

УДК 539.3

КОНТАКТНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ БАНДАЖА И ПОЛОГО ЦИЛИНДРА С ДЕФЕКТОМ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ ВНУТРЕННЕМ ДАВЛЕНИИ

Чебаков М. И., Колосова Е. М., Ляпин А. А.

CONTACT INTERACTION OF BANDAGE AND HOLLOW CYLINDER UNDER
VARIOUS INNER PRESSURE

Chebakov M. I., Kolosova E. M., Lyapin A. A.

The Vorovich Research Institute of Mechanics and Applied Mathematics of Southern Federal
University, Rostov-on-Don, 344006, Russia
e-mail: chebakov@math.sfedu.ru

Abstract. The process of contact interaction of steel cylinder pipeline and bandage in presence of inclusion in surface layer of pipeline under the bandage studied. There is the fixed variable of time on the inner surface of pipeline. Two variants of interaction between pipeline and bandage are considered: rigid connection and frictional contact. In addition, various kinds of unsteady load are considered. The surface of inclusion could be described as part of ellipsoid.

Corresponding problem could be considered as mathematical model of the pipeline with the near-surface volume defects after repair.

The study described the stress-strain state of pipeline and the influence of load changing character and mechanical parameters on the concentration of stresses near the defect zone.

The problem was solved using finite element package ANSYS 11. Model twenty-node finite element structural SOLID95 used to construct the finite element, which is modeling elastic deformations. Further for contact surfaces the elements CONTA174 and TARGE170 were used. We selected FULL TRANSIENT analysis with an optimal partition in time for simulation of the dynamic process so that the selected partition provides sufficient accuracy for the resulting solutions of finite element mesh. Consequently using larger time step simulation shows less accurate results. For different partitions of areas the optimal time step was determined. Taking into account the nonlinearity of the problem, an asymmetric solver was used for the solution.

In calculations the main attention was paid to calculation of maximum values for the effective stress in the pipe, which, as shown by preliminary calculations, are in point at the interface between the pipe and inclusions.

Based on these results it can be concluded that for the considered dynamic and static problems effective stress at the same internal pressures do not differ from each other. Obviously, this is due to the fact that the considered thin-walled structures have negligible inertia.

Keywords: pipeline, defect, bandage, finite element method

В настоящее время одним из наиболее эффективных способов ремонта магистральных нефте-газотрубопроводов с поверхностными дефектами без остановки их эксплуатации является установка бандажей из различных материалов с предварительным заполнением объемных поверхностных дефектов, вызванных, например, коррозией, различными наполнителями. Поставленная задача может рассматриваться как математи-

Чебаков Михаил Иванович, д-р физ.-мат. наук, профессор, заведующий отделом механики контактных взаимодействий Научно-исследовательского института механики и прикладной математики им. Воровича И. И. Южного федерального университета; e-mail: chebakov@math.sfedu.ru.

Колосова Елена Михайловна, канд. физ.-мат. наук, ведущий научный сотрудник отдела механики контактных взаимодействий Научно-исследовательского института механики и прикладной математики им. Воровича И. И. Южного федерального университета; e-mail: ekolosova@sfedu.ru.

Ляпин Александр Александрович, канд. физ.-мат. наук, младший научный сотрудник отдела механики контактных взаимодействий Научно-исследовательского института механики и прикладной математики им. Воровича И. И. Южного федерального университета; e-mail: jeroma61@yandex.ru.

Работа выполнена в рамках государственного задания (базовая часть) Минобрнауки России (проект № 213.01-11/2014-28).

