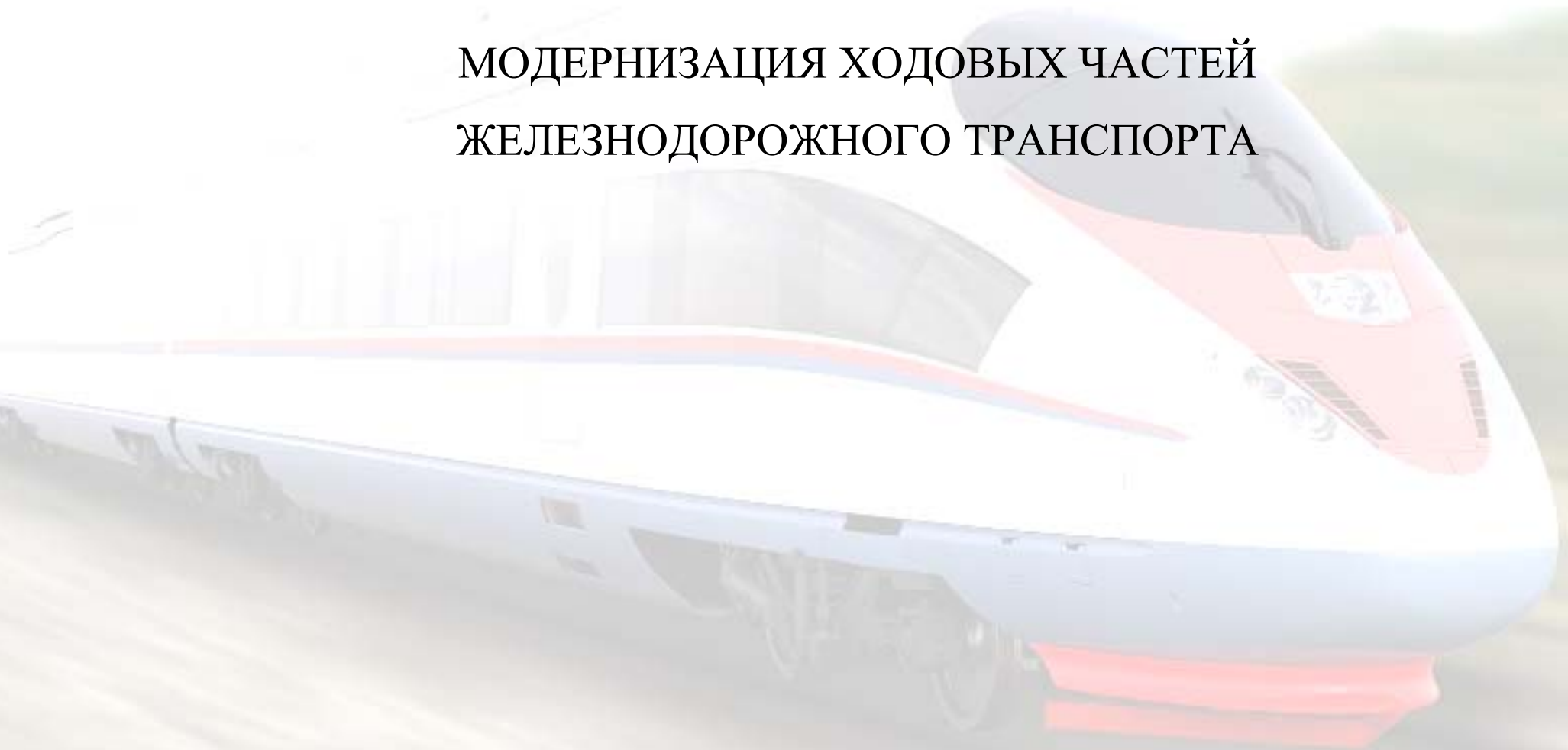


ФБГОУ ВПО «Елецкий государственный университет им. И.А. Бунина»

МОДЕРНИЗАЦИЯ ХОДОВЫХ ЧАСТЕЙ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА



Резюме проекта

Отличительной особенностью современного железнодорожного транспорта является сравнительно высокая скорость движения, производительность, а также энергонасыщенность, надежность и экономическая эффективность его использования. Все перечисленные качества основаны на постоянном совершенствовании конструкций узлов и элементов локомотивов и вагонов, систем безопасности движения и т.д. Одним из важнейших конструктивных элементов такого подвижного состава являются его ходовые части, включающие в себя рессорное подвешивание и гасители колебаний (демпферы).

