

Транспортные системы Transport systems

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 629.463.32

doi: 10.30987/2782-5957-2023-8-26-34

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОБОЯ КОТЛА ВАГОНА-ЦИСТЕРНЫ ДУГАМИ БЕЗОПАСНОСТИ С УЧЕТОМ ПЛАСТИЧНОСТИ МАТЕРИАЛА

Артем Юрьевич Сурнин^{1✉}, Сергей Валерьевич Беспалько²

^{1,2} Российский университет транспорта, Москва, Россия

¹ mister.surnin@inbox.ru, <https://orcid.org/0009-0006-5532-5445>

² besp-alco@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0002-6027-6039>

Аннотация

Цель исследования состоит в моделировании пробоя котла вагона-цистерны дугой безопасности с учетом пластичности материала. В соответствии с этим необходимо решить следующие задачи: разработать методику расчета напряженно-деформированного состояния котла при ударной нагрузке в нелинейной постановке, подобрать рациональные геометрические характеристики броневой пластины и ее толщины. Для их достижения используются методы теории упругости и пластичности, метод конечных элементов.

Новизна работы заключается в разработке методики определения напряженно-деформированного состояния котла вагона-цистерны в условиях ударного нагружения с уче-

том пластичности материала. Результаты исследования являются зависимости энергии деформации и напряжений от скорости удара, поля напряжений, выборка рациональных геометрической формы и толщины броневой пластины.

В ходе исследования был проведен ряд расчетов по определению прочностных характеристик котла с различной конфигурацией броневых листов. На основе полученных данных проведена выборка лучшего варианта, который использовался для получения качественной картины решаемой задачи.

Ключевые слова: котел, цистерна, метод конечных элементов, теория, пластичность, течение, удар.

Ссылка для цитирования:

Сурнин А.Ю. Моделирование пробоя котла вагона-цистерны дугами безопасности с учетом пластичности материала / А.Ю. Сурнин, С.В. Беспалько // Транспортное машиностроение. – 2023. - № 08. – С. 26-34. doi: 10.30987/2782-5957-2023-8-26-34.

Original article

Open Access Article

SIMULATION OF THE BREAKDOWN OF A TANK CAR BOILER BY SAFETY ARCS TAKING INTO ACCOUNT MATERIAL PLASTICITY

Artem Yuryevich Surnin^{1✉}, Sergey Valeryevich Bepalko²

^{1,2} Russian University of Transport, Moscow, Russia

¹ mister.surnin@inbox.ru, <https://orcid.org/0009-0006-5532-5445>

² besp-alco@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0002-6027-6039>

Abstract

The study objective is to simulate the breakdown of a tank car boiler by safety arc, taking into account the material plasticity. In accordance with this, it is necessary to solve the following tasks: to develop a methodology for calculating the stress-strain state of

the boiler under shock load in a nonlinear situation, to select rational geometric characteristics of the armor plate and its thickness. To achieve them, the theory of elasticity and plasticity and the finite element method are used.

The novelty of the work is in the development of a methodology for finding out the stress-strain state of a tank car boiler under shock loading conditions, taking into account the plasticity of the material. The study results are the dependences of the strain energy and stresses on the impact velocity, stress fields, a sample of rational geometrics and thickness of the armor plate.

During the study, a number of calculations were carried out to determine the strength characteristics of the boiler with different configurations of the armor plate. Based on the data obtained, the best options were selected and used to obtain a qualitative picture of the problem being solved.

Keywords: boiler, tank, finite element method, theory, plasticity, flow, impact.

Reference for citing:

Surnin AYu, Bespalko SV. Simulation of the breakdown of a tank car boiler by safety arcs taking into account material plasticity. Transport Engineering. 2023;8: 26-34. doi: 10.30987/2782-5957-2023-8-26-34.

Введение

Промышленные отрасли России испытывают большие потребности в различных химических веществах, которые перевозятся по сети железных дорог. Эти вещества относятся к категории опасных грузов и транспортируются в специализированных цистернах. Такие цистерны должны удовлетворять требованиям безопасности при эксплуатации. Тяжелые условия работы цистерн, тяжкие последствия аварий являются причиной разработок защитных систем. Из ряда проблем, связанных с безопасностью перевозок, одной из самых важных является предотвра-

щение повреждений котлов с опасным грузом в аварийных ситуациях [1]. Разрушение оболочки котла приводит к тяжким последствиям, таким как слив вредных жидких грузов в окружающую среду.