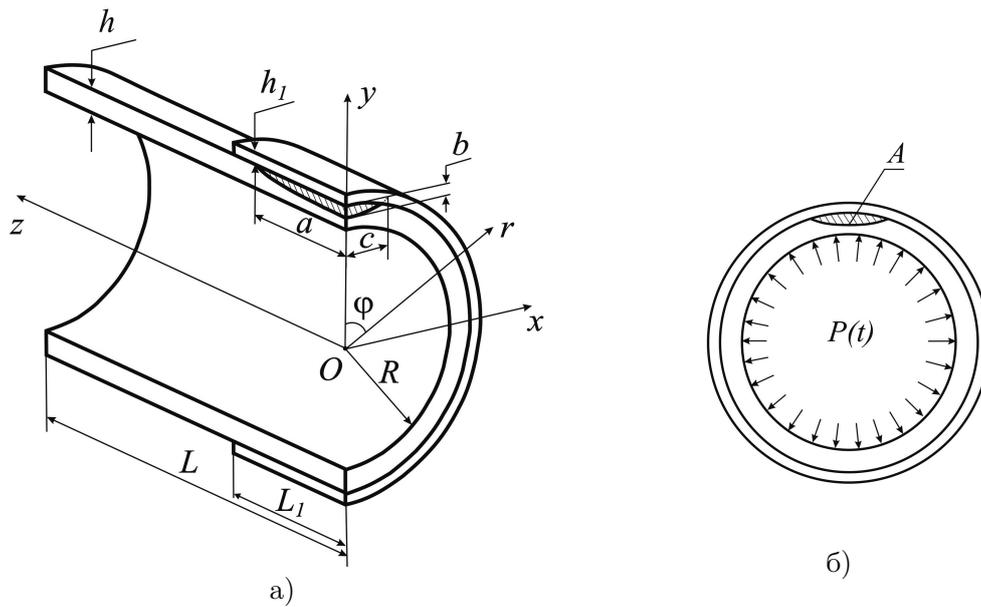


Рис. 1. Геометрия исследуемого объекта и задание нагрузки

ческая модель такого трубопровода с приповерхностным объемным дефектом после ремонта.

На основе метода конечных элементов [1] исследовано напряженно-деформированное состояние трубопровода и определено влияние характера изменения нагрузки и механических параметров конструкции на концентрацию напряжений в окрестности дефекта.

Подобные задачи в статической постановке рассматривались, например, в [2–5]. Моделирование таких задач является неотъемлемой частью создания методов ремонта и поддержания нефте-газотрубопроводов в рабочем состоянии [6–8].

1. Постановка задачи

В цилиндрической системе координат (r, ϕ, z) рассмотрим цилиндрический слой $(|z| \leq L, R \leq r \leq R+h)$ длины $2L$ с внутренним радиусом R и толщиной стенки h (рис. 1), который в дальнейшем будем называть трубой (тело 1). Пусть на внешней поверхности цилиндрического слоя (трубы) находится бандаж, представляющий собой цилиндрический слой $(|z| \leq L_1, R+h \leq r \leq R+h+h_1)$ длины $2L_1$ ($L_1 < L$) с внутренним радиусом $R_1 = R+h$ и толщиной стенки h_1 (тело 2). Бандаж может быть жестко закреплен на поверхности цилиндра либо взаимодействовать с ним при наличии трения. Пусть также под бандажом в цилиндрическом слое находится

включение в форме усеченного цилиндрической поверхности $r = R_1$ эллипсоида, имеющего плоскости симметрии $x = 0$, $y = R_1$ и $z = 0$ (x, y, z — декартовы координаты), с полуосями c, b и a , при этом большая полуось $a < L_1$ расположена на поверхности $r = R_1$ параллельно оси z , $b < h$ (тело 3). Предполагается, что в общем случае материалы цилиндра, бандажа и трубы имеют различные упругие постоянные: E_1, ν_1 — модуль Юнга и коэффициент Пуассона трубы, E_2, ν_2 — бандажа, а E_3, ν_3 — включения. Пусть на внутреннюю поверхность цилиндрического слоя $r = R$ действует равномерно распределенная нагрузка интенсивности $P(t)$, в общем случае зависящая от времени t (рис. 1б).

Таким образом, вся рассматриваемая конструкция имеет две плоскости симметрии $z = 0$ и $x = 0$. С учетом этого будем рассматривать четверть конструкции при $x \geq 0$, $z \geq 0$, ограниченную плоскостями симметрии (рис. 1а) при условии отсутствия на них нормальных перемещений и касательных напряжений.

В итоге для рассматриваемой кусочно-неоднородной конструкции приходим к краевой задаче для уравнений теории упругости с инерциальными членами при следующих граничных условиях:

$$\begin{aligned} u_x^j &= 0, & \tau_{xy}^j &= \tau_{xz}^j = 0, & (1.1) \\ x &= 0, & j &= 1, 2, 3, \end{aligned}$$

