

УДК 621.86

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОВОРОТНОГО ДВИЖЕНИЯ КРАНО-МАНИПУЛЯТОРНОЙ УСТАНОВКИ ПРИ ПОВЫШЕННЫХ ЗАЗОРАХ В ШАРНИРНЫХ СОЕДИНЕНИЯХ ЗВЕНЬЕВ

И.А. Лагереv, А.А. Мильто, А.В. Лагереv

Брянский государственный университет им. акад. И.Г. Петровского

В статье выполнено компьютерное моделирование динамики гидравлической крано-манипуляторной установки при полном поворотном движении для случая, когда в цилиндрическом шарнирном соединении грузозахватного органа со стрелой имеется повышенный зазор. Рассмотрено использование специальных демпферных устройств для снижения ударной нагрузки, обусловленной наличием повышенных зазоров. В ранее разработанном программном комплексе KBCrane выполнена серия расчетов, позволившая установить взаимосвязь между жесткостью демпферных устройств и эффективностью их использования при различной величине зазора. Применительно к случаю поворотного движения крано-манипуляторной установки выполнен сравнительный анализ работы шарнирного соединения узла соединения стрелы и грузозахватного органа без зазора и с повышенным зазором. Рассмотрены особенности работы демпферных устройств шарниров и их амортизационные способности. Сделаны выводы о положительных и негативных сторонах применения упругих демпферных устройств.

Ключевые слова: установка крано-манипуляторная, динамика, прочность, жесткость, соединение шарнирное, зазор повышенный, удар

В процессе эксплуатации крано-манипуляторных установок транспортно-технологических машин наблюдается появление повышенных зазоров в цилиндрических шарнирных соединениях, связанных с выработкой отверстий проушин вследствие интенсивного ударного и фрикционного взаимодействия поверхностей отверстия и шарнирного пальца [1]. Так как по требованиям Ростехнадзора [2] эксплуатация крано-манипуляторных установок, цилиндрические шарниры которых имеют зазоры свыше 2 мм, недопустима, то практический интерес имеет динамико-прочностной анализ металлоконструкций кранов-манипуляторов с повышенными зазорами в пределах до 2 мм. Разработка моделей шарнирных соединений элементов крано-манипуляторных установок дает возможность повысить адекватность моделирования их работы на основе учета реально имеющихся в эксплуатирующемся оборудовании отклонений от исходной номинальной конструкции [3].

В [4, 5] на примере трехзвенного гидравлического крана-манипулятора энергетической машины АСТ-4-А для сварки магистральных трубопроводов, смежные звенья которого соединены цилиндрическими шарнирами, было показано, что наличие повышенного зазора в одном из шарниров стрелы может привести к многократному росту ускорения, испытываемому перемещаемым грузом, а также к увеличению в несколько раз уровня напряжений в несущих элементах металлоконструкции крано-манипуляторной установки.

С целью снижения негативного воздействия повышенных зазоров на динамику и напряженно-деформированное состояние крано-манипуляторных установок в работах [6, 7] было предложено конструктивное решение демпферного устройства для цилиндрических шарнирных соединений звеньев, формирующего силу упругого сопротивления перемещению шарнирного пальца в пределах зазора. В работах [8, 9] была разработана математическая модель цилиндрического шарнира с повышенным зазором, на основе которой был выполнен анализ механизма упругого демпфирования и степени влияния предложенного демпферного устройства на динамику крано-манипуляторной установки. Повышенный зазор в шарнире был реализован посредством добавления в него двух дополнительных степеней свободы и решения одномерной задачи контакта шарнирного пальца с поверхностями отверстий проушины в ходе решения задачи динамики [10]. Для оценки характера совершаемого движения и определения динамической нагруженности элементов металлоконструкции использовался набор расчетных методик для решения задач динамики и прочности, представленных в [11-14]. Все расчеты были выполнены в компьютерной среде с использованием ранее разработанного программного комплекса KBCrane [15, 16].

В данной работе представлены результаты моделирования полного цикла поворотного движения поворотной колонны крано-манипуляторной установки с грузом номинального веса $G_n = 7,5$ кН. Моделирование было выполнено применительно к конструкции и режимам работы гидравлической крано-манипуляторной установки мобильной энергетической машины АСТ-4-А для сварки магистральных трубопроводов [17, 18]. Это позволило обеспечить преемственность расчетов, выполненных ранее в работах [4, 5, 8, 9] и привлечь их результаты для анализа данных, полученных в настоящей работе.

Моделируемый полный цикл включает в себя следующие фазы отработки поворотного движения поворотной колонны крано-манипуляторной установки (рис. 1):

- разгон из состояния покоя с постоянным угловым ускорением $\dot{q}_1 = 0,16$ рад/с² в течение $\Delta t = 0,5$ с;
- установившееся движение с постоянной угловой скоростью $\dot{q}_1 = 0,08$ рад/с (для сокращения времени моделирования установившееся движение рассматривалось на протяжении 2 с, что, тем не менее, позволяет выявить характерные закономерности работы шарнирного соединения с повышенным зазором);
- торможение до полной остановки с постоянным угловым ускорением $\ddot{q}_1 = 0,16$ рад/с² в течение $\Delta t = 0,5$ с.

