,5\text{--}209$ приемлем, однако слишком велики числа N (до 25). Расчет [6] проведен только для значения $Re = 40$ и $N \geq 0,25$. Кроме того, прямое использование опытных данных для цилиндра постоянного сечения в данном случае не вполне правомерно, поскольку цилиндрический чувствительный элемент ВОИПС плавно переходит в державку большого диаметра, что может сказаться на характере влияния магнитного поля на обтекание чувствительного элемента. С другой стороны, экстраполяция полученных в [4, 5] интерполяционных формул на интересующий нас диапазон значений Re и N дает сильное (до 45%) влияние поля на характеристики ВОИПС. В связи с этим авторами данной работы проведено экспериментальное исследование этого влияния, в результате которого получена зависимость выходного сигнала ВОИПС от скорости при различных значениях \mathbf{B} .