$$u_z^j = 0, \quad \tau_{zx}^j = \tau_{zy}^j = 0, \quad (1.2)$$

$$z = 0, \quad j = 1, 2, 3$$

$$\sigma_r^1 = P(t), \quad \tau_{rz}^1 = \tau_{r\phi}^1 = 0, \quad (1.3)$$

$$r = R, \quad 0 \leq z \leq L, \quad t \geq 0,$$

$$\sigma_r^1 = \tau_{rz}^1 = \tau_{r\phi}^1 = 0, \quad (1.4)$$

$$r = R_1, \quad L_1 < z < L,$$

$$\sigma_z^1 = \tau_{zr}^1 = \tau_{z\phi}^1 = 0, \quad z = L. \quad (1.5)$$

Здесь u_x^j, u_z^j — перемещения, $\sigma_r^j, \tau_{xy}^j, \tau_{xz}^j, \tau_{r\phi}^j, \tau_{rz}^j, \tau_{zr}^j, \tau_{z\phi}^j$ — компоненты тензора напряжений в теле с номером j .

Кроме того пусть на поверхности S_1 , являющейся поверхностью раздела трубы и включения, заданы условия равенства напряжений и перемещений в трубе и включении (жесткое соединение), а на поверхностях S_2 и S_3 , по которым бандаж взаимодействует соответственно с включением и трубой вне включения, заданы также условия равенства напряжений и перемещений в бандаже и включении, бандаже и трубе (задача А) или условия контакта этих поверхностей при наличии сил Кулоновского трения (задача Б).

С аналогичными граничными условиями для задачи А рассмотрим также задачу В в случае, если бандаж является ортотропным телом (стеклопластиком) с константами $E_1, E_2, E_3, \mu_{12}, \mu_{13}, \mu_{23}, G_{12}, G_{13}, G_{23}$ [9].

2. Конечно-элементное моделирование

Задача решалась с помощью конечно-элементного пакета ANSYS 11 [1]. Для построения конечно-элементной модели был использован двадцатиузловой структурный конечный элемент SOLID95, моделирующий упругие деформации. Контактные поверхности задавались с помощью контактных элементов CONTA174 и TARGE170. Конечно-элементное разбиение строилось свободным образом с помощью элементов пирамидальной формы и сгущалось в трубе при приближении к включению, а также в самом включении для достижения оптимальной точности расчетов. В некотором отдалении от включения в трубе сетка конечных элементов делалась крупнее, так как упругие поля в этой зоне не представляют большого интереса, а время расчета, как известно, значительно зависит от количества элементов. Была проведена проверка точности проведенных

расчетов путем изменения количества узлов в построенной конечно-элементной модели.

Для моделирования динамического процесса был выбран FULL TRANSIENT анализ с оптимальным разбиением по времени с тем, чтобы выбранное разбиение обеспечивало достаточную точность решения для полученной конечно-элементной сетки. При использовании большего шага по времени моделирование показывало менее точные результаты. При различных разбиениях областей определялся наиболее оптимальный шаг по времени. Учитывая нелинейность задачи, для решения был использован несимметричный решатель.

Расчеты напряженно-деформированного состояния проводилось как при фиксированном давлении, так и переменным во времени. В процессе изменения внутреннего давления требовалось решить большое количество задач в соответствии с количеством шагов по времени. Для проведения расчетов использовалась суперкомпьютерная система, состоящая из четырех вычислительных кластеров Edge-8 «Т-Платформы» с производительностью по 300 гигафлопс каждый, и лицензионное программное обеспечение ANSYS 11.0 с возможностями проведения параллельных вычислений. Использование суперкомпьютерной системы позволило значительно сократить время расчетов.

На рис. 2 показан пример конечно-элементного разбиения области трубы вблизи дефекта.

При проведении расчетов основное внимание было уделено расчету значений максимальных эффективных напряжений в трубе, которые, как показали предварительные расчеты, находятся в точке А с декартовыми координатами $(0, R-b, 0)$ (рис. 1б), находящейся на линии пересечения плоскостей $z = 0$ и $x = 0$ на границе раздела трубы и включения.

Рассмотрено два варианта изменения внутреннего давления в трубе $P(t)$, графики которых изображены на рис. 3а и 3б, где по горизонтали указано время в секундах, а по вертикали — давление в МПа.

В табл. 1 и 2 (столбцы 3, 4) приведены результаты расчетов в задачах А и Б (с коэффициентом трения $\mu = 0,2$) в случае переменного давления в рамках линейной теории упругости соответственно для двух вариантов изменения внутреннего давления $P(t)$.