В аварийной ситуации при опрокидывании цистерны существует вероятность пробоя котла дугой безопасности (рис. 1) [2], которая принимает роль пробойника. Чтобы не допустить разрушения котла при ударе в дугу безопасности, необходимо обеспечить защиту уязвимых мест.

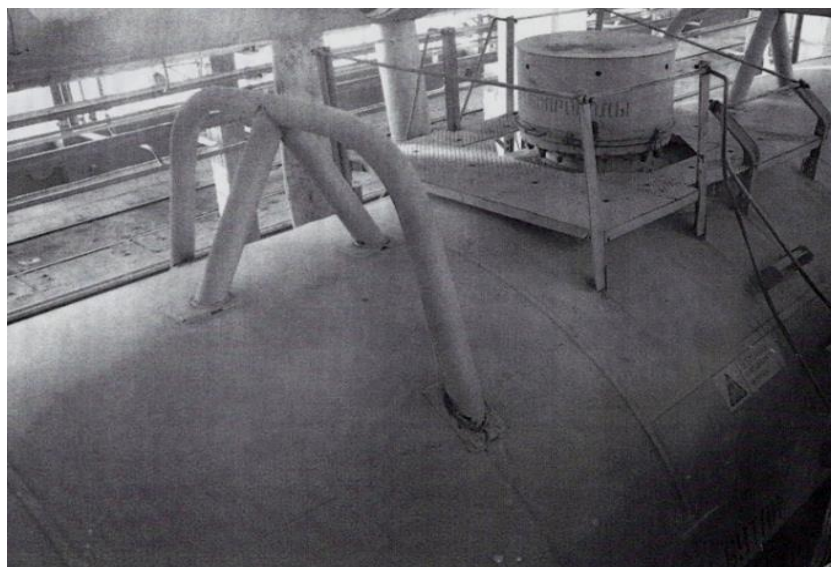


Рис. 1. Дуги безопасности

Fig. 1. Safety arcs

В [2] был предложен вариант крепления дуги безопасности кронштейном через шарнир, а сами кронштейны приварены на широкое основание на котле. В работе [3] заменено широкое основание кронштейна на броневую пластину и приведено решение, доказывающее эффективность броне-

вой пластины. В работе [4] приведены результаты расчетов НДС котла с различной геометрической формой и размерами броневой пластины: круглая, прямоугольная и овальная броневая пластины. Согласно выборке, для дальнейшего исследования,

представленного в настоящей статье, были выбраны следующие варианты (рис. 2):

1. Круглая броневая пластина радиусом 30 и 40 см;
2. Овальная броневая пластина, расположенная вдоль радиальной образующей котла, размеры: радиус скругления 20 см, длина 80 см;
3. Прямоугольная броневая пластина, расположенная вдоль радиальной образующей котла, размеры: ширина 40 см, длина 80 см.

На основе выбранных вариантов необходимо выполнить ряд расчетов, варьируя толщиной броневой пластины и котла. Выбрать оптимальный вариант и на его основе моделировать пробой котла дугой безопасности.



Рис. 2. Конфигурации броневой пластины:

I – круглая броневая пластина; II – овальная броневая пластина, расположенная вдоль радиальной образующей котла; III – прямоугольная броневая пластина, расположенная вдоль радиальной образующей котла

Fig. 2. Armor plate configuration:

I – the circular armor plate; II – the oval armor plate located along the radical guide of the tank shell; III – the rectangular armor plate located along the radical guide of the tank shell

Методы

Формирование математической модели котла осуществляется на основе теории упругости [5, 6], теории пластичности [7-9] и метода конечных элементов (МКЭ) [10-12].

Напряженно-деформируемое состояние опишем следующими уравнениями.

$$\{\varepsilon\} = [B]\{u\}, \quad (1)$$

где $\{\varepsilon\}^T = [\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \varepsilon_{xy}, \varepsilon_{yz}, \varepsilon_{xz}]$ – вектор деформаций; $\{u\}^T = [u_x, u_y, u_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{xz}]$

– вектор перемещений; $[B]$ – матрица интерполирующих полиномов.

Напряжения связаны с деформациями следующей зависимостью:

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\}, \quad (2)$$

где $\{\sigma\}^T = [\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \sigma_{xy}, \sigma_{yz}, \sigma_{xz}]$ – вектор напряжений; $[D]$ – матрица упругости.

Матрицу упругости имеет вид:

$$T_\varepsilon = \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1 & \frac{\nu}{1-\nu} & \frac{\nu}{1-\nu} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & \frac{\nu}{1-\nu} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} \end{bmatrix}, \quad (3)$$

где E – модуль упругости; ν – коэффициент Пуассона.