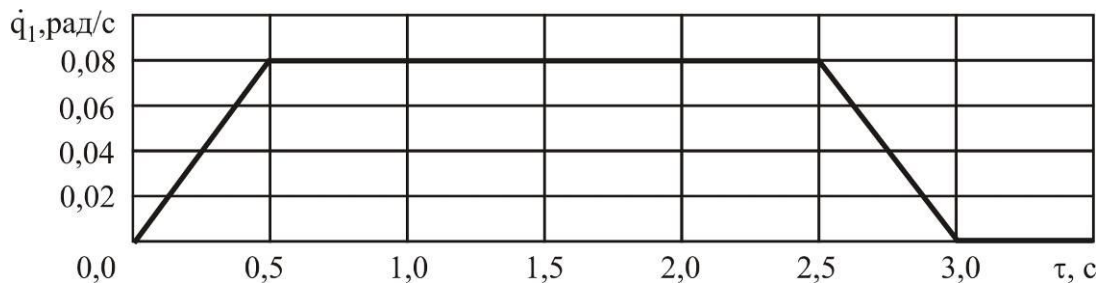


Рис. 1. График изменения угловой скорости поворота крано-манипуляторной установки в течение одного цикла отработки поворотного движения

С целью выявления закономерностей работы шарнирного соединения звеньев крано-манипуляторной установки при наличии в нем повышенного зазора было проведено сравнительное моделирование поворотного движения поворотной колонны для двух характерных случаев:

- случай I – идеальное состояние шарнира, износ отверстий проушин шарнира отсутствует ($\delta_w = 0$);
- случай II – износ отверстий проушин шарнира значителен и составляет $\delta_w = 1,5$ мм (т.е. близок к предельно допустимому значению $\delta_w = 2$ мм [2]).

В расчетном случае I, когда повышенный зазор в шарнирном соединении отсутствует (т.е. $\delta_w = 0$), линейное ускорение a , испытываемое грузом, не превышает 1 м/с². Своих наибольших значений оно достигает при разгоне и торможении поворотной колонны крано-манипуляторной установки (рис. 2). В процессе поворота стрелы груз под действием сил инерции отклоняется от вертикали в направлении поворотного движения, а после остановки стрелы продолжает совершать затухающие колебания, пока не окажется в состоянии покоя. С данными колебаниями связаны изменения на графике ускорения груза, наиболее выраженные в период поворота стрелы с постоянной угловой скоростью и в период после прекращения движения стрелы. Наибольшие напряжения в металлоконструкции стрелы σ_2 также наблюдаются в фазах разгона и торможения и достигают 79 МПа.

В расчетном случае II, когда повышенный зазор в шарнире составляет $\delta_w = 1,5$ мм, максимальные напряжения в металлоконструкции стрелы σ_2 достигают 227 МПа, что боль-

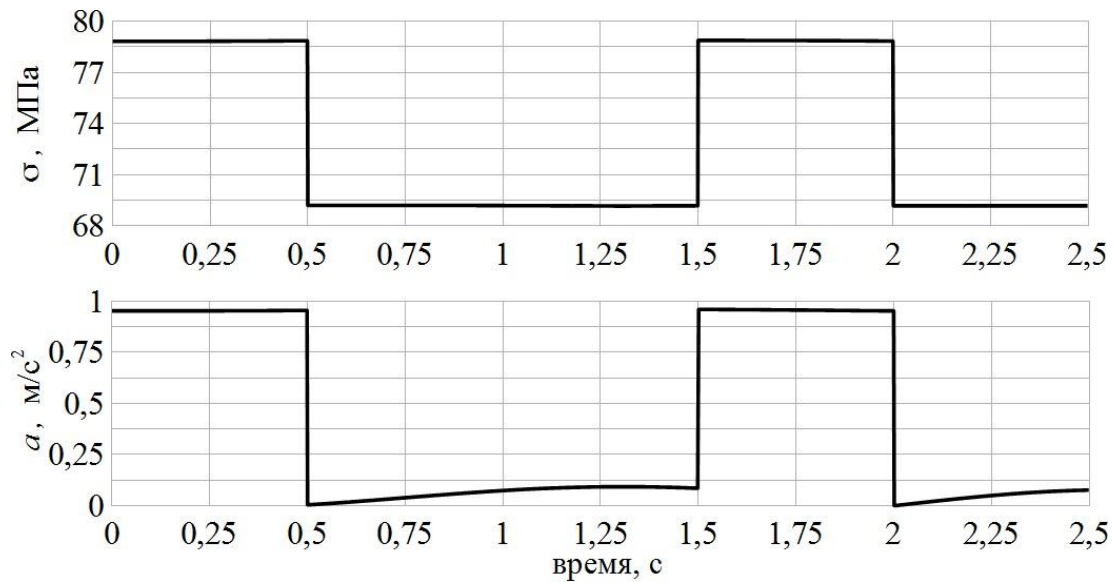


Рис. 2. Изменение наибольшего напряжения в металлоконструкции стрелы σ_2 и линейного ускорения груза a при отработке поворотного движения колонны для случая $\delta_w = 0$.

ше наблюдаемых в предыдущем случае в 2,9 раза, а ускорения a , регистрируемые в центре тяжести груза, достигают значения $16,6 \text{ м/с}^2$. Данные максимальные значения σ_2 и a регистрируются одновременно через $0,29 \text{ с}$ после начала движения: в этот момент люфт в шарнире выбирается полностью и происходит удар пальца шарнира о поверхность отверстия проушины (рис. 3). Второй по величине удар происходит в фазе замедления вращения стрелы крано-

