

УДК 539.3

ПОПЕРЕЧНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ПРЯМОЛИНЕЙНОЙ СЕКЦИИ ТРУБОПРОВОДА. АНАЛИЗ ВКЛАДА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ И КОРИОЛИСОВЫХ СИЛ

© 2011 г.

В.Н. Жермоленко¹, Е.А. Лопаницын²

¹Российский госуниверситет нефти и газа им. И.М. Губкина, Москва

²Московский государственный технический университет «МАМИ»

zhermol@yandex.ru

Поступила в редакцию 24.08.2011

Рассматриваются малые установившиеся поперечные колебания прямолинейного участка трубопровода с ламинарным потоком идеальной несжимаемой среды, моделирующие вибрацию двухопорной секции трубопровода. Исследуется вклад в амплитуду резонансных поперечных колебаний и их частот силы Кориолиса и центробежной силы, возникающих в транспортируемой среде при изгибных колебаниях трубопровода.

Ключевые слова: прямолинейный трубопровод, ламинарный поток идеальной несжимаемой среды, малые установившиеся поперечные колебания, учет кориолисовых и центробежных сил.

Первые исследования взаимодействия потока жидкости или газа с трубопроводом были выполнены Е.Л. Эшли, Дж. Хевилендом и В.И. Федосьевым в середине XX века. Наиболее полные по составу учитываемых нагрузок уравнения поперечных колебаний трубопровода приведены в [1–6]. Сила Кориолиса приводит к существенному усложнению решения начально-краевых задач из-за их несамосопряженности. Тем не менее, она учитывается рядом авторов, что позволяет исследовать особенности процесса колебаний и сопутствующие ему тонкие явления [7]. Однако существует серия исследований, например [4, 8], посвященных колебаниям трубопроводов нефтегазового сортамента, где влиянием силы Кориолиса пренебрегают. Теоретическое обоснование такого упрощения не дается, хотя присутствует оговорка о том, что это возможно для диапазонов плотности и скорости среды, транспортируемой в нефтегазовой промышленности. В связи с этим цель работы состоит в исследовании влияния кориолисовых, а также центробежных сил на амплитуды и частоты поперечных колебаний трубопровода и выяснение условий, при которых пренебрежение ими является допустимым.

Малые установившиеся поперечные колебания секции трубопровода, покоящейся на двух опорах, в рамках стержневой модели Бернулли – Эйлера с учетом демпфирования окружающей среды, центробежных и кориолисовых сил, а также с учетом его наддува описывается уравнениями:

$$N_{,x} = 0 \quad (0 \leq x \leq l, t \geq 0),$$

$$mw_{,tt} + \alpha w_{,t} + 2m_f v_f w_{,xt} - (N - F_p - m_f v_f^2) w_{,xx} + EJ w_{,xxxx} = -mg, \quad (1)$$

$N = ES_t u_{,x} + 2vF_p$, $m = m_f + \rho_l S_l$, $m_f = \rho_f S_f$, $F_p = F_{p0} + \Delta F_p \cos \omega t$, $\Delta F_p = \Delta p S_f$, где N – продольные усилия в трубопроводе, l – длина пролета секции; m – ее суммарная погонная масса, w – прогиб, α – коэффициент демпфирования окружающей среды, m_f – масса транспортируемого потока, v_f – его скорость F_p – усилие «на заглушку» в трубопроводе, создаваемое внутренним давлением, E – модуль упругости материала трубы, J – момент инерции ее поперечного сечения, S_l – площадь поперечного сечения трубной оболочки, S_f – площадь ее проходного сечения, v – коэффициент Пуассона материала трубы, ρ_l – его плотность, u – продольные перемещения точек упругой линии трубопровода, ρ_f – плотность транспортируемой среды, p_0 – стационарная составляющая давления в ней, Δp – величина пульсации давления в движущейся среде, ω – частота пульсации давления.