Приведем критерий пластичности, закон пластичности и закон упрочнения.

Критерий пластичности определяет уровень напряжений, при которых начинаются пластические деформации.

Согласно критерию пластичности Губера-Мизеса, пластические деформации

возникают в момент достижения предела текучести материала интенсивностью напряжений:

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 = 2\sigma_y^2, \quad (4)$$

где $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – главные напряжения; σ_y – предел текучести материала.

Закон пластичности по теории течения с мерой упрочнения в виде параметра Удквиста имеет вид:

$$d\varepsilon^{pl} = \frac{3}{2} \frac{\overline{d\varepsilon}_i^{pl}}{\sigma_i} (\sigma - \delta_i \sigma_0), \quad (5)$$

где $d\varepsilon^{pl}$ – приращение пластических деформаций; $\overline{d\varepsilon}_i^{pl}$ – вектор приращения интенсивности пластических деформаций;

σ_i – интенсивность напряжений; δ_i – символ Кронекера; $\sigma_0 = \frac{\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z}{3}$.

Система равновесия конечно-элементной модели имеет вид:

$$[K]\{u\} = \{F\} \quad (6)$$

где $\{F\}$ – общий вектор внешних узловых сил; $[K]$ – матрица жесткости всей системы.

Матрица жесткости определяется следующим образом:

$$[K] = \int [B]^T D B dV. \quad (7)$$

Расчетная схема и исходные данные

За основу для создания конечно-элементной модели взята верхняя часть оболочки, непосредственно взаимодействующая с броневой пластиной и пробой-

ником. Расчетная схема изображена на рис. 3. Для создания сетки использованы шестигранные конечные элементы.

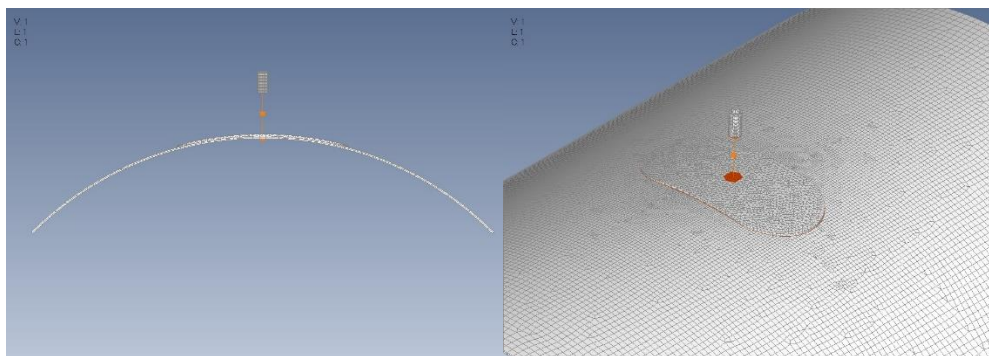


Рис. 3. Расчетная схема

Fig. 3. Design model

Ударное воздействие моделируется падением пробойника [13, 14]. Сила удара контролируется массой и скоростью пробойника. Сечение пробойника кольцевое, внешний диаметр 5 см, внутренний 4.5 см.

Материал листа котла изотропный, пластичный, на рис. 4 изображена кривая деформирования материала [15].

Исходные данные и допущения:

1. Расчет осуществляется в нелинейном решателе *Sol 701 NX Nastran*;

2. Не учитываются шпангоуты, горловина и другие геометрические нерегулярности;

3. Толщина котла варьируется от 1 до 1.3 см;

4. Толщина броневой пластины варьируется от 0.6 до 2 см;

5. Масса пробойника варьируется от 0.5 до 30 т;

6. Скорость пробойника 0.5 до 5 м/с.

