УДК 621.887.663::622.324.5

DOI: 10.35211/1990-5297-2020-6-241-53-58

*Е. К. Тимофеев, Б. А. Жуков, А. Е. Годенко, Е. Ю. Липатов***АНАЛИЗ ПРОЧНОСТИ РАЗРЕЗНОГО КОЛЬЦА МЕХАНИЗМА БЛОКИРОВКИ
ПОДВЕСКИ НАСОСНО-КОМПРЕССОРНОЙ ТРУБЫ****Волгоградский государственный технический университет**

e-mail: dvr@vstu.ru

В статье рассмотрен анализ напряженно-деформированного состояния разрезного кольца механизма блокировки подвески насосно-компрессорной трубы в разжатом положении аналитическим и численным методами. При анализе численным методом приведено обоснование использования упруго-пластической модели материала и произведена оценка прочности конструкции.

Ключевые слова: механизм блокировки, разрезное кольцо, напряженно-деформированное состояние, эквивалентная пластическая деформация, подводная скважина.

*Е. К. Timofeev, B. A. Zhukov, A. E. Godenko, E. Yu. Lipatov***STRENGTH ANALYSIS OF THE SPLIT RING
OF THE TUBING HANGER LOCKDOWN MECHANISM****Volgograd State Technical University**

The article discusses the analysis of the stress-strain state of the split ring of the locking mechanism of the pump and compressor pipe suspension in the unpressed position by analytical and numerical methods. In the analysis by numerical method, the rationale for using an elastic-plastic model of the material is given and the structural strength is estimated.

Keywords: locking mechanism, split ring, stress-strain state, equivalent plastic deformation, offshore well.

Введение

Подвеска насосно-компрессорной трубы (ПНКТ) применяется в системах подводной добычи сложных углеводородов и является чрезвычайно сложным наукоемким оборудованием. В настоящее время на предприятии АО «ФНПЦ «ТИТАН-БАРРИКАДЫ»» ведется разработка проектно-конструкторской документации и изготовление опытного образца ПНКТ. Основным назначением данной конструкции является удержание колонны из свинченных труб, длина которой может достигать до 3000 м, а вес до 300 тс, а также перенаправление добываемого флюида из добычного канала в каналы подводной фонтанной арматуры. ПНКТ подвержена действию скважинного давления и является противовыбросным барьером в случае различных аварийных ситуаций, включая обрыв колонны насосно-компрессорной трубы (НКТ). Действующее давление в скважине вызывает вертикальное усилие, которое стремится сместить ПНКТ в осевом направлении, что может вызвать нарушение герметичности в уплотнении между ПНКТ и клапанным блоком подводной фонтанной арматуры (ПФА). Следует отметить, что при проектировании данной конструкции стоит острый вопрос о надежном закреплении ПНКТ в клапанном блоке ПФА. Дан-

ную функцию берет на себя так называемый механизм блокировки, конструкция которого приведена на рис. 1.

Рис. 1. Механизм блокировки в аксонометрическом разрезе: 1 – коническая втулка; 2 – разжимное кольцо; 3 – корпус клапанного блока ПФА; 4 – корпус ПНКТ

Блокировка ПНКТ осуществляется с помощью разжимного кольца 2, активация которого производится перемещением конической втулки 1 на 95 мм вниз посредством инструмента для спуска. Разжимное кольцо 2 при его активации перемещается по конической поверхности корпуса ПНКТ 4, имеющей угол конуса 4° . В конце хода конической втулки 1 разжимное кольцо 2 своим волнистым профилем попадает в ответные канавки, расположенные на корпусе клапанного блока ПФА 3. Работу механизма блокировки условно можно разделить на два этапа. На первом этапе происходит разжатие разрезного кольца до касания с ответной частью клапанного блока ПФА. На втором этапе происходит выборка зазоров между деталями и последующая запрессовка кольца конической втулкой. Разрезное кольцо в заблокированном состоянии подвержено достаточно сложному силовому воздействию. Статья посвящена исследованию напряженно-деформированного состояния кольца на первом этапе работы механизма блокировки с целью предоставления в ходе проектных работ заключения о прочности и работоспособности конструкции.