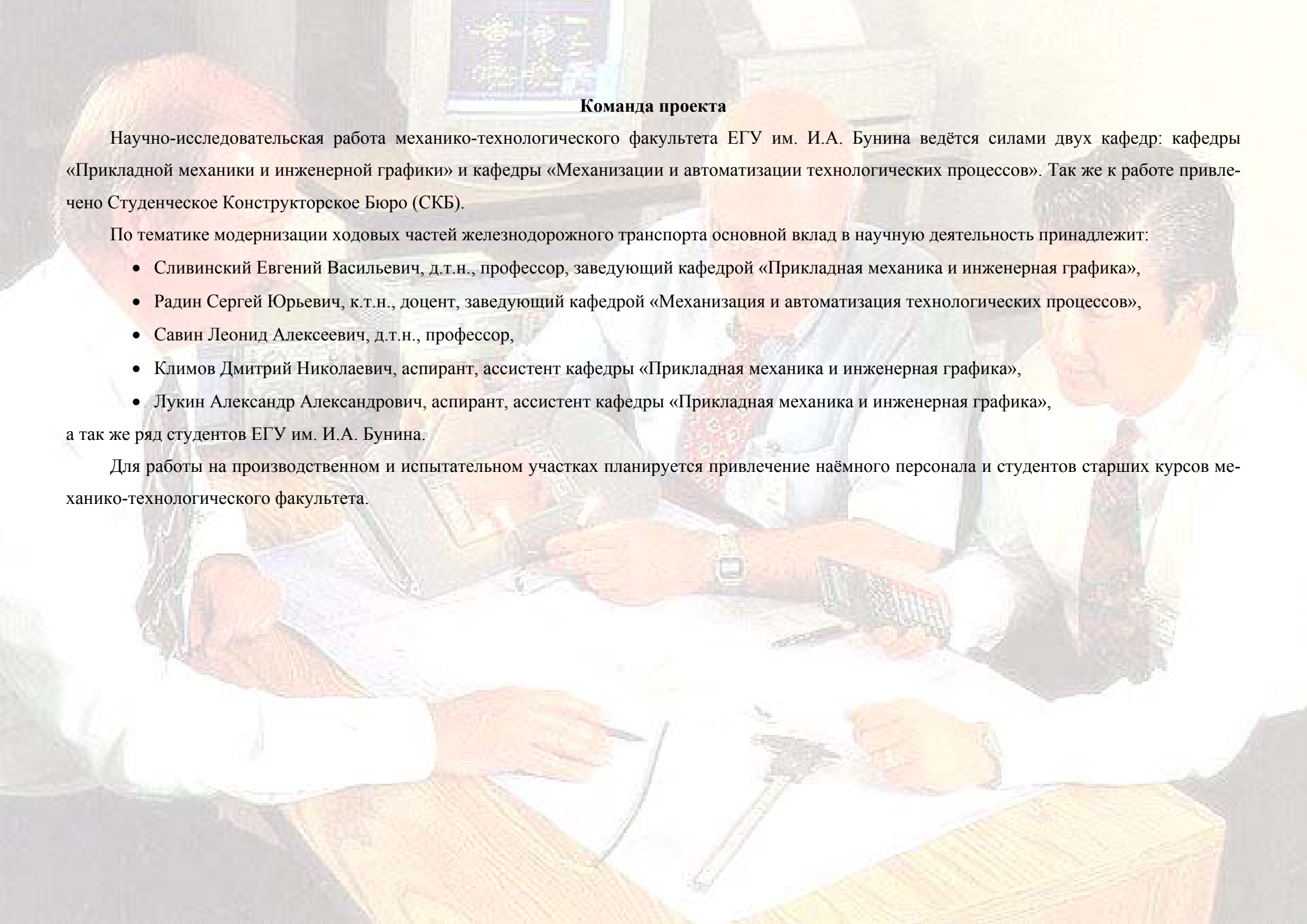
Известные технические решения в этой области, несмотря на свою эффективность использования, имеют ряд существенных недостатков, не позволяющих получить требуемых характеристик, обеспечивающих эффективную работоспособность при всех режимах эксплуатации. В то же время, они обладают невысокой надежностью из-за сложности конструкции высокой стоимости, как в производстве, так и ремонте.