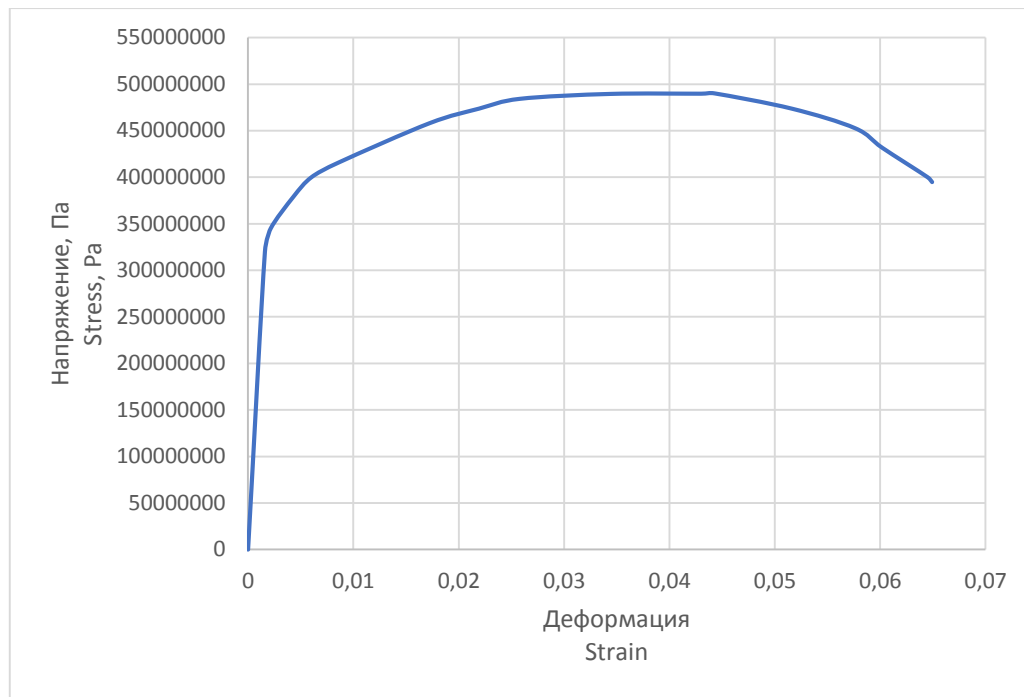


Рис. 4. Кривая деформирования
Fig. 4. The deformation curve

Результаты

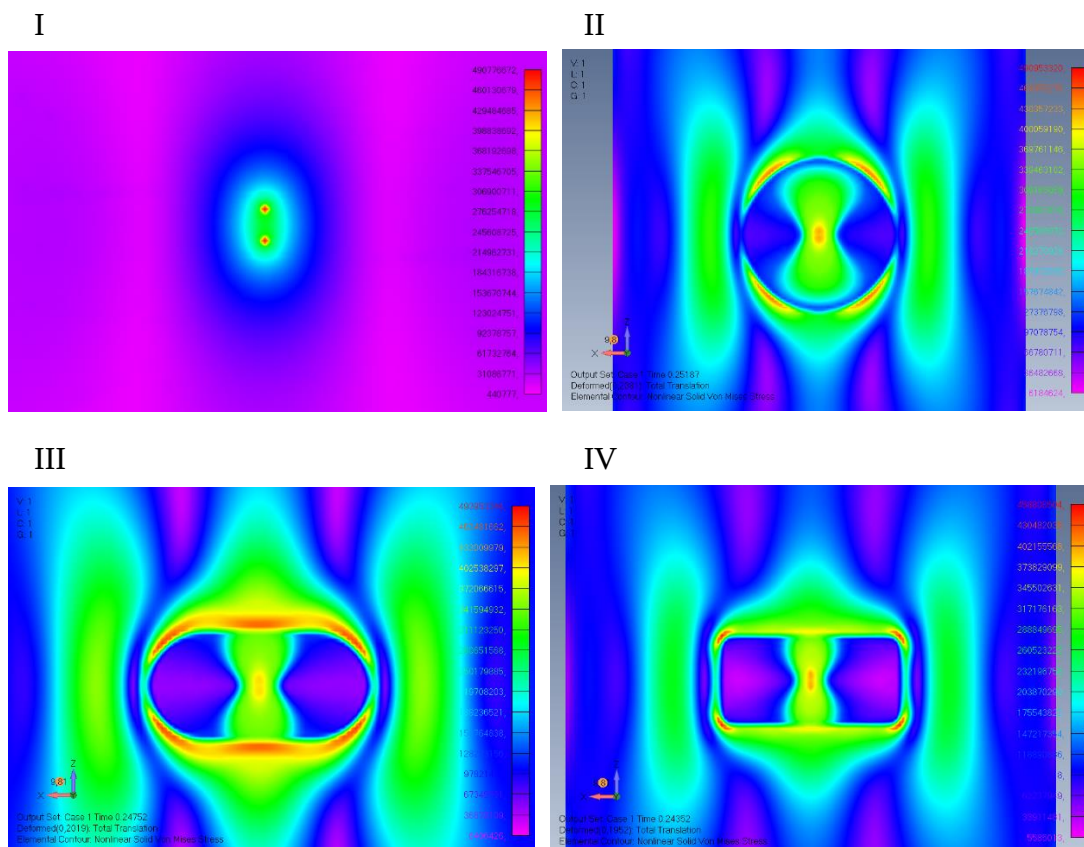


Рис. 5. Поле напряжений:
I – без броневой пластины; II – круглая бронева пластина; III – овальная бронева пластина;
IV – прямоугольная бронева пластина