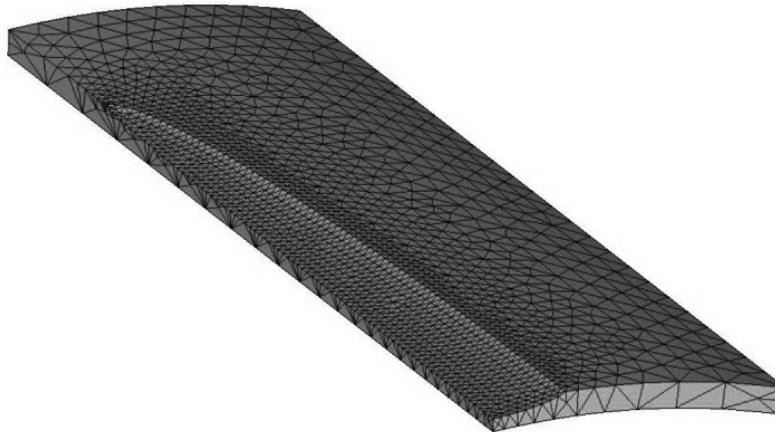


Рис. 2. Конечно-элементное разбиение

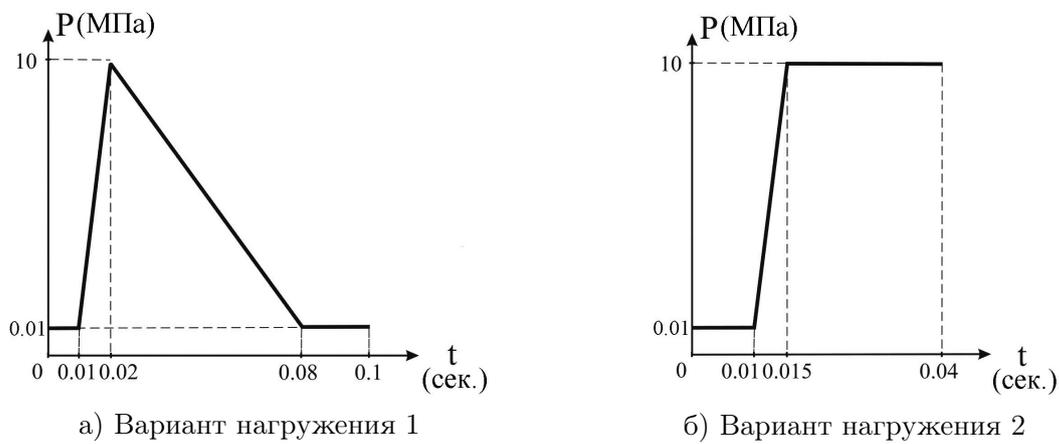


Рис. 3. Варианты нагружения

Таблица 1. Значения эффективных напряжений σ_e в точке А (нагружение 1)

t (сек)	P(t) (МПа)	σ_e (Динамика) (МПа)		σ_e (Статика) (МПа)	
		задача А	задача Б $\mu = 0,2$	задача А	задача Б $\mu = 0,2$
1	2	3	4	5	6
0,01	0,01	0,724	1,16	0,736	1,18
0,01	0,01	0,724	1,16	0,736	1,18
0,012	2,01	144	218	146	227
0,014	4,01	293	444	289	435
0,016	6,00	428	626	431	632
0,018	8,00	574	825	571	816
0,02	10,0	706	995	709	996
0,03	8,34	598	871	594	847
0,04	6,67	477	711	478	692
0,05	5,01	360	547	360	532
0,06	3,34	242	378	242	365
0,07	1,68	122	198	122	189
0,08	0,01	0,712	1,22	0,736	1,18
0,084	0,01	1,10	1,00	0,736	1,18
0,092	0,01	1,14	1,00	0,736	1,18
0,1	0,01	1,05	1,55	0,736	1,18

Таблица 2. Значения эффективных напряжений σ_e в точке А (нагружение 2)

t (сек)	P (МПа)	σ_e (Динамика) (МПа)		σ_e (Статика) (МПа)	
		задача А	задача Б $\mu = 0,2$	задача А	задача Б $\mu = 0,2$
1	2	3	4	5	6
0,0008	0,01	0,772	1,00	0,736	1,18
0,0056	0,01	0,772	1,27	0,736	1,18
0,0104	0,809	54,8	79,9	59,2	93,9
0,0112	2,41	176	265	175	268
0,012	4,00	290	439	289	433
0,0128	5,60	401	593	403	590
0,0136	7,20	517	749	516	742
0,0144	8,80	624	891	627	893
0,0152	10,0	711	1000	710	996
0,02	10,0	709	1010	710	996
0,0296	10,0	708	1010	710	996
0,0392	10,0	708	1010	710	996
0,04	10,0	708	1010	710	996