Учитывая это, в ЕГУ им. И.А.Бунина на механико-технологическом факультете проводится научно-исследовательская работа на тему «Динамика, прочность и надёжность транспортных, строительно-дорожных и сельскохозяйственных машин используемых в Чернозёмном регионе Российской Федерации». Одним из её разделов является направление, связанное с совершенствованием на уровне изобретений элементов, используемых в конструкции ходовых частей локомотивов и вагонов.

На сегодняшний день в рамках выполнения указанной НИР получено более 50 патентов РФ на изобретение, опубликовано свыше 200 статей в периодической печати. Актуальность и значимость проводимых научных работ подтверждена жюри и комиссиями различных Всероссийских и международных конкурсов.

Для полноценной оценки эффективности предлагаемых разработок и возможного внедрения их на предприятиях локомотиво-, вагоностроения, необходимо развёртывание производственной линии для изготовления опытных образцов и испытательного участка, оборудованных соответствующим набором производственных мощностей и лабораторно-испытательного оборудования. Данный производственно-испытательный участок позволит предлагать вышеназванным предприятиям технические решения готовые к внедрению и производству по разработанной сотрудниками университета рабочей конструкторской и технологической документации.

Предполагаемый объём инвестиций порядка 100 000 000 руб. Указанную сумму планируется потратить на приобретение и подготовку производственных помещений, приобретение, монтаж и наладку производственного и испытательного оборудования.



Команда проекта

Научно-исследовательская работа механико-технологического факультета ЕГУ им. И.А. Бунина ведётся силами двух кафедр: кафедры «Прикладной механики и инженерной графики» и кафедры «Механизации и автоматизации технологических процессов». Так же к работе привлечено Студенческое Конструкторское Бюро (СКБ).

По тематике модернизации ходовых частей железнодорожного транспорта основной вклад в научную деятельность принадлежит:

- Сливинский Евгений Васильевич, д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Прикладная механика и инженерная графика»,
- Радин Сергей Юрьевич, к.т.н., доцент, заведующий кафедрой «Механизация и автоматизация технологических процессов»,
- Савин Леонид Алексеевич, д.т.н., профессор,
- Климов Дмитрий Николаевич, аспирант, ассистент кафедры «Прикладная механика и инженерная графика»,
- Лукин Александр Александрович, аспирант, ассистент кафедры «Прикладная механика и инженерная графика»,

а так же ряд студентов ЕГУ им. И.А. Бунина.

Для работы на производственном и испытательном участках планируется привлечение наёмного персонала и студентов старших курсов механико-технологического факультета.

Описание создаваемого бизнеса

Создаваемое предприятие планируется как научно-производственный центр при ЕГУ им. И.А. Бунина. Основным направлением деятельности описываемого НПЦ планируется создание и предварительная оценка эффективности инновационных технических решений, которые могут быть внедрены в железнодорожной, автомобильной и сельскохозяйственной технике.

В настоящий момент промышленные предприятия не заинтересованы в использовании изобретений, правообладателем которых является ЕГУ им. И.А. Бунина, в связи тем, что большинство этих технических решений имеют уровень инновационной идеи. Доведение этой идеи до уровня серийно выпускающегося изделия связано с большой продолжительностью отработки конструкции, затратой материальных и людских ресурсов, необходимостью финансирования данного проекта. Кроме всего прочего такая работа не всегда даёт положительный результат. Такие условия внедрения предлагаемых технических решений, как правило, не поощряются руководством предприятий, стремящихся повысить прибыли от вкладываемых средств. Поэтому