Fig. 5. The field of the stress
I – without the armor plate; II - the circular armor plate; III – the oval armor plate;
IV – the rectangular armor plate

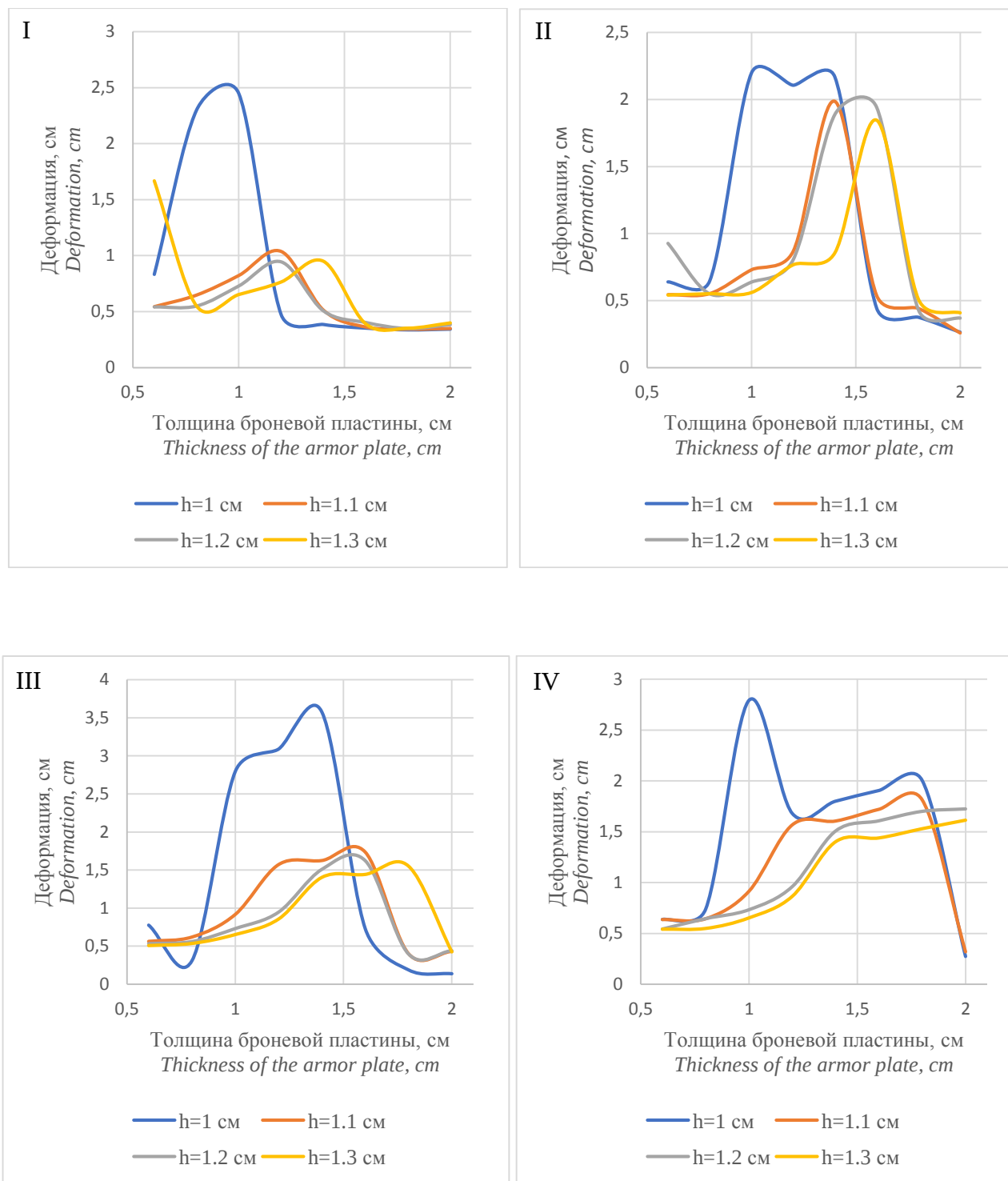


Рис. 6. Деформация в зоне удара при разрушении (h – толщина котла):
 I – круглая бронева пластина радиус 30 см; II – круглая бронева пластина радиус 40 см;
 III – овальная бронева пластина; IV – прямоугольная бронева пластина
 Fig. 6. Deformation in the impact zone during destruction (h – thickness of the tank car shell):
 I – the circular armor plate with a radius of 30 cm; II – the circular armor plate with a radius of 40 cm;
 III – the oval armor plate; IV – the rectangular armor plate