Аналитическое решение

Общий вид разрезного кольца приведен на рис. 2.

Рис. 2. Общий вид разрезного кольца

Существует достаточно большое количество расчетных схем разрезных колец, одна из которых для примера описана в [1, 2]. В нашей статье в качестве аналитического метода решения была выбрана расчетная схема согласно [3]. Для такой схемы в процессе разжатия кольцо не будет соприкасаться с конической втулкой по всему контуру. На участках АВ кольцо отстает от втулки, и полное соприкосновение будет только на участке ВВ (рис. 3).

Рис. 3. Расчетная схема разжимного кольца:
1 – разжимное кольцо; 2 – коническая втулка

Усилия, возникающие в точках А и В

$$Q_1 = 4,75 \frac{E J_y \Delta}{D^3} = 4,75 \frac{205000 \cdot 136552 \cdot 28}{420^3} = 50253 \text{ Н,}$$

$$Q_2 = 2,56 \frac{E J_y \Delta}{D^3} = 2,56 \frac{205000 \cdot 136552 \cdot 28}{420^3} = 27083 \text{ Н,}$$

где $E = 205000$ МПа – модуль упругости разрезного кольца; $J_y = 136552$ мм⁴ – момент инерции поперечного сечения разрезного кольца; $\Delta = 28$ мм – деформация кольца в радиальном направлении необходимая для полного контак-

та с корпусом подводной фонтанной арматуры;
 $D = 420$ мм – внутренний диаметр кольца.

Усилие, созданное распределенной нагрузкой интенсивности q

$$Q_3 = \frac{8EJ_3 \Delta l}{D^3} = \frac{8 \cdot 205000 \cdot 136552 \cdot 28 \cdot 447}{420^3} = 90076 \text{ Н},$$

$$Q = 2(Q_1 + Q_2) + Q_3 = 2(50253 + 27083) + 90076 = 244748 \text{ Н}.$$

Максимальные напряжения, вызванные изгибом кольца

$$\sigma_{\max} = 2,37 \frac{E \Delta \cdot x_{\max}}{D^2} = 2,37 \frac{205000 \cdot 28 \cdot 16,42}{420^2} = 1266 \text{ МПа},$$

где $x_{\max} = 16,42$ мм – максимальное расстояние от центра масс сечения 1-1 до края (рис. 1).

Коэффициент запаса прочности для кольца при разжатии

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max}} = \frac{883}{1266} = 0,697$$

где $\sigma_T = 883$ МПа – предел текучести материала кольца.

Полученный результат аналитического решения показал, что при деформации кольца в радиальном направлении на 28 мм в попереч-

где $l = \frac{\pi D \cdot \alpha}{360} = \frac{3,14 \cdot 420 \cdot 122^\circ 35'}{360} = 447$ мм – длина дуги ВВ.

Общее радиальное усилие, необходимое для разжатия кольца

ном сечении возникают напряжения, которые превышают предел текучести материала. Следует отметить, что аналитическое решение выполнено в рамках линейной постановки и не учитывает возникновение пластических деформаций. В связи с этим было принято решение использовать численный метод с привлечением упруго-пластического модели материала кольца. Кривая деформирования упруго-пластического материала разжимного кольца была построена на основании методики, указанной в [4]. Она приведена на рис. 4.

Рис. 4. Кривая деформирования упруго-пластического материала

Численное решение

Численное решение выполнялось в программном пакете ANSYS® Mechanical, Release 18.1. На основе рабочих чертежей технического проекта была создана трехмерная

CAD – модель разрезного кольца. В качестве граничных условий было установлено на кромке D, согласно рис. 5, ограничение на перемещение по оси ox , также запрещено перемещение вдоль нормали поверхности C.

Рис. 5. Граничные условия численной модели

С целью сокращения времени, необходимо на численный счет, рассматривалась половина кольца: на поверхности А было установлено условие его симметрии. Нагрузка на разжимное кольцо была приложена как равномерно распределенное давление на поверхности В. Значение давления было определено методом подбора, который осуществлялся до тех пор,

пока радиальная деформация кольца вдоль оси ох не составила 28 мм. Для оценки напряженно-деформированного состояния в постпроцессоре расчетного комплекса ANSYS®, согласно рис. 6, были выведены картины распределения нормальных напряжений, вызванные действием изгиба кольца.

