принимаются на изогнутой поверхности стержня. Присоединенная масса жидкости в этом случае может быть определена по формулам гидродинамики.

Во втором направлении при исследовании гидроупругости решаются две независимые задачи — задача гидродинамики и задача теории колебаний. При таком подходе сначала определяется форма колебаний конструкции в пустоте, затем инерционное и демпфирующее влияния жидкости, при этом форма колебаний принимается такой же, как и в пустоте. В этом случае задача о колебаниях конструкции в жидкости уже не является в строгом смысле задачей гидроупругости, поскольку теряется зависимость гидродинамического давления на конструкцию от деформации последней. Сопоставление результатов расчетов, выполненных по методам обоих направлений, с данными экспериментов показывает хорошее совпадение.

Решение задач по методам первого направления весьма затруднительно, поэтому в настоящее время для практических расчетов в основном используют методы второго направления (упрощенная задача гидроупругости), применяя которые можно получить решение для инерционного и демпфирующего воздействий водной среды на колебания некоторых элементов сооружений.

При решении задачи упругих колебаний стержней в безграничной жидкости получаются сложные выражения для определения присоединенной массы или частоты собственных колебаний стержней в жидкости. Поэтому некоторые исследователи считают, что для упругоколеблющегося стержня присоединенную массу жидкости можно принимать как и для абсолютной жесткой балки, т. е. величина присоединенной массы не зависит от формы колебаний.

Колеблющийся подводный трубопровод имеет длину, значительно превышающую его диаметр (при меньшей длине колебания трубопроводов не происходят), максимальная амплитуда колебаний также значительно меньше его длины. Поэтому можно считать, что при колебаниях угол между осью трубы и нормалью к ней практически мало отличается от 90°. Очевидно, в этом случае величины присоединенной массы для жесткого цилиндра и упругоколеблющегося трубопровода такого же диаметра должны различаться незначительно, т. е. результаты экспериментов, полученные в условиях плоской задачи, можно использовать применительно к трубопроводам, представляющим собой пространственную конструкцию. Это предположение подтверждается результатами экспериментов, выполненных авторами с жесткими и упругими моделями цилиндров.

Следует отметить, что при определении собственных частот высших тонов изгибных колебаний стержней и соответствующих им значений присоединенной массы жидкости необходимо учитывать деформацию сдвига и инерцию поворота сечения. При не-

учете этих факторов величина присоединенной массы жидкости будет зависеть от номера гармоники колебаний, что и имело место во многих ранее выполненных исследованиях.

Таким образом, присоединенная масса жидкости для колеблющегося трубопровода в безграничной жидкости принимается как и для жесткого тела по формуле

$$m_{\text{пр}} = \rho \frac{\pi D^2}{4} l, \tag{5.7}$$

где ρ — плотность жидкости; D и l — внешний диаметр и длина трубопровода.

При колебаниях подводных трубопроводов могут быть самые разнообразные граничные условия (расположение трубопровода на дне, вблизи дна и свободной поверхности, в траншее), затрудняющие теоретическое определение присоединенной массы жидкости. Поэтому для установления инерционного влияния окружающей воды на колебания подводного трубопровода авторами были выполнены экспериментальные исследования применительно к различным условиям практики.

Существуют различные экспериментальные методы определения присоединенной массы. В приводимых исследованиях присоединенную массу определяли сравнением частот вертикальных колебаний цилиндра в воздухе и в жидкости. Основное достоинство этого метода — простота установки и получение достоверных данных, так как опыты проводятся в реальной жидкости с учетом реальных граничных условий.

Опыты проводили в гидравлическом лотке прямоугольного сечения размером 1×1, 5×12 м в условиях плоской и пространственной задач. Для случая плоской задачи применяли жесткие цилиндры диаметрами $D=28{,}5\div108$ мм, длиной l около 1000 мм. Для случая пространственной задачи использовали модели цилиндров размерами $D=32/1$ мм, $l=4481$ мм; $D=33/2$ мм, $l=2894$ мм; $D=51/1{,}4$ мм и $l=5400$ мм. Цилиндры по концам закреплялись шарнирно и представляли собой систему с распределенными параметрами, собственные колебания их соответствовали первому тону. Частоту и амплитуду колебаний измеряли тензорезисторами с использованием усилителя ТА-5 и осциллографа Н-700.

Опыты проводились для следующих безразмерных параметров: относительное расстояние от свободной поверхности до верха образующей цилиндра $h/D=0$; 0,25; 0,5; 1,0; 1,5; 2,0; 3,0 и 4,0; относительное расстояние от дна лотка до нижней образующей цилиндра $s/D=0{,}25$; 0,5; 0,75; 1,0; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0 и 4,0.

При колебаниях трубопроводов в траншеях исследовалось влияние на присоединенную массу следующих параметров: относительное удаление трубопровода от дна $s/D=0{,}25$; 0,5; 1,0; 1,5; 2,0; угол заложения откосов траншеи $\alpha=0$; 45; 60 и 90°; относительная ширина траншеи по дну $b/D=2$; 3; 4 и 5.