НАГРУЗКИ ОТ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СИЛ В ТРУБОПРОВОДАХ С ПОВОРОТАМИ

LOADINGS FROM CENTRIFUGAL FORCES IN PIPELINES WITH TURNS

И.С. ИВАНОВ заместитель исполнительного директора ООО «Научно-технический центр «Промбезопасность-Оренбург», кандидат технических наук Оренбург ivanov@orfi.ru

I.S. IVANOV the assistant to the chief executive of Open Company «Scientific and technological center «Prombezopasnost-Orenburg» Orenburg

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: Трубопроводы, нагрузка, центробежная сила
KEYWORDS: Pipelines, loading, centrifugal force

В статье приводятся теоретические исследования по определению центробежных нагрузок на поворотах трубопроводов. Решение получено в замкнутом виде, позволяет определить величину нагрузок и их направления.

In article theoretical researches by definition of centrifugal loadings on turns of pipelines are resulted. The decision is received in the closed kind, allows to define size of loadings and their direction.

Анализ многочисленных экспертиз эстакад под технологические трубопроводы показывает, что наиболее уязвимыми являются участки в непосредственной близости к поворотам трубопроводов, а также расположения П-образных компенсаторов. Известно, что на опоры эстакад воздействуют различные нагрузки: собственный вес конструкций и транспортируемого продукта, температурные воздействия, ветровые, снеговые нагрузки, а также технологические нагрузки. Несмотря на то, что в большинстве случаев используются типовые решения, которые рассчитывались по известным методикам, на местах, близких к поворотам, отмечаются значительные деформации опор, смещения трубопроводов. Причиной этого могут быть технологические нагрузки, в частности центробежные силы от транспортируемого материала, которые не учитываются известными методиками расчета.

Рассматривается задача по определению центробежных сил при известных параметрах трубопровода (диаметр, угол поворота, радиус закругления оси трубопровода), а также физических характеристик транспортируемого продукта. Схема расчета дана на рисунке.

Принимается, что скорости движения в прямолинейном участке всех частиц продукта одинаковы (плоскопараллельное движение, характерное для ламинарного потока), а скорости движения в круговой части распределяются по линейному закону (тем больше, чем они дальше от центра вращения). В общем виде закон распределения скоростей в круговой части трубопровода можно записать:

$$V_x = V_o + kx \tag{1}$$

где x – расстояние от центра вращения до движущейся частицы;

V_o, k – параметры, определяемые из граничных условий, а именно:

$$\text{при } x=0,\ V_x=0 \tag{2}$$

отсюда имеем

$$V_o = 0 \tag{3}$$

Величину k определим из условия равенства объемов проходящей жидкости в прямолинейной и круговой частях из уравнения (учитывая симметрию сечения трубы)

$$V \cdot t = \frac{V_Д + V_С}{2} \cdot t \tag{4}$$

где t – произвольный промежуток времени;
V – средняя скорость движения жидкости в прямолинейном участке трубопровода;
$V_Д$, $V_С$ – скорости частиц в точках Д, С схемы.
С учетом (1) и (3) имеем:

$$V_Д = k \cdot (R - r) \tag{5}$$

$$V_С = k \cdot (R + r) \tag{6}$$

Тогда выражение (4) с учетом (5), (6) и сокращения на t после преобразований будет:

$$V = kR \tag{7}$$

Отсюда

$$k = \frac{V}{R} \tag{8}$$

С учетом вышеизложенного закон распределения скоростей (3) будет:

$$V_x = \frac{V}{R} \cdot x \tag{9}$$

Очевидным является область определения аргумента x в выражении (9):

$$(R - r) \le x \le (R + r) \tag{10}$$

Выделим бесконечно малый элемент $d\alpha dx$ расположенный под углом α к оси x.

Центробежная сила действующая на этот элемент будет:

$$dF = \frac{dm \cdot V_x^2}{x} \tag{11}$$

где dm – масса бесконечно малого элемента:

$$dm = \rho \cdot dU \tag{12}$$

где ρ – плотность транспортируемого материала;
dU – элементарный объем:

$$du = 2Zxdxd\alpha \tag{13}$$

отсюда dF будет:

$$dF = \frac{2\rho \cdot V^2 x \cdot Zdxd\alpha}{R^2} \tag{14}$$

При этом 2Z – длина хорды, (см. схему расчета)
Определим величину Z из ΔABO_1

$$Z = \sqrt{r^2 - (R - x)^2} \tag{15}$$

Тогда

$$dF = \frac{2\rho \cdot V^2 x \cdot \sqrt{r^2 - (R-x)^2}\, dxd\alpha}{R^2} \tag{16}$$

Вертикальная составляющая всей нагрузки в пределах угла поворота β будет:

$$F_y = \int\limits_{\alpha=0}^{\alpha=\beta} \int\limits_{x=R-r}^{x=R+r} \frac{2\rho \cdot V^2}{R^2} x \cdot \sqrt{r^2 - (R-x)^2} \sin\alpha dx d\alpha \tag{17}$$