В рамках данного исследования можно пренебречь влиянием отбрасываемых частей трубопровода и дополнить уравнения (1) условиями шарнирного опирания:

$$x=0: u=w=M=0, \quad x=l: u=w=M=0, \quad (2)$$

при которых секция трубопровода из-за больших амплитуд колебаний и наибольших изгибных напряжений находится в более опасном случае нагружения.

В этом случае краевая задача (1), (2) имеет аналитическое решение

$$u^* = 0, N^* = 2vF_p^*, w^* = \sum_{n=1}^{\infty} \left[U_{n0} + \sum_{r=1}^{\infty} (U_{nr} \cos r\omega^* \tau + V_{nr} \sin r\omega^* \tau) \right] \sin n\pi\xi, \quad (3)$$

где $u^* = uES_t / (m\omega_0^2 l^3)$, $N^* = N / (m\omega_0^2 l^2)$, $w^* = w / (2R)$, $F_p^* = F_p / (m\omega_0^2 l^2)$, $\omega^* = \omega / \omega_0$, $\tau = \omega_0 / t$, $\xi = x / l$, $\omega_0 = [EJ / (ml^4)]^{0.5}$, R – радиус поперечного сечения трубопровода, а коэффициенты U_{n0} , U_{nr} и V_{nr} ($n, r = 1, 2, 3, \dots$) определяются как решение бесконечной системы линейных алгебраических уравнений, получаемой из второго уравнения (1). Ее решение искалось численно, для чего ряд в (3) и матрица системы алгебраических уравнений усекались. Число членов в ряде подбиралось из условия получения 4-х верхних знаков норм прогиба $\|w^*\|$ и наибольших изгибных напряжений $\|\sigma^*\|$ в трубопроводе ($\sigma^* = 2\sigma l^2 / (ER^2)$).

Исследование малых поперечных колебаний секции трубопровода проводилось в окрестностях первых трех собственных частот. Варьирование скоростью движения среды от нуля до первой критической $v_{fcr}^* = v_{fcr} / (\omega_0 l)$, когда колебания устойчивы, позволило выявить ее влияние на эти резонансные частоты и соответствующие им амплитуды колебаний в виде норм статических и динамических составляющих прогиба $\|w_s^*\|$, $\|w_d^*\|$ и наибольших изгибных напряжений $\|\sigma_s^*\|$, $\|\sigma_d^*\|$. Зависимость первой резонансной частоты $\|\omega_{res}^*\|$ и соответствующих ей норм прогиба и изгибных напряжений от скорости среды v_f^* иллюстрируется рис. 1 и 2 на примере секции трубопровода с параметрами: $l = 10$ м, $R = 350$ мм, $h = 10$ мм, $E = 20500$ кГ/мм², $\nu = 0.28$, $\rho_f = 1000$ кг/м³, $\rho_t = 7800$ кг/м³, $p_0 = 80$ атм, $\Delta p = 1$ атм, $\alpha = 10$ н·с/м². Для этих значений $v_{fcr} = 273$ м/с ($v_{fcr}^* = 3.82$). На рис. 1 и 2 кривые, описывающие эти зависимости, обозначены номером l . При этом частота представлена сплошной кривой, нормы прогиба – штрих-пунктирной линией, а норма изгибных напряжений – штриховой кривой.

Такие же исследования были выполнены еще для трех случаев: во втором уравнении (1) не учитывалось слагаемое, которое отвечает за силы Кориолиса; оно решалось без слагаемого, которое описывает центробежные силы; секция трубопровода рассматривалась без учета как центробежных, так и кориолисовых сил. На рис. 1 и 2 этим случаям соответствуют кривые 2, 3 и 4 соответственно.

Таким образом, пренебрежение силами Кориолиса при больших скоростях транспортируемой среды приводит к заниженным оценкам амплитуд прогиба и изгибных напряжений первой фор-

мы колебаний трубопровода, а центробежными силами – к заниженным оценкам как статических, так и их динамических составляющих прогибов и напряжений. Однако при размерах поперечного сечения труб и значениях плотности, скорости среды и давления в ней ($v_f^* \leq 0.1v_{fcr}^*$), присущих трубопроводам нефтегазовой промышленности, учет сил Кориолиса и центробежных сил несущественен, поскольку приводит к уточнению решения для первого резонанса, не превосходящего 3%, а для более высоких резонансов – к еще более незаметному уточнению.

