XXXII Неделя науки СПбГПУ. Материалы межвузовской научно-технической конференции. Ч.I : С. 3-5, 2004.

УДК 539.3

О.А.Григорьева (6 курс, каф. МВТС), А.С.Большев, д.т.н., проф.

РАСЧЕТ ВНУТРЕННИХ СИЛ, ВОЗНИКАЮЩИХ В РАЙЗЕРАХ ПРИ КАЧКЕ МОРСКИХ ПЛАВУЧИХ ПЛАТФОРМ

Работа сооружений в море связана с воздействиями ветра, волн и течений. Морская вода является агрессивной средой, а сложные внешние условия повышают вероятность возникновения аварийных ситуаций. Поэтому, должна быть обеспечена достаточная конструкционная надежность сооружений.

Одним из наиболее ответственных элементов плавучих платформ является система райзеров, соединяющих платформу с устьем скважины, находящимся на дне.

Как известно, по конструкции райзеры бывают жесткими натяжными и гибкими. Жесткие райзеры применяются для платформ с натяжными связями (TLP System). Гибкие райзеры используют в полупогружных платформах. Под действием волн и течений гибкие райзеры совершают колебания вместе с платформой, при этом существенно изменяется их геометрическое расположение в пространстве.

Для формирования математической модели динамики райзера необходимо описать перемещения элементов райзера во времени, в зависимости от перемещений платформы и условий заделки концевых сечений райзера. Также необходимо учитывать конечность деформаций райзера и его начальную конфигурацию.

Наиболее универсальным и относительно дешевым способом решения указанного круга вопросов является создание мощного программного комплекса, позволяющего в короткий срок выполнить математическое моделирование всех режимов функционирования самых разных вариантов создаваемых сооружений.

В рамках программного комплекса «Anchored Structures» реализовано решение уравнения движения сооружения совместно с системой движения якорных связей и райзеров. В результате этого вычисляются текущие длины каждого участка якорной связи или райзера, натяжение в каждой узловой точке райзера, направляющие косинусы, движения каждой узловой точки относительно условно неподвижной жидкости (с учетом течения и волнения).

Но, так как разрушающие напряжения могут возникнуть в сечении райзера, находящемся между узлами, то необходимо уточнить результат решения уравнения движения якорных связей и райзера путем моделирования напряженного состояния элемента райзера.

Напряженное состояние элемента райзера моделируется посредством безынерционного упругого стержня, прямолинейного в недеформированном состоянии.

Уравнение изгиба имеет вид:

$$C\underline{W}^{IV} = \underline{f}_n, \tag{1}$$

где $C = EI$ – изгибная жесткость стержня; E – модуль Юнга, I – момент инерции сечения стержня; $\underline{W}$ – прогиб стержня.

Предполагаем, что направление внешней нагрузки $\underline{f}_n$ монотонно меняется вдоль длины стержня, и ее можно записать следующим образом:

$$\underline{f}_n = f_0 \underline{\underline{P}} \cdot \underline{n}_0, \tag{2}$$

где f_0 – величина внешней нагрузки, $\underline{n}_0$ – орт направления нормальной нагрузки при $s = 0$; $\underline{\underline{P}}$ – тензор поворота, описывающий изменение направления внешней нагрузки по длине, на интервале $0 \le s \le L$.

$$\underline{\underline{P}} = \underline{\tau}_d \otimes \underline{\tau}_d + (\underline{\underline{E}} - \underline{\tau}_d \otimes \underline{\tau}_d)\cos\nu s + \underline{\tau}_d \times \underline{\underline{E}}\sin\nu s, \qquad \nu = \frac{\theta(L) - \theta(0)}{L} = \frac{\Delta\theta}{L}. \tag{3}$$