Normal Stress
Type: Normal Stress(X Axis)
Unit: MPa
Global Coordinate System
Time: 6
23.03.2020 15:00

901,36 Max
743,35
520,02
296,69
73,351
-149,98
-373,32
-596,65
-819,99
-1043,3 Min

Рис. 6. Нормальные напряжения в кольце в МПа

Как можно заметить, зона действия максимальных напряжений в численной модели кольца совпадает с максимальной зоной на

эпюре, приведенной на рис. 3. Значение максимального сжимающего напряжения на наружной поверхности кольца составляет 817 МПа,

что на 37 % меньше, чем при аналитическом счете, что объясняется учетом в численной модели упруго-пластических свойств материала.

Распределение эквивалентных пластических деформаций в кольце показано на рис. 7.

Рис. 7. Эквивалентная пластическая деформация

Для оценки прочности использовался критерий локального разрушения в соответствии с системой стандартов ISO 13628, описанный в [5], согласно которому эквивалентная пластическая деформация по теории Мизеса в любой точке тела не должна превышать следующего значения

$$\varepsilon_{\text{ред}} \leq \min \left[0,1; 0,5 \cdot \left(1 - \frac{\sigma_y}{\sigma_u} \right) \right],$$

где $\varepsilon_{\text{ред}}$ – эквивалентная пластическая деформация; σ_y – расчетный предел текучести материала при проектной температуре; σ_u – расчетный предел прочности на растяжение материала при проектной температуре.

Допускаемые пластические деформации для материала кольца согласно критерию локального разрушения:

$$[\varepsilon] = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{\sigma_y}{\sigma_u} \right) = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{827}{1034} \right) = 0,1 \text{ отн. ед.}$$

Как видно из рис. 6, максимальная эквивалентная пластическая деформация составляет 0,0022 отн. ед., что не превышает допускаемое значение 0,1 отн. ед., то есть критерий допустимых деформаций выполнен. Результат численного моделирования показал, что при полном разжатии прочность разрезного кольца механизма блокировки обеспечена.

Выводы

1. В результате анализа напряженно-деформированного состояния кольца аналитическим методом было установлено, что возникающие напряжения превышают предел текучести материала, коэффициент запаса прочности при этом составил – 0,697.

2. Для обеспечения более точной аппроксимации фактического поведения конструкции кольца была разработана численная модель, в которой были учтены упруго-пластические свойства материала.

3. Анализ численного решения показал, что при полном разжатии разрезного кольца, возникают пластические деформации, которые составляют 0,22 %. Согласно критерию, регламентируемому системой стандартов ISO 13628, это на работоспособность конструкции не влияет.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Глинникова, Т. П. Определение профиля сечения самопружинящего запорного органа клапана поршневого компрессора / Т. П. Глинникова, М. Л. Хазин, С. А. Волегов // Изв. вуз. Горный журнал, 2011. – № 3. – С. 23–26.
2. Петров, А. Л. Выявление деформаций разрезного упорного кольца уплотнения гребного вала при разведении на монтажную величину / А. Л. Петров, Л. С. Баева, В. И. Колодяжный, Ж. В. Кумова, Н. Е. Петрова // Современные наукоемкие технологии. – 2019. – № 5. – С. 69–74.

3. *Феодосьев, В. И.* Избранные задачи и вопросы по сопротивлению материалов / В. И. Феодосьев. – Москва, 1967. – 376 с. с ил.

4. 2015 ASME Boiler and Pressure Vessel Code. Section VIII Rules for Construction of Pressure Vessels, Division 2 Alternative Rules. – New York. – 2015. – 315 p.

5. ISO 13628-7:2005 (Identical) Petroleum and Natural Gas Industries – Design and Operation of Subsea Production Systems—Part 7: Completion/workover riser systems. – Recommended Practice for Completion/Workover Risers: ANSI/API recommended practice 17G. – Second Edition, 2006. – Washington, D.C. – 242 p.