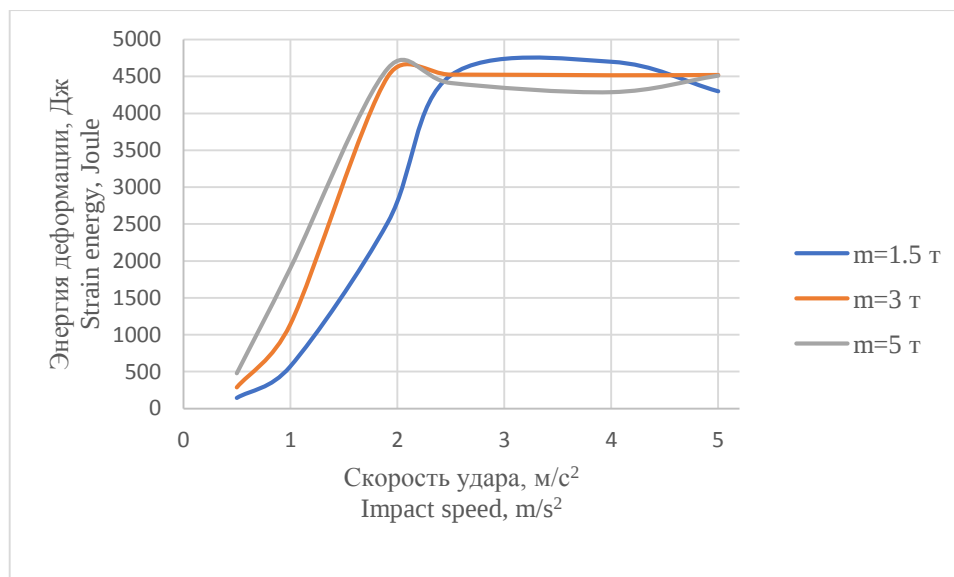


Рис. 7. Зависимость энергии деформации от скорости удара (m – масса пробойника)
 Fig. 7. The dependence of the deformation energy on the impact velocity (m – punch weight)

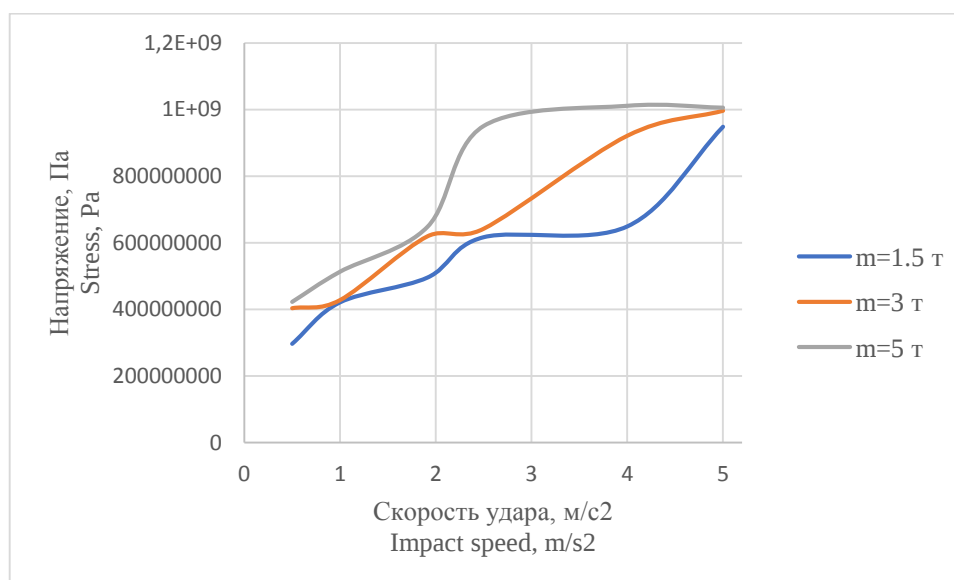


Рис. 8. Зависимость напряжения от скорости удара (m – масса пробойника)
 Fig. 8. The dependence of stress on the impact velocity (m – punch weight)

Закключение

Проведено моделирование условий пробоя котла цистерны в нелинейной статической постановке. Проведена серия выборок из вариантов различной конфигурации для определения лучшего варианта формы и соотношения толщин листа котла и броневого пластины.