Интегрируя по α имеем:

$$F_y = \int\limits_{x=R_o-r}^{x=R_o+r} \left[\frac{2\rho \cdot V^2}{R^2} x \cdot \sqrt{r^2 - (R-x)^2} \int\limits_{\alpha=0}^{\alpha=\beta} \sin\alpha d\alpha \right] dx =$$

$$= \int\limits_{x=R_o-r}^{x=R_o+r} \frac{2\rho \cdot V^2}{R^2} x \cdot \sqrt{r^2 - (R-x)^2} dx \left[-\cos\alpha\right] \Big|_0^\beta = \tag{18}$$

$$= \frac{2\rho \cdot V^2 (1 - \cos\beta)}{R^2} \cdot \int\limits_{R-r}^{R+r} x\sqrt{r^2 - (R-x)^2} dx$$

Интегрируя по x, имеем:

$$F_y = \frac{2\rho V^2 (1-\cos\beta)}{R^2} \int\limits_{R-x}^{R+x} x\sqrt{r^2 - (R-x)^2} dx =$$

$$= \frac{2\rho V^2 (1-\cos\beta)}{R^2} \Bigg\{ \frac{R}{2} \Bigg[(R-x)\sqrt{r^2 - (R-x)^2} \tag{19}$$

$$+ r^2 \arcsin\frac{R-x}{r} \Bigg] +$$

$$+ \frac{1}{2}\sqrt{r^2 - (R-x)^2} \left[-\frac{2r^2}{3} + \frac{2(R-x)^2}{3} \right] \Bigg\} \Bigg|_{R-r}^{R+r}$$

Подставляя пределы интегрирования, имеем:

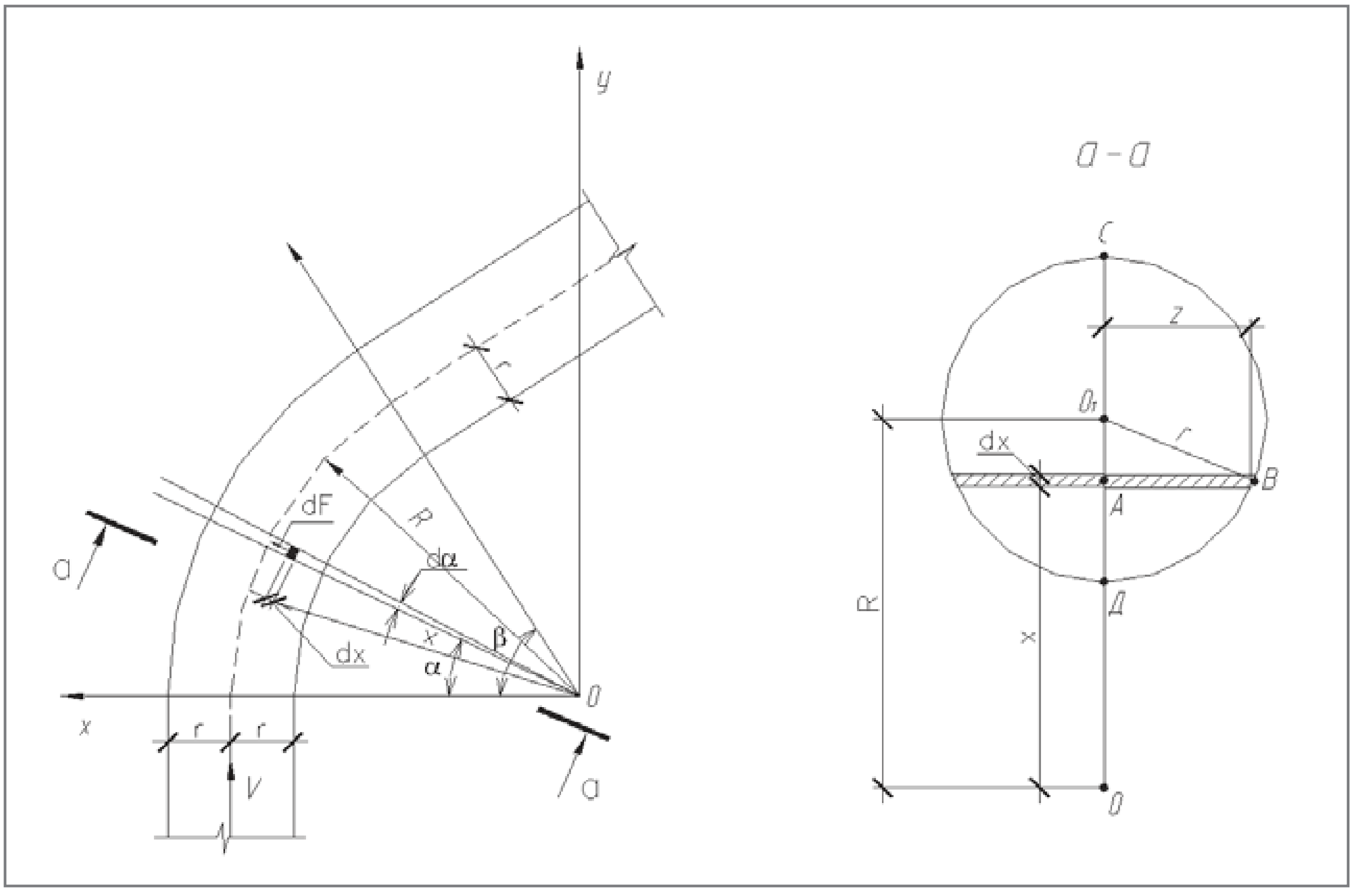

Рис. 1. Схема расчета

$$F_y = \frac{\pi\rho V^2 r^2}{R}(1-\cos\beta) \quad (20)$$

Рассуждая аналогичным образом, горизонтальная составляющая всей нагрузки в пределах угла поворота β будет:

$$F_x = \int_{\alpha=0}^{\alpha=\beta}\int_{x=R-r}^{x=R+r} \frac{2\rho V^2}{R^2} x\sqrt{r^2-(R-x)^2}\cos\alpha\, dx\, d\alpha \quad (21)$$

Интегрируя выражение (21) по *α* и по x после соответствующих преобразований имеем:

$$F_x = \frac{\pi\rho V^2 r^2}{R}\sin\beta \quad (22)$$

Равнодействующая нагрузки (ее модуль) от центробежных сил будет:

$$F = \sqrt{F_y^2 + F_x^2} = \sqrt{\left[\frac{\pi\rho V^2 r^2}{R}(1-\cos\beta)\right]^2 + \left[\frac{\pi\rho V^2 r^2}{R}\sin\beta\right]^2} = \frac{\sqrt{2}\pi\rho V^2 r^2}{R}\sqrt{(1-\cos\beta)} \quad (23)$$

Уравнение (23) – скалярная величина равнодействующей центробежной силы от движущегося продукта плотностью ρ со скоростью V в трубопроводе радиусом r, с радиусом его закругления R и повороте на угол β.

Угол наклона равнодействующей нагрузки η к горизонтальной оси x определим из выражения:

$$tg\eta = \frac{F_y}{F_x} = \frac{\dfrac{\pi\rho V^2 r^2}{R}(1-\cos\beta)}{\dfrac{\pi\rho V^2 r^2}{R}\sin\beta} = \frac{1-\cos\beta}{\sin\beta} \quad (24)$$

Учитывая известные соотношения [1]:

$$\frac{1-\cos\beta}{\sin\beta} = tg\left(\frac{\beta}{2}\right) \quad (25)$$

Выражение для угла наклона η будет:

$$\eta = arctg\left[tg\left(\frac{\beta}{2}\right)\right] = \frac{\beta}{2} \quad (26)$$

Вектор равнодействующей нагрузки направлен по биссектрисе угла *β*, что и должно быть в силу физических соображений (биссектриса является осью симметрии поворотной части трубопровода).

Для наиболее распространенного случая в практике строительства, а именно при повороте трубопровода на 90^0 имеем:

$$F_x^{90} = F_y^{90} = \frac{\pi\rho V^2 r^2}{R} \quad (27)$$

Равнодействующая нагрузки:

$$F = \frac{\sqrt{2}\pi\rho V^2 r^2}{R} \quad (28)$$

Угол наклона нагрузки к трубопроводу

$$\eta = \frac{90}{2} = 45^0$$

Наиболее важной величиной является равнодействующая нагрузки F (уравнение 23). Проанализируем уравнение (23)

- Равнодействующая центробежных сил прямо пропорциональна плотности транспортируемого продукта и обратно пропорциональна радиусу поворота трубопровода;
- При увеличении скорости движения продукта и радиуса трубопровода нагрузка увеличивается в квадратичной зависимости;
- При увеличении радиуса поворота трубопровода R до ∞ нагрузка уменьшается до нуля, что и должно быть (выполнение граничных условий);
- При уменьшении угла поворота трубопровода нагрузка уменьшается, в предельном состоянии (угол поворота стремится к нулю) нагрузка стремится к нулю, что и должно быть для прямолинейных трубопроводов (граничные условия соблюдаются).

ВЫВОДЫ.

1. Определены нагрузки, возникающие на углах поворота трубопроводов, а также направления их действия.
2. Необходимо учитывать влияние данных нагрузок при проектировании трубопроводных систем.

ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА:

1. И. С. Градштейн, И. М. Рыжик. Таблицы интегралов, сумм, рядов и произведений. Москва, 1971.