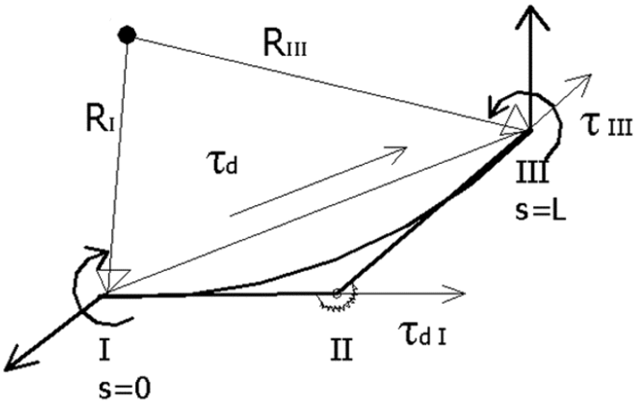

Рис. 1. Модель элемента райзера

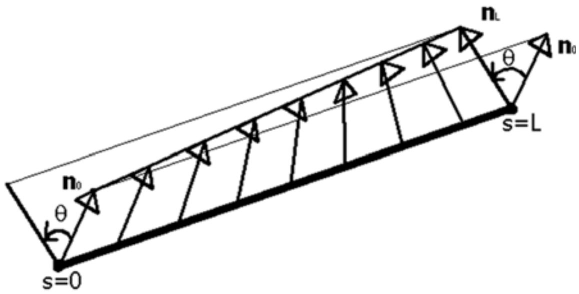

Рис. 2. Модель внешней нагрузки

Проинтегрировав уравнение изгиба упругой линии (1), выполнив граничные условия и удовлетворив соотношению упругости, получаем прогиб, изгибающий момент и перерезывающую силу.

Обозначим для удобства:

$$\underline{\sigma}(s) = \frac{f_0}{C}\left[-\nu^{-4}(1 - \cos\nu s + \frac{\nu^{-2}s^2}{2})\underline{n}_0 + \underline{\tau}_d \times \underline{n}_0(\nu^{-4} + s\nu^{-3})\right]; \tag{4}$$

$$\underline{\lambda}(s) = \frac{f_0}{C}\left[(s\nu^{-2} - \nu^{-3}\sin\nu s)\underline{n}_0 - \underline{\tau}_d \times \underline{n}_0(\nu^{-3}(1 - \cos\nu s) + \frac{s^2\nu^{-1}}{2})\right]. \tag{5}$$

Выражение для прогиба запишем следующим образом:

$$\underline{W}(s) = -s\underline{\tau}_d \times \underline{\varphi}_0 - \frac{s^2}{2C}\underline{\tau}_d \times \underline{M}(0) - \frac{s^3}{6C}\underline{Q}(0) + \underline{\sigma}(S). \tag{6}$$

Выражение изгибающих моментов для $s = 0$:

$$\underline{M}(0) = -\frac{4C\underline{\varphi}_0}{L} - \frac{2C\underline{\varphi}_L}{L} - \frac{6C}{L^2}\underline{\tau}_d \times \underline{\sigma}(L) + \frac{2C}{L}\underline{\tau}_d \times \underline{\lambda}(L). \tag{7}$$

Выражение перерезывающей силы для $s = 0$:

$$\underline{Q}(0) = \underline{\tau}_d \times \left[\frac{6C}{L^2}(\underline{\varphi}_0 + \underline{\varphi}_L) + \frac{12C}{L^3}\underline{\tau}_d \times \underline{\sigma}(L) - \frac{6C}{L^2}\underline{\tau}_d \times \underline{\lambda}(L)\right], \tag{8}$$

где φ_0 – угол, на который необходимо повернуть $\underline{\tau}_d$ до совмещения с $\underline{\tau}_I$ на торце $s = 0$; φ_L – угол, на который необходимо повернуть $\underline{\tau}_d$ до совмещения с $\underline{\tau}_{III}$ на торце $s = L$.

Окончательный вид распределения изгибающего момента и перерезывающей силы по длине сегмента райзера:

$$\underline{M}(s) = \underline{M}(0) - s\underline{\tau}_d \times \underline{Q}(0) - \frac{f_0}{\nu^2}[\underline{n}_0(\cos\nu s - 1) + \underline{\tau} \times \underline{n}_0(\sin\nu s - \nu s)], \tag{9}$$

$$\underline{Q}(s) = \underline{Q}(0) + \frac{f_0}{\nu}[\underline{\tau} \times \underline{n}_0 \sin\nu s - \underline{n}_0(1 - \cos\nu s)]. \tag{10}$$

Таким образом, полученные в настоящей работе выражения для прогиба (6), изгибающего момента (9) и перерезывающей силы (10) в полной мере описывают внутренние силы, возникающие в элементах райзера. С помощью предложенного математического аппарата можно определить напряжения, возникающие в райзере, и проверить его надежность.