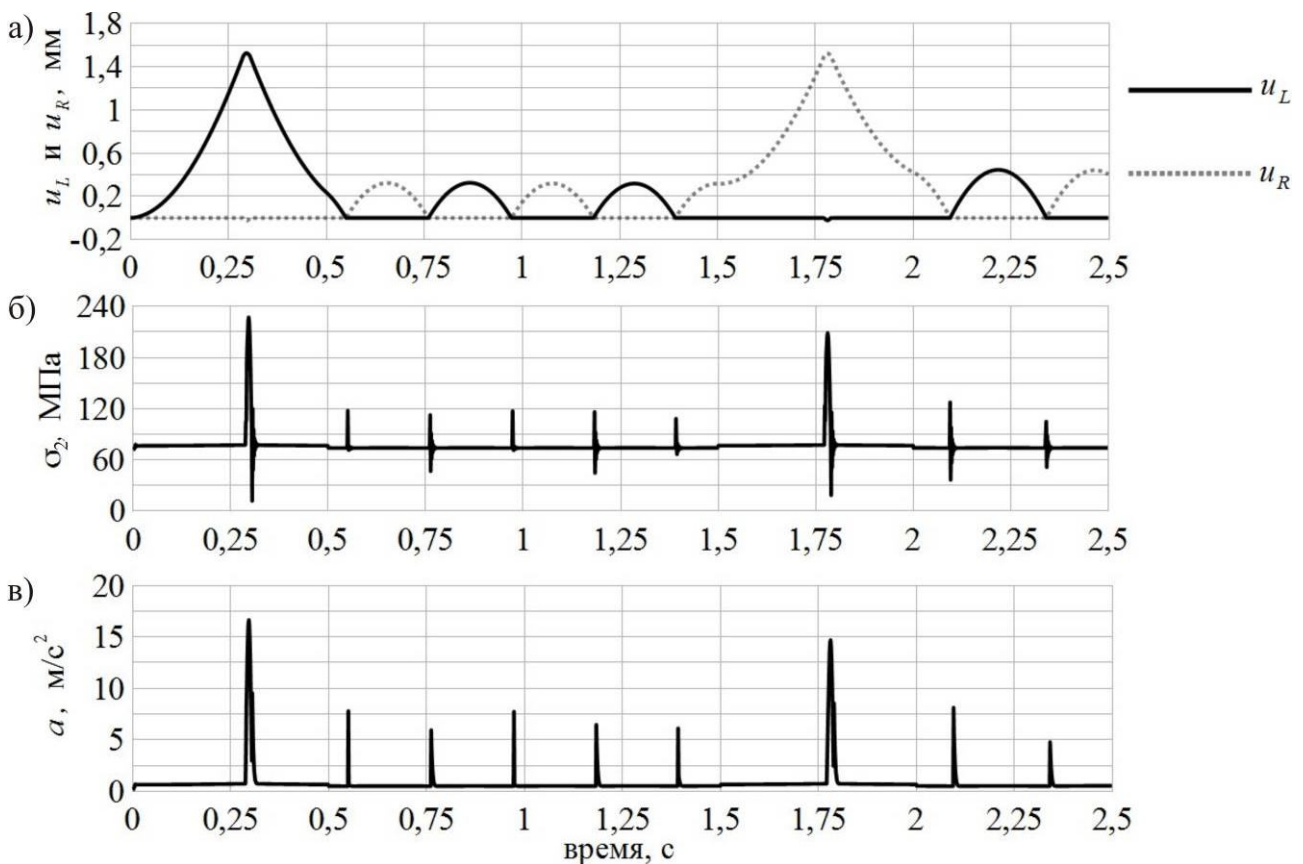


Рис. 3. Шарнирное соединение с $\delta_w = 1,5 \text{ мм}$:

а - перемещения торцевых сечений оси пальца шарнира в плоскости отверстий проушины (левой - u_L , правой - u_R); б - максимальные напряжения в стреле σ_2 ; в - ускорение груза a

манипуляторной установки в момент времени 1,78 с. Ускорения и напряжения достигают $14,7 \text{ м/с}^2$ и 209 МПа , что меньше максимальных на 11% и 8% соответственно. В фазах поворота стрелы с постоянной угловой скоростью и после остановки груз продолжает совершать затухающие колебания, обусловленные наличием повышенного зазора. Эти колебания имеют в несколько раз меньшую амплитуду и не приводят к столь существенному росту уровня напряжений в металлоконструкции крано-манипуляторной установки и ускорения груза.

Выявленные в результате указанных уточненных расчетов значительные по величине и достаточно кратковременные по длительности скачки напряжений в элементах металлоконструкции крано-манипуляторной установки (рис. 3), в том числе, и в деталях шарнирных соединений звеньев, формируют развитие в них процессов усталостного повреждения материала, образования и роста усталостных трещин. Можно думать, что это одна из наиболее вероятных причин усталостного разрушения перемычек проушин цилиндрических шарниров гидравлических крано-манипуляторных установок мобильных машин [19].

Комплектация цилиндрических шарнирных соединений звеньев демпферными устройствами типа [6, 7] позволяет не только снизить ударную нагрузку, связанную с наличием повышенного зазора в шарнире, но и при целенаправленном подборе характеристик демпфера полностью исключить удар [9]. Поскольку наибольший по величине динамических напряжений удар происходит в фазе разгона при поворотном движении колонны крано-манипуляторной установки, то при дальнейшем моделировании процесса рассматривался случай поворота из состояния покоя с заданным ускорением $0,16 \text{ рад/с}^2$. Применение двух демпферных устройств, установленных оппозитно на обеих проушинах шарнира и обладающих приведенными коэффициентами жесткости $C = 3 \text{ МН/м}$ и демпфирования $\alpha = 1 \text{ кН}\cdot\text{с/м}$ в вертикальном направлении, позволяет избежать удара, если зазор в шарнире превышает $2,09 \text{ мм}$. Груз при этом совершает колебания с периодом $T_w = 0,67 \text{ с}$, его ускорение не превышает $1,76 \text{ м/с}^2$, а максимальные напряжения в стреле крано-манипуляторной установки – $86,2 \text{ МПа}$ (рис. 4). Таким образом, для данного случая зазор $\delta_w = 2,09 \text{ мм}$ следует рассматривать как предельный зазор $[\delta_w]$ согласно [9].