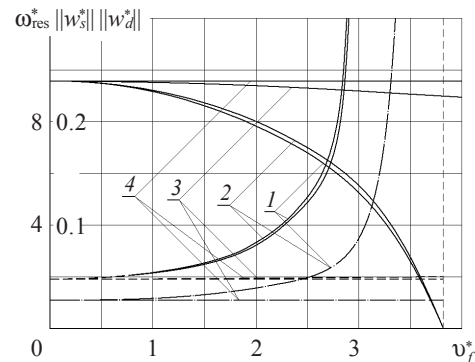


Рис. 1. Зависимость первой резонансной частоты и норм прогиба от скорости движения среды

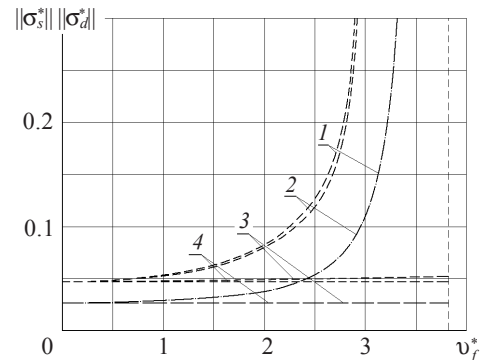


Рис. 2. Зависимость норм наибольших изгибных напряжений от скорости движения среды

Работа выполнена при поддержке РФФИ (грант №10-01-00409).

Список литературы

1. Paidoussis M.P., Issid N.T. Dynamic stability of pipe conveying fluid // J. Sound and Vibr. 1974. V. 30, No 3. P. 267–294.
2. Овчинников В.Ф., Смирнов Л.В. Уравнения малых колебаний пространственного трубопровода с текучей жидкостью // Прикладные проблемы прочности и пластичности. ГГУ. Горький. 1977. Вып. 7. С. 77–84.
3. Зефилов В.Н., Колесов В.В., Милославский А.И. Исследование собственных частот прямолинейного трубопровода // Изв. РАН. МТТ. 1985. №1. С. 179–188.
4. Герштейн М.С. Динамика магистральных трубопроводов. М.: Недра, 1992. 282 с.

5. Фролов К.В., Махутов Н.А., Каплунов С.М. и др. Динамика конструкций гидроаэроупругих систем. М.: Наука, 2002. 397 с.

6. Овчинников В.Ф., Смирнов Л.В. Численно-аналитическое исследование гидроупругих колебаний консольного трубопровода // Проблемы прочности и пластичности. Нижегород. ун-т, 2006. Вып. 68. С. 38–44.

7. Нестеров С.В., Акуленко Л.Д., Коровина Л.И. Поперечные колебания трубопровода с равномерно движущейся жидкостью // Докл. РАН. 2009. Т. 427. №6. С. 1–4.

8. Козобков А.А., Коппель А.И., Мессерман А.С. Электрическое моделирование вибраций трубопроводов. М.: Машиностроение, 1974. 148 с.

**TRANSVERSE VIBRATIONS OF RECTILINEAR SECTION OF THE PIPE-LINE.
THE ANALYSIS OF THE CONTRIBUTION OF CORIOLIS AND CENTRIFUGAL FORCES**

V.N. Zhermolenko, E.A. Lopanitsyn

The small periodic transverse vibrations of a rectilinear site of the pipe with a laminar stream of the ideal incompressible fluid, which modeling vibration of simple support section of the pipeline, are considered. The effect of Coriolis and centrifugal forces on the resonant amplitude of the transverse vibrations and their frequencies, which arising in the transported fluid, is investigated.

Keywords: rectilinear pipe, a laminar stream of the ideal incompressible fluid, the small periodic transverse vibrations, the account Coriolis and centrifugal forces.