 Таблица 3. Изменение эффективных напряжений σ_e в точке А в зависимости от коэффициента трения μ

μ	σ_e (МПа)
0,01	907
0,05	904
0,2	893
0,5	873

Для сравнения в столбцах 5, 6 приведены результаты расчетов в задаче А и Б в статической постановке при соответствующих фиксированных значениях внутреннего давления. Расчеты проведены при следующих геометрических параметрах: $R = 0,5$ м, толщина стенки трубы $h = 0,015$ м, полудлина трубы $L = 2$ м, толщина стенки бандажа $h_1 = 0,005$ м, полудлина бандажа $L_1 = 0,5$ м, полуоси эллипсоидальной каверны (включения) в трубе $a = 0,4$ м по оси z , $b = 0,0075$ м по оси y , $c = 0,045$ м по оси x . Материалы трубы, бандажа и включения приняты изотропными со следующими упругими постоянными: труба — $E_1 = 2 \cdot 10^5$ МПа, $\nu_1 = 0,3$, $\rho_1 = 7850$ кг/м³, бандаж — $E_2 = 5 \cdot 10^4$ МПа, $\nu_2 = 0,3$, $\rho_2 = 7400$ кг/м³, включение — $E_3 = 3,5 \cdot 10^3$ МПа, $\nu_3 = 0,36$, $\rho_3 = 1170$ кг/м³, где ρ_i — плотность материала.

Из табл. 1 и 2 видно, что значения эффективных напряжений σ_e в точке А, полученные в задаче Б (бандаж контактирует с трубой с трением), больше значений, полученных в задаче А (бандаж жёстко соединён с трубой) как в динамике, так и в статике.

Изменение значений эффективных напряжений σ_e в точке А в зависимости от коэффициента трения μ в статической постановке иллюстрирует табл. 3, из которой видно, что при увеличении коэффициента трения значения эффективных напряжений уменьшаются. При этих расчетах внутреннее давление полагалось равным $P = 8,8$ МПа.

В табл. 4 (столбец 3) приведены результаты расчетов для задачи В для варианта изменения внутреннего давления $P(t)$, график которого изображен на рис. 3а. В столбце 4 приведены для сравнения решения для задачи В в статической постановке при соответствующих значениях внутреннего давления. При этом геометрические размеры и упругие постоянные материалов трубы и включения остались такими же, как для расчетов в табл. 1 и 2, а материал бандажа взят ортотропным (стеклопластик) со следующими упругими постоянными: $E_1 = 18,6$ ГПа, $E_2 = 24,6$ ГПа, $E_3 = 6$ ГПа, $\mu_{12} = 0,15$, $\mu_{23} = 0,18$, $\mu_{13} = 0,42$, $G_{12} = 4$ ГПа, $G_{23} = 3$ ГПа, $G_{13} = 3$ ГПа. Предполагается, что главные оси ортотропии материала бандажа сов-

Таблица 4. Значения эффективных напряжений σ_e в точке А (нагружение 1)

t (сек)	P (МПа)	σ_e (Динамика) (МПа)	σ_e (Статика) (МПа)
1	2	3	4
0,002	0,01	0,796	0,807
0,01	0,01	0,796	0,807
0,012	2,01	158	160
0,014	4,01	319	316
0,016	6,00	466	466
0,018	8,00	624	620
0,02	10,0	766	769
0,03	8,34	653	645
0,04	6,67	519	520
0,05	5,01	393	393
0,06	3,34	265	264
0,07	1,68	134	134
0,08	0,01	0,778	0,807
0,084	0,01	0,114	0,807
0,088	0,01	1,28	0,807
0,096	0,01	1,19	0,807
0,1	0,01	1,07	0,807

падают с главными направлениями кривизны его срединной поверхности.

Из табл. 1, 2, 4 можно сделать выводы о малом отличии значений эффективных напряжений σ_e в точке А, посчитанных в задачах А, Б, В в динамической постановке, от значений, посчитанных в статической постановке при соответствующих фиксированных значениях внутреннего давления.