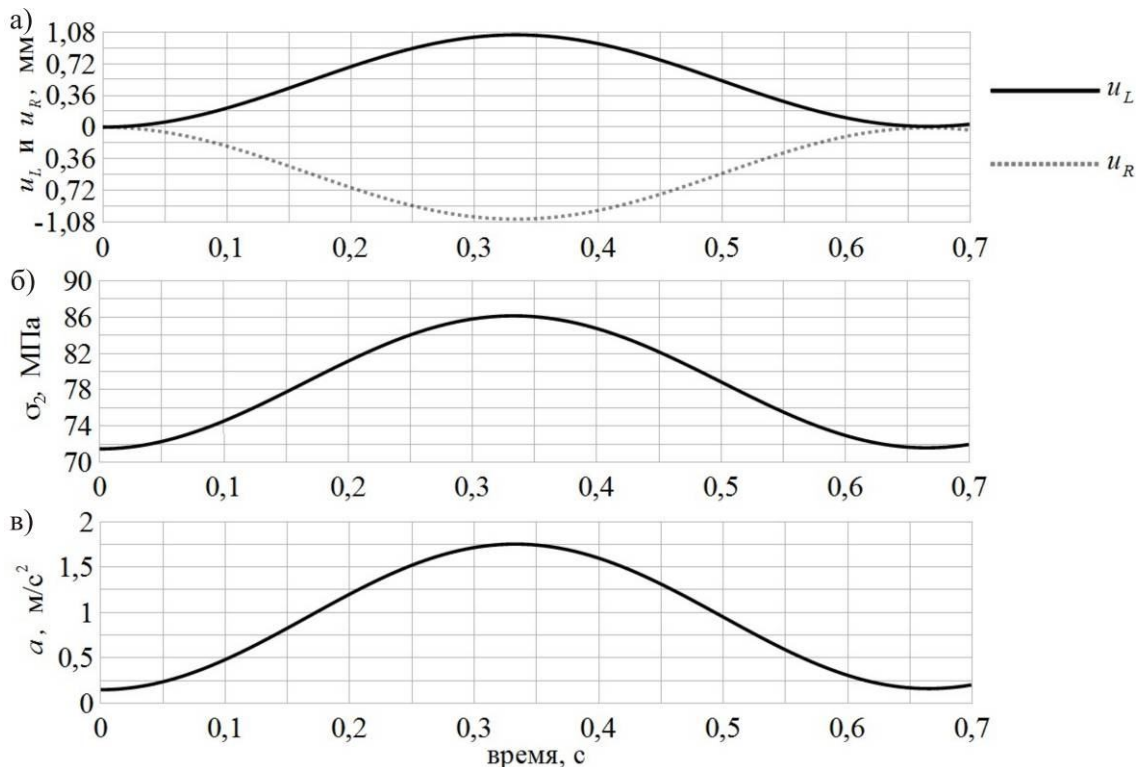


Рис. 4. Безударные колебания груза при использовании пары демпферных устройств: а - перемещения торцевых сечений оси пальца шарнира в плоскости отверстий проушины (левой - u_L , правой - u_R); б - максимальные напряжения в стреле σ_2 ; в – ускорение груза a

С увеличением жесткости демпферных устройств период колебаний груза T_w и предельный зазор $[\delta_w]$ в шарнире уменьшаются по нелинейному закону (рис. 5), в то время как максимальные напряжения в стреле σ_2 и максимальное ускорение груза существенно не изменяются. Данное утверждение и приведенные на рис. 5 зависимости справедливы только для случая, когда имеющийся в шарнире зазор больше предельной величины $[\delta_w]$.

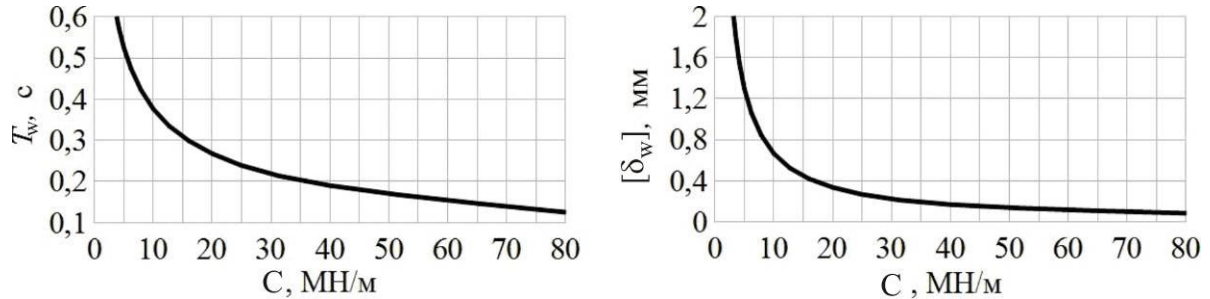


Рис. 5. Зависимости периода колебаний груза T_w и предельного зазора $[\delta_w]$ в шарнире от жесткости демпферных устройств при безударных колебаниях груза (поворот из состояния покоя с угловым ускорением $\ddot{q}_1 = 0,16 \text{ рад/с}^2$, $\alpha = 1 \text{ кН}\cdot\text{с/м}$)

Если имеющийся в цилиндрическом шарнире зазор δ_w оказывается меньше предельной величины $[\delta_w]$, определяемой жесткостью используемых демпферных устройств, то к моменту удара, тем не менее, они способны замедлить скорость сближения соударяемых поверхностей. Эффективность снижения скорости соударения будет обратно пропорциональна отклонению жесткости демпферных устройств от значений, обеспечивающих безударные колебания груза для рассматриваемой величины зазора δ_w . На рис. 6 приведены графики, позволяющие оценить эффективность работы демпферных устройств различной жесткости в зависимости от величины имеющегося в шарнире зазора. Можно сделать вывод, что для каждого демпферного устройства рассматриваемой конструкции существует такой диапазон величин зазора δ_w в шарнире, при котором он работает неэффективно. С увеличением жесткости упругих элементов этот диапазон смещается в область меньших величин зазоров, позволяя снизить пороговые значения гарантируемо не превышаемых напряжений в стреле и ускорения груза при любой допустимой величине зазора (рис. 7).