На рис. 5. приведены поля напряжений оболочки при разрушении. Красным цветом отмечены области концентрации напряжений.

На рис. 6 приведены зависимости деформации в зоне удара от толщины броневого пластины. Для сравнения вари-

антов, в качестве критерия оценки использована величина деформации при разрушении, происходящее при достижении определенного предела энергией деформации. Кривые вариантов с толщиной котла 1 см находится выше, чем кривые вариантов 1.1, 1.2, 1.3 см. Это означает, что увеличение толщины котла не оказывает необходимого усиливающего эффекта. При сравнении кривых максимальная деформация см у варианта с овальной броневого пластиной толщиной 1.4 см. Деформация составляет 3,6 см. Вариант с овальной броневого пластиной

толщиной 1.4 см и толщиной котла 1 см принят для получения зависимостей приведенных на рис. 7 и 8.

На рис. 7 приведена зависимость энергии деформации от скорости удара. Видно, что энергия деформации резко растет при скоростях до $2,5 \text{ м/с}^2$, после достижения $2,5 \text{ м/с}^2$ зависимость сглаживается. Это объясняется тем, что энергия, накопленная материалом, достигла своего предела и произошло разрушение.

Из графика зависимости напряжения от скорости удара на рис. 8 видим

ожидаемое увеличения напряжения в контактной зоне при увеличении массы и скорости пробойника. Скорость удара при массе пробойника 1,5 тонны, при которой происходит разрушение оболочки равна $1,9 \text{ м/с}^2$. Скорость удара при массе ударника 3 тонны, при которой происходит разрушение оболочки равна $1,3 \text{ м/с}^2$. Скорость удара при массе ударника 5 тонны, при которой происходит разрушение оболочки равна 1 м/с^2 .

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Vatulia G., Falendysh A., Orel Y., Pavliuchenkov M. Structural improvements in a tank wagon with modern software packages. *Procedia Engineering*. 2017;187:301–307.
2. Евсеев Д. Г., Филиппов В.Н., Петров Г.И., Шебеко Ю.Н., Беспалько С.В. О необходимости формирования единой технической политики для обеспечения пожарной безопасности перевозок опасных грузов по железным дорогам России. *Пожаровзрывобезопасность*. 2018. Т. 27, № 9. С. 26 – 34.
3. Surnin A.Yu., Bepalco S.V., Tarmaev A.A. Modeling of the conditions of breakdown of the tank shell by safety arcs during overturning. *AIP Conference Proceedings*. 2022;2648:502-512.
4. Сурнин А.Ю., Беспалько С.В. К вопросу о моделировании разрушения котла железнодорожной цистерны дугами безопасности при опрокидывании. *Транспорт Урала*. 2022. № 4 (75). С. 21– 27.
5. Лурье А.И. Теория упругости. М.: Наука, 1970. 940 с.
6. Васин Р.А., Ильюшин А.А., Моссаковский П.А. Исследование определяющих соотношений и критериев разрушения на сплошных и тостостенных трубчатых цилиндрических образцах. *Изв. РАН. МТТ*. 1994. № 2. С. 177 – 186.
7. Мейз, Дж. Теория и задачи механики сплошных сред. М.: Изд-во ЛКИ, 2007. 318 с.
8. Баженов В.Г., Баранова М.С., Кибец А.И., Ломунов В.К., Павленкова Е.В. Выпучивание

- упругопластических цилиндрических и конических оболочек при осевом ударном нагружении. Учен. зап. Казан. ун-та. Сер. Физ.-матем. науки. 2010. Т. 152, № 4. С. 86 – 105.
9. Пестренин В.М., Пестренина И.В., Ландик Л.В. Полянина Е.А. Исследование напряженного состояния в составной пластинке вблизи края линии соединения в зависимости от толщины и материальных параметров соединяющей прослойки. *Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Механика*. 2014. № 1. С. 153 – 166.
10. Finite element procedures : 2nd edition / Bathe, K.-J. NJ : Prentice Hall, 2014. 1043 p.
11. Finite elements and approximation / Zienkiewicz, O.C., Morgan K. New York : Wiley, 1983. 328 p.
12. Бокий И.Б. Численный подход к решению контактной задачи взаимодействия двух упругих тел с учетом трения и истории приложения внешнего нагружения. *Вестник ЯГУ*. 2006. Т.3, № 3. С. 42 – 46.
13. Jeong DY., Gordon JE., Tang YH., Perlman AB., Yu H. Analysis of railroad tankcar shell impacts using finite element method. *ASME. IEEE Joint Raol Conference*. 2008;48124:61-70.
14. Золотов Н.Б., Пожарская Е.Д., Пожарский Д.А. К контактнм задачам для цилиндра. *Изв. вузов. Северо-Кавказский регион. Естественные науки*. 2017. № 2. С. 12 – 14.
15. Mechanical properties of materials / Pelleg J. Dordrecht: Springer, 2013. 634 p.