На рис. 4–5 в качестве иллюстрации приведены распределения эквивалентных напряжений σ_e и нормальных напряжений σ_ϕ в задаче А в статической постановке, когда материал бандаж изотропный, а значение внутреннего давления $P = 0,01$ МПа и $P = 10$ МПа соответственно.

На рис. 6–7 приведены распределения эквивалентных напряжений σ_e и нормальных напряжений σ_ϕ в задаче Б (коэффициент трения $\mu = 0,2$) в статической постановке, когда материал бандаж — изотропный, а значение внутреннего давления $P = 0,01$ МПа и $P = 10$ МПа соответственно.

На рис. 8а–8б приведены графики эквивалентных напряжений σ_e и напряжений σ_ϕ соответственно в зависимости от времени t для варианта изменения внутреннего давления $P(t)$, график которого изображен на рис. 3а. На рис. 9а–9б приведены аналогичные графики для варианта изменения внутреннего давления $P(t)$, график которого изображен на рис. 3б.

На основании полученных результатов можно сделать вывод о том, что для рассмотренных динамических и статических задач эффективные напряжения при одинаковых внутренних давлениях практически не отличаются друг от друга. Очевидно, это связано с тем, что рассмотренные тонкостенные конструкции обладают незначительной инерцией.

Литература

1. ANSYS Rel. 11.0. Theory Reference for ANSYS and ANSYS Workbench. SAS IP Inc. Canonsburg, 2007. 1110 с.
2. Бесчетников А., Львов Г. И. Контактная задача для цилиндрической оболочки с бандажом из композитного материала // Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Динаміка і міцність машин. 2012. №67 (973). С. 19–25.
3. Abdalla Filho J. E., Machado R. D., Bertin R. J., Valentini M. D. On the failure pressure of pipelines containing wall reduction and isolated pit corrosion defects // Computers and Structures. 2014. Vol. 132. P. 22–33.
4. Rajabipour A., Melchers R. E. A numerical study of damage caused by combined pitting corrosion and axial stress in steel pipes // Corrosion Science. 2013. Vol. 76. P. 292–301.
5. Chiodo M. S. G., Ruggieri C. Failure assessments of corroded pipelines with axial defects using stress-based criteria: Numerical studies and verification analyses // International Journal of Pressure Vessels and Piping. 2009. Vol. 86. P. 164–176.

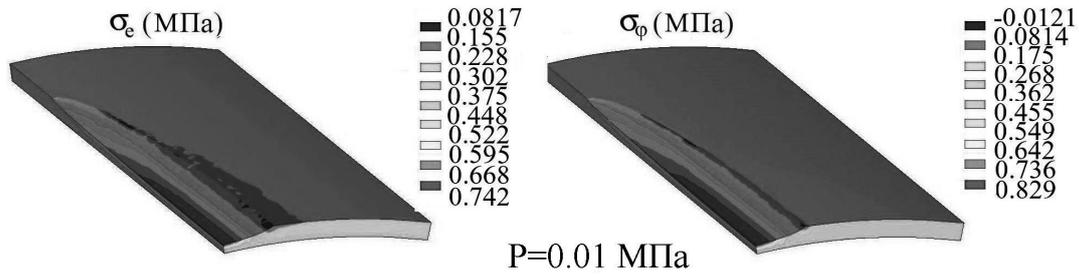


Рис. 4. Распределения эквивалентных напряжений σ_e и напряжений σ_ϕ в задаче А в статической постановке, материал бандажа — изотропный, $P = 0,01$ МПа

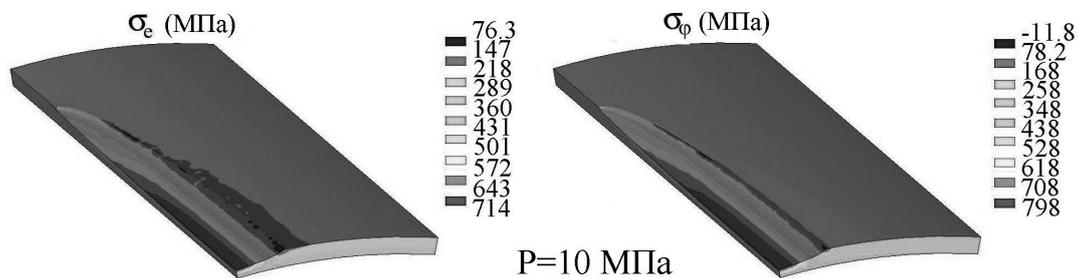


Рис. 5. Распределения эквивалентных напряжений σ_e и напряжений σ_ϕ в задаче А в статической постановке, материал бандажа — изотропный, $P = 10$ МПа

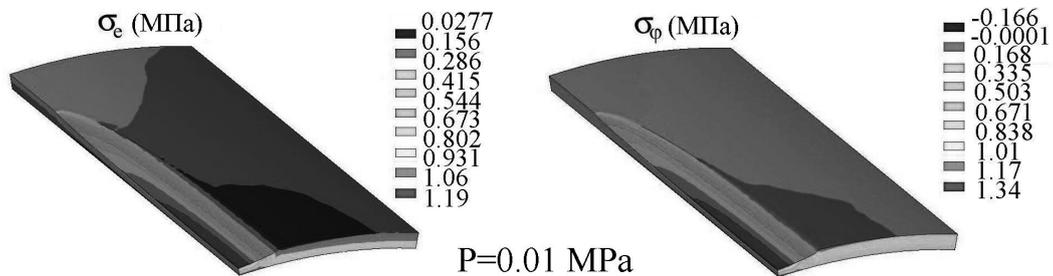


Рис. 6. Распределение эквивалентных напряжений σ_e и напряжений σ_ϕ в задаче Б (коэффициент трения $\mu = 0,2$) в статической постановке, материал бандажа — изотропный, $P = 0,01$ МПа

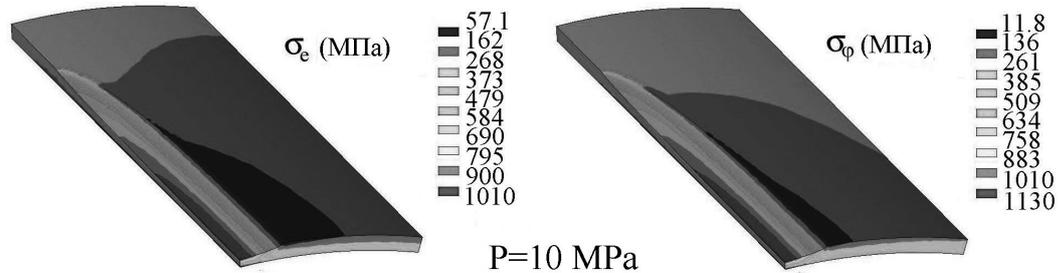


Рис. 7. Распределение эквивалентных напряжений σ_e и напряжений σ_ϕ в задаче Б (коэффициент трения $\mu = 0,2$) в статической постановке, материал бандажа — изотропный, $P = 10$ МПа

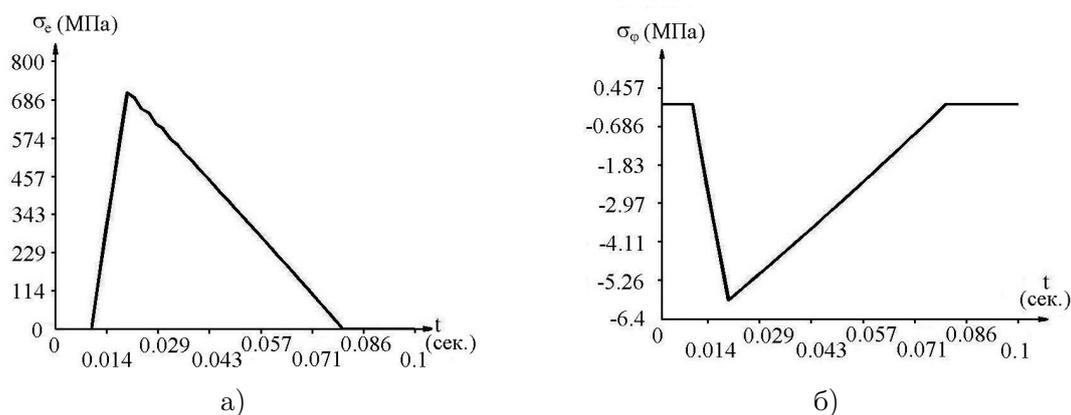


Рис. 8. График эффективных напряжений σ_e и напряжений σ_ϕ в точке А в зависимости от времени t в случае нагружения 1

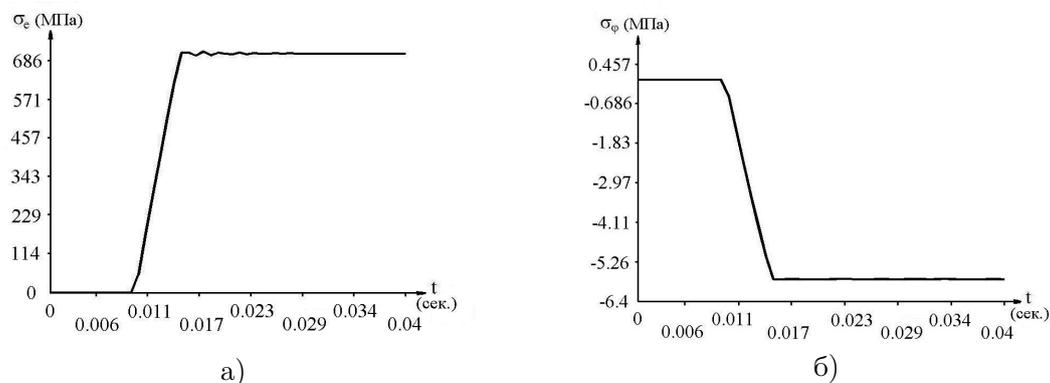


Рис. 9. График эффективных напряжений σ_e и напряжений σ_ϕ в точке А в зависимости от времени t в случае нагружения 2

6. Köppl M.F., Lauterbach S., Wagner W. Composite repair of through-wall defects in pipework – Analytical and numerical models with respect to ISO/TS 24817 // Composite Structures. 2013. Vol. 95. P. 173–178.
7. Rehberg T., Schad M., Green M. Non-Metallic Composite Repair Systems for Pipes and Pipelines // Pipeline Technology. 2010. No. 1 – 3R international B Special-Edition. P. 42–46.
8. Alexander C. Design of an Optimized Composite Repair System for Offshore Risers Using Integrated Analysis and Testing Techniques // Offshore Technology Conference. 2012. P. 1–13.
9. Лехницкий С. Г. Теория упругости анизотропного тела. М.: Наука, 1977. 416 с.

References

1. ANSYS Rel. 11.0. Theory Reference for ANSYS and ANSYS Workbench. SAS IP Inc. Canonsburg, 2007. 1110 p.
2. Beschtnikov A., L'vov G.I. Kontaknaja zadacha dlja cilindricheskoj obolochki s bandazhom iz kompozitnogo materiala [Contact problem for a cylindrical shell with a bandage made of composite material]. *Visnik NTU "HPI". Serija: Dinamika i micnist' mashin* [Proc. of NTU "HPI". Series 'Dynamics and machine power'], 2012, no. 67 (973), pp. 19–25. (In Russian)
3. Abdalla Filho J.E., Machado R.D., Bertin R. J., Valentini M.D. On the failure pressure of pipelines containing wall reduction and isolated pit corrosion defects. *Computers and Structures*, 2014, vol. 132, pp. 22–33.
4. Rajabipour A., Melchers R.E. A numerical study of damage caused by combined pitting corrosion and axial stress in steel pipes. *Corrosion Science*, 2013, vol. 76, pp. 292–301.
5. Chiodo M.S.G., Ruggieri C. Failure assessments of corroded pipelines with axial defects using stress-based criteria: Numerical studies and verification analyses. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 2009, vol. 86, pp. 164–176.
6. Köppl M.F., Lauterbach S., Wagner W. Composite repair of through-wall defects in pipework – Analytical and numerical models with respect

-
- to ISO/TS 24817. *Composite Structures*, 2013, vol. 95, pp. 173–178.
7. Rehberg T., Schad M., Green M. Non-Metallic Composite Repair Systems for Pipes and Pipelines. *Pipeline Technology*, 2010, no. 1 – 3R international V Special-Edition, pp. 42–46.
8. Alexander C. Design of an Optimized Composite Repair System for Offshore Risers Using Integrated Analysis and Testing Techniques. *Offshore Technology Conference*, 2012, pp. 1–13.
9. Lehnickij S. G. *Teorija uprugosti anizotropnogo tela* [Theory of elasticity of an anisotropic body]. Moscow, Nauka, 1977, 416 p. (In Russian)
-

Статья поступила 29 мая 2014 г.

© Чебаков М. И., Колосова Е. М., Ляпин А. А., 2014