Увеличение жесткости демпферных устройств имеет и свои негативные последствия:

- приводит к увеличению частоты колебаний грузозахватного устройства (рис. 5), что может оказаться неприемлемым при транспортировке хрупких и взрывоопасных грузов;
- повышает технологическую сложность изготовления демпферных устройств, поскольку повышаются требования к величине зазора между шарнирным пальцем и амортизирующими элементами самого демпферного устройства.

Таким образом, подбор жесткости демпферных устройств является нетривиальной задачей, требующей комплексного подхода для нахождения оптимального решения [9]. Для автоматизации нахождения решения указанной задачи на основе математических моделей, задач и методик оптимизации упругих амортизирующих элементов, разработанных в [9], целесообразно использовать программный комплекс «Моделирование и оптимизация шарнирных демпферов» [20].

В качестве примера сравним работу шарнирного соединения с зазором $\delta_w = 1,5 \text{ мм}$ без демпферных устройств и с устройствами, имеющими следующие характеристики: жесткость $C = 5 \text{ МН/м}$, коэффициент демпфирования $\alpha = 1 \text{ кН}\cdot\text{с/м}$. Результаты расчета показывают, что при совершении аналогичного поворотного движения стрелы в шарнирном сочленении с установленными демпферными устройствами рассматриваемой конструкции [6, 7] полного выбора зазора, и соответственно, удара не происходит (рис. 8). При этом регистрируемые

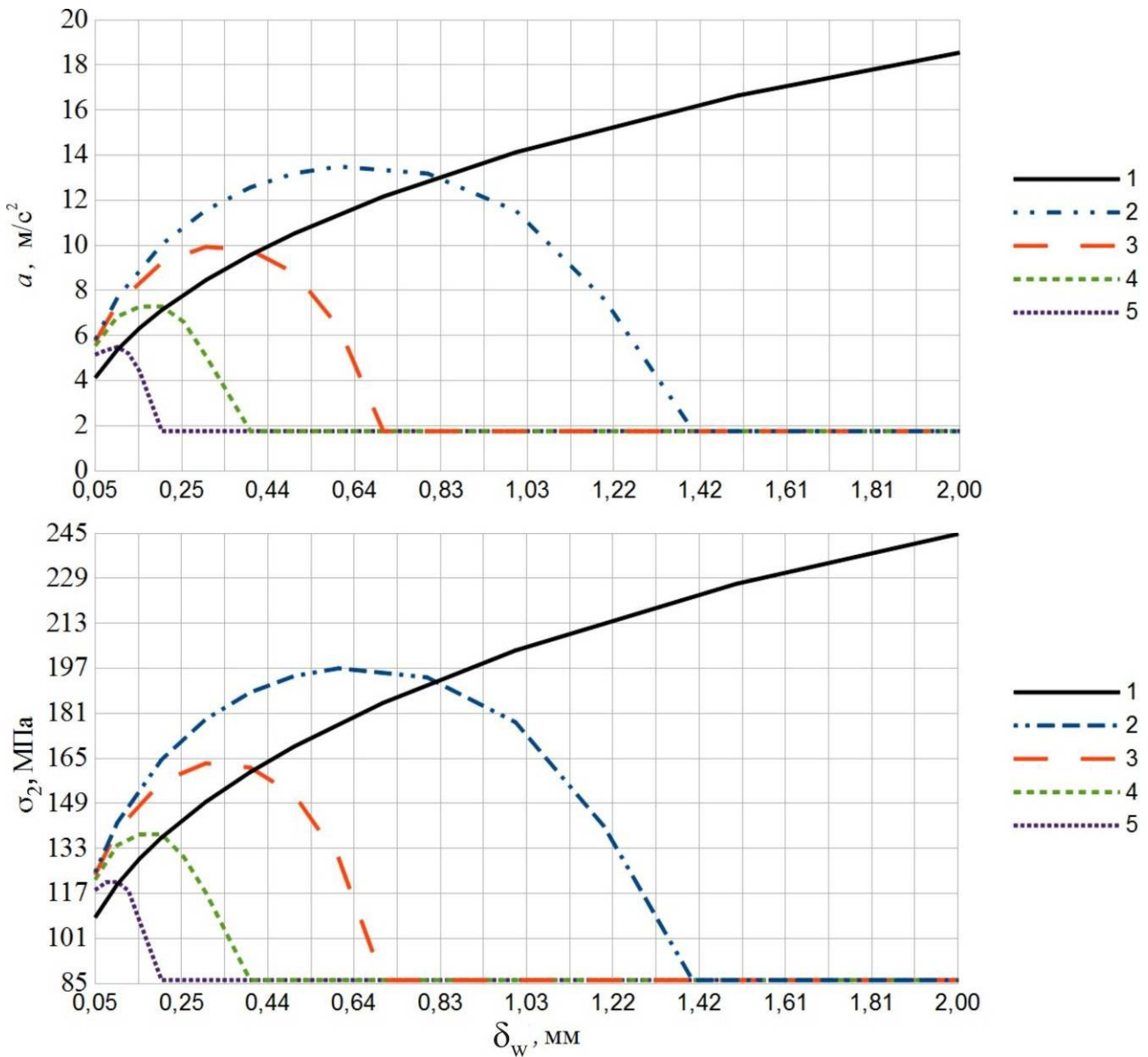


Рис. 6. Зависимости ускорения груза a и максимальных напряжений в стреле σ_2 от величины зазора δ_w при различной жесткости демпферных устройств (коэффициент демпфирования $\alpha = 1 \text{ кН}\cdot\text{с/м}$): 1 - $C = 0$; 2 - $C = 5 \text{ МН/м}$; 3 - $C = 10 \text{ МН/м}$; 4 - $C = 20 \text{ МН/м}$; 5 - $C = 40 \text{ МН/м}$