REFERENCES

1. Vatulia G, Falendysh A, Orel Y, Pavliuchenkov M. Structural improvements in a tank wagon with modern software packages. *Procedia Engineering*. 2017;187:301–307.
2. Evseev DG, Filippov VN, Petrov GI, Shebeko YuN, Bepalko SV. On the necessity of forming a unified technical policy to ensure fire safety of transportation of dangerous goods on railways of Russia. *Pozharovzryvobezopasnost/Fire and Explosion Safety*. 2018;27(9):26-34.

3. Surnin AYU, Bepalco SV, Tarmaev AA. Modeling of the conditions of breakdown of the tank shell by safety arcs during overturning. *AIP Conference Proceedings*. 2022;2648:502-512.
4. Surnin AYU, Bepalko SV. On the problem of modeling the destruction of a railway tank boiler by safety arcs during overturning. *Transport of the Urals*. 2022;4(75):21- 27.
5. Lurye AI. Theory of elasticity. Moscow: Nauka; 1970.

6. Vasin RA, Ilyushin AA, Mossakovsky PA. Study of determining correlations and criteria of destruction on solid and thick-walled tubular cylindrical samples. *Mechanics of Solids*. 1994;2:177-186.
7. Maze J. Theory and problems of mechanics of continuous mediums. Moscow: LKI Publishing House; 2007.
8. Bazhenov VG, Baranova MS, Kibets AI, Lomunov VK, Pavlenkova EV. Buckling of elastic-plastic cylindrical and conical shells under axial shock loading. *Uchenye Zapiski Kazanskogo Universiteta. Seriya Fiziko-Matematicheskie Nauki*. 2010;152(4):86 – 105.
9. Pestrenin VM, Pestrenina IV, Landik LV, Polyani-na EA. Study of the stress state in a composite plate near the edge of the connection line depending on the thickness and material parameters of the connecting layer. *PNRPU Mechanics Bulletin*. 2014;1:153 – 166.
10. Bathe, K-J. Finite element procedures: 2nd ed. NJ: Prentice Hall; 2014.
11. Zienkiewicz OC, Morgan K. Finite elements and approximation. New York: Wiley; 1983.
12. Bokiy IB. Numerical approach to solving the contact problem of the interaction of two elastic bodies, taking into account friction and the history of applying external loading. *Vestnik Yakutskogo Gosudarstvennogo Universiteta*. 2006;3(3):42 – 46.
13. Jeong DY, Gordon JE, Tang YH, Perlman AB, Yu H. Analysis of railroad tankcar shell impacts using finite element method. *ASME. IEEE Joint Raol Conference*. 2008;48124:61-70.
14. Zolotov NB, Pozharskaya ED, Pozharsky DA. On contact problems for cylinder. *Izvestiya Vuzov. Severo-Kavkazskii Region. Natural Science*. 2017;2:12-14.
15. Pelleg J. Mechanical properties of materials. Dordrecht: Springer; 2013.

Информация об авторах:

Сурнин Артем Юрьевич – аспирант Российского университета транспорта (РУТ(МИИТ)), тел. 89013473427.

Surnin Artem Yuryevich – Postgraduate Student of Russian University of Transport (RUT (MIIT)); phone: 89013473427.

Беспалько Сергей Валерьевич - доктор технических наук, профессор кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство» Российского университета транспорта (РУТ(МИИТ)), тел. 8-905-585-85-36.

Bespalko Sergey Valeryevich - Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Cars and Car Facilities at Russian University of Transport (RUT (MIIT)); phone: 8-905-585-85-36.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.
Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.
The authors declare no conflicts of interests.

Статья опубликована в режиме Open Access.
Article published in Open Access mode.

Статья поступила в редакцию 16.05.2023; одобрена после рецензирования 17.07.2023; принята к публикации 27.07.2023. Рецензент – Шалыгин М.Г., доктор технических наук, доцент Брянского государственного технического университета, член редсовета журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 16.05.2023; approved after review on 17.07.2023; accepted for publication on 27.07.2023. The reviewer is Shaligin M.G., Doctor of Technical Sciences, Associate Professor of Bryansk State Technical University, member of the Editorial Council of the journal *Transport Engineering*.