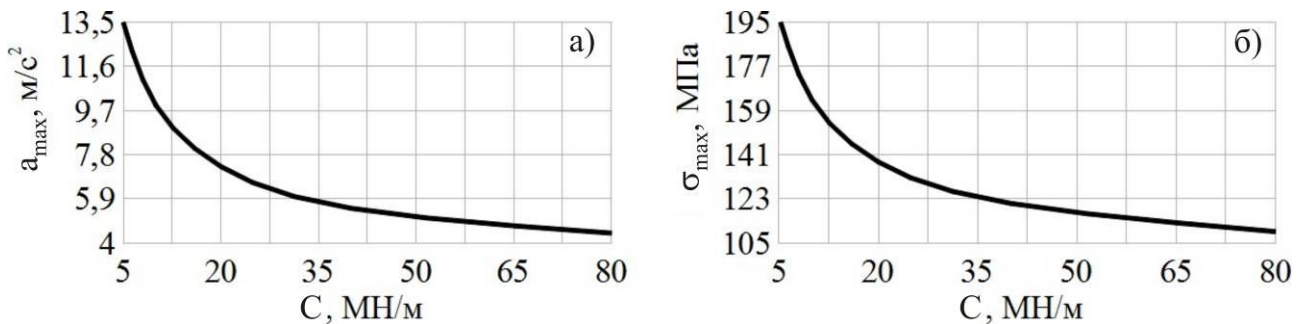


Рис. 7. Пороговые значения максимального ускорения груза a_{max} и напряжений в стреле σ_{max} , которые гарантированно не будут превышены при использовании демпферных устройств с данной жесткостью (при коэффициенте демпфирования $\alpha = 1 \text{ кН}\cdot\text{с/м}$)

максимальные напряжения в стреле σ_2 оказываются меньше на 58% и составляют 88 МПа, а наблюдаемое максимальное ускорение груза меньше в 7,6 раза и не превышает 2 м/с^2 . Полученные результаты согласуются с приведенными выше характеристиками демпферных устройств и подтверждают возможность значительного (в несколько раз) снижения испытываемых грузом ускорений и существенного снижения напряжений в опасных сечениях элементов металлоконструкции крано-манипуляторной установки.

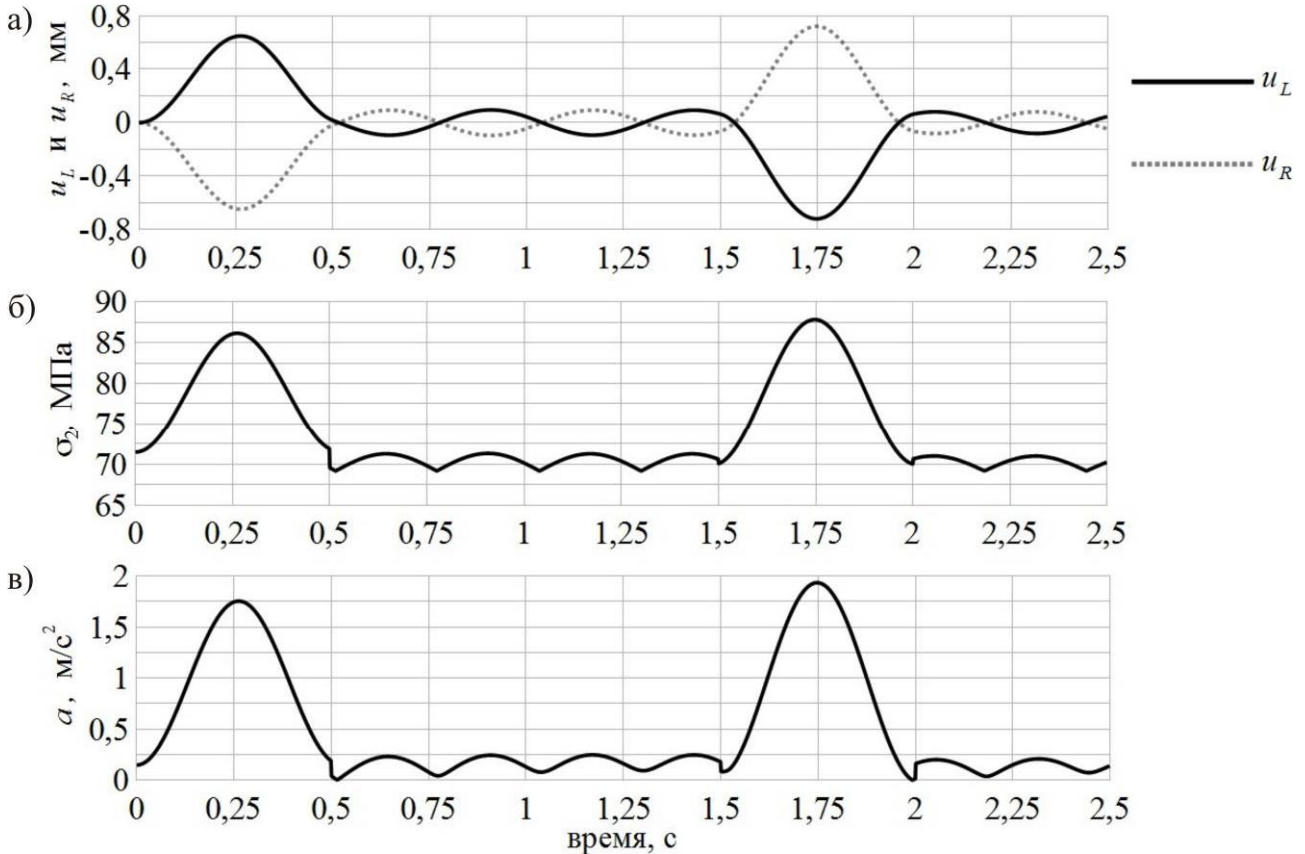


Рис. 8. Изменение во времени кинематических, динамических и прочностных параметров при поворотном движении крано-манипуляторной установки с повышенным зазором $\delta_w = 1,5 \text{ мм}$ в шарнирном соединении стрелы с грузозахватным органом при наличии демпферных устройств ($C = 5 \text{ МН/м}$, $\alpha = 1 \text{ кН}\cdot\text{с/м}$):

а - перемещения торцевых сечений оси пальца шарнира в плоскости отверстий проушины (левой - u_L , правой - u_R); б - максимальные напряжения в стреле σ_2 ; в - ускорение груза

Список литературы

1. Справочник по техническому обслуживанию, ремонту и диагностированию грузоподъемных кранов: в 2-х т. Т.1 / В.С. Котельников, Н.А. Шишков, А.С. Липатов, Л.А. Невзоров, А.М. Горлин. – М.: Госгортехнадзор России, 1996. – 392 с.
2. РД 10-112-2-09. Методические рекомендации по экспертному обследованию грузоподъемных машин. Ч. 2. Краны стреловые общего назначения и краны-манипуляторы грузоподъемные. М.: ООО «НИИКраностроения», 2009. - 120 с.
3. Лагерева, Э.А. Научные проблемы проектирования гидравлических крано-манипуляторных установок мобильных транспортно-технологических машин / Э.А. Лагерева // Достижения вузовской науки. – 2015. - № 14. – С. 101-106.
4. Лагерев, А.В. Динамика гидравлических крано-манипуляторных установок при наличии зазоров в шарнирных соединениях звеньев / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев, А.А. Мильто // Приводы и компоненты машин. - 2015. - № 2. - С. 2–4.

5. Лагерев, А.В. Динамико-прочностной анализ гидравлических крано-манипуляторных установок мобильных машин / А.В. Лагерев, А.А. Мильто, И.А. Лагерев. – Брянск: РИО БГУ, 2015. – 186 с.
6. Патент 160246 Российская Федерация В66С 23/64. Устройство для соединения секций грузоподъемной стрелы крано-манипуляторной установки / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев. – Заявл. 29.07.15, № 2015131596. Оpubл. 10.03.16. – Бюл. № 7.
7. Лагерев, А.В. Патент RU № 160246 на полезную модель «Устройство для соединения секций грузоподъемной стрелы крано-манипуляторной установки» / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2016. - №1. – С. 103-105. URL: <http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2016-N1/2016-01-12.pdf>
8. Лагерев, И.А. Снижение ударной нагрузки, вызываемой люфтом в шарнирных соединениях звеньев крано-манипуляторных установок / И.А. Лагерев, А.А. Мильто, А.В. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. - 2015. - № 2. – С. 37–43.
9. Лагерев, И.А. Эффективность упругого демпфирования в шарнирных соединениях стрел крано-манипуляторных установок при повышенных зазорах / И.А. Лагерев, А.А. Мильто, А.В. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2016. - №1. – С. 18-36. URL: <http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2016-N1/2016-01-03.pdf>.
10. Jönsson A., Bathelt J., Broman G. Implications of Modelling One-Dimensional Impact by Using a Spring and Damper Element, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 2005, Vol. 219, No. 3, pp. 299–305.
11. Лагерев А.В., Лагерев И.А., Мильто А.А. Универсальная методика динамического анализа гидравлических кранов-манипуляторов // Вестник Брянского государственного технического университета. - 2013. - № 3. - С. 24–31.
12. Лагерев, А.В. Универсальная методика определения напряжений в стержневых элементах конструкций гидравлических кранов-манипуляторов в задачах динамики / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев, А.А. Мильто // Вестник Брянского государственного университета. - 2013. - № 4. - С. 21–26.
13. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Tool for Preliminary Dynamics and Stress Analysis of Articulating Cranes // *International Review on Modelling and Simulations*. - 2014. - Vol. 7. - N. 4. - P. 644–652.
14. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Preliminary Dynamics and Stress Analysis of Articulating Non-Telescoping Boom Cranes using Finite Element Method // *International Review on Modelling and Simulations*. - 2015. - Vol. 8. - N. 2. - P. 223–226.
15. Лагерев А.В., Мильто А.А. Программа для ЭВМ KBScrane Dynamics. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2014614195 от 17 апреля 2014 года (Федеральная служба по интеллектуальной собственности).
16. Лагерев А.В., Мильто А.А. Программа для ЭВМ KBScrane Graphics. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2014614196 от 17 апреля 2014 года (Федеральная служба по интеллектуальной собственности).
17. Лагерев, А.В. Оптимизация конструкции крана-манипулятора машины для сварки магистральных трубопроводов при модернизации / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Подъемно-транспортное дело. – 2013. - № 1. – С. 4-7.
18. Лагерев, И.А. Динамика трехзвенных гидравлических кранов-манипуляторов / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев. – Брянск: БГТУ, 2012. – 196 с.
19. Лагерев, И.А. Повышение трещиностойкости и живучести элементов узлов соединения секций грузоподъемных стрел крано-манипуляторных установок мобильных машин / И.А. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. - 2015. - №2. - С. 16-22. URL: <http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2015-N2/2015-02-02.pdf>.
20. Лагерев И.А. Программный комплекс «Моделирование и оптимизация шарнирных демпферов». Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2016614819 от 05 мая 2016 года (Федеральная служба по интеллектуальной собственности).

Сведения об авторах

Лагереv Игорь Александрович – кандидат технических наук, проректор по инновационной работе Брянского государственного университета имени академика И.Г. Петровского», *lagerev-bgu@yandex.ru*.

Мильто Андрей Александрович – инженер, *miltoandrey@ya.ru*.

Лагереv Александр Валерьевич – доктор технических наук, профессор, заместитель директора по научной работе НИИ фундаментальных и прикладных исследований Брянского государственного университета имени академика И.Г. Петровского», *bsu-avl@yandex.ru*.

MODELING OF ROTARY MOVEMENT OF THE ARTICULATING CRANES WITH INCREASED GAPS IN THE HINGE JOINTS OF THE LINKS

I.A. Lagerev, A.A. Milto, A.V. Lagerev

Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University

The article made computer simulation of dynamics of hydraulic articulating cranes with fully rotary motion for the case when the cylindrical hinges have an increased gap. Considered the use of special damping devices to reduce shock loads due to the presence of increased gaps. In previously developed software package KBCrane performed a series of calculations made it possible to establish the relationship between the stiffness and damping devices the effectiveness of their use in varying the magnitude of the gap. In the case of the rotary movement of the articulating crane, a comparative analysis of work of joints of the connection node of the boom and lifting device with no gap and with high gaps. The features of the damping devices work joints and cushioning. Conclusions on positive and negative sides of the use of elastic damping devices.

Key words: *articulating crane, dynamics, strength, stiffness, hinge joint, higher gap, impact*

References

1. Kotelnikov V.S., Shishkov N.A., Lipatov A.S., Gorlin A.M. *Spravoshnik po tekhnicheskomu obsluzhivaniyu, remontu b diagnostirovaniyu gruzopodemnykh kranov. Vol. 1* [Guide for maintenance, repair and diagnostics of hoisting cranes]. Moscow, Gosgortekhnadzor Rossii, 1996. 392 p.
2. RD 10-112-2-09. *Metodicheskie rekomendatsii po ekspertnomu obsledovaniyu gruzopodemnykh mashin. Part 2. Krany strelovye obchshego naznacheniya i krany-manipulyatory gruzopodemnye*. [RD 10-112-2-09. Methodological recommendations on expert inspection of hoisting machines. Part 2. Cranes general purpose and crane-manipulators].
3. Lagereva E.A. The scientific problem of designing hydraulic crane-manipulating installations of mobile transport technological machines, *Dostizheniya vuzovskoy nauki*, 2015, No.14, pp. 101-106.
4. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Dynamics simulation of hydraulic crane-manipulator with gaps in hinge joints of a boom, *Privody i komponenty machin*, 2015, No.2, pp. 2–4.
5. Lagerev A.V., Milto A.A., Lagerev I.A. *Dinamiko-prochnostnoy analiz gidravlicheskiikh krano-manipulyatornykh ustanovok mobilnykh mashin* [Dynamic and mechanical analysis of hydraulic crane-manipulating installations of mobile machines]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Universitet, 2015. 186 p.
6. Patent RU 160246. *Ustroystvo dlya soedineniya sektsiy gruzopodemnoy strely krano-manipulyatornoy ustanovki* [Device for connecting sections hoisting boom crane-manipulator]. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Declared 29.07.2015. Published 10.03.2016.
7. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Patent RU 160246. Device for connecting sections hoisting boom crane-manipulator, *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No.1, pp. 103-105.
8. Lagerev I.A., Milto A.A., Lagerev A.V. Reducing the impact load arising from the looseness in joints of articulating cranes, *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2015, No.2, pp. 37-43.

9. Lagerev I.A., Milto A.A., Lagerev A.V. Effectiveness of elastic damping in the pivot joints of cargo boom of crane-manipulating installations at large gaps, *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No.1, pp. 18-36. URL: <http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2016-N1/2016-01-02.pdf>.
10. Jönsson A., Bathelt J., Broman G. Implications of Modelling One-Dimensional Impact by Using a Spring and Damper Element, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 2005, Vol. 219, No. 3, pp. 299–305.
11. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Universal technique for analysing hydraulic articulating crane dynamics, *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2013, No.3, pp. 24-31.
12. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Universal technique for stress analysis of beam elements of articulating cranes in case of dynamic load, *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2013, No.4, pp. 21-26.
13. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Tool for Preliminary Dynamics and Stress Analysis of Articulating Cranes. *International Review on Modelling and Simulations*, 2014, Vol.7, No.4, pp. 644–652.
14. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Preliminary Dynamics and Stress Analysis of Articulating Non-Telescoping Boom Cranes using Finite Element Method, *International Review on Modelling and Simulations*, 2015, Vol. 8, No. 2. pp. 223–226.
15. Lagerev A.V., Milto A.A. *KBCrane Dynamics. Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programm dlya EVM* [KBCrane Dynamics. The Certificate on official registration of the computer program]. No. 2014614195, 2014.
16. Lagerev A.V., Milto A.A. *KBCrane Graphics. Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programm dlya EVM* [KBCrane Graphics. The Certificate on official registration of the computer program]. No. 2014614196, 2014.
17. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Trunk pipeline welding machine crane-manipulator optimization during its modernization, *Podyemno-transportnoe delo*, 2013, No.1, pp. 4-7.
18. Lagerev I.A., Lagerev A.V. *Dinamika tryekhzhvennykh gidravlicheskiy kranov-manipulatorov* [Dynamics three-tier hydraulic crane-manipulators]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Tekhnicheskii Universitet, 2012. 196 p.
19. Lagerev I.A. Increasing the cracking resistance and the survivability of the elements the joints of the sections of the jib crane-manipulating installations of mobile machines, *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2015, No.2, pp. 16-22.
20. Lagerev I.A. *Programmnyy kompleks „Modelirovanie i optimizatsiya sharnirnykh dempferov”*. *Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programm dlya EVM* [The software package "Simulation and optimization of hinge dampers". The Certificate on official registration of the computer program]. No. 2016614819, 2016.

Authors' information

Igor A. Lagerev - Candidate of Technical Sciences, Vice rector for Innovations at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, lagerev-bgu@yandex.ru.

Andrei A. Milto - graduate engineer, miltoandrey@ya.ru.

Alexander V. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Professor, Vice director of Research Institute of Fundamental and Applied Research at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, bsu-avl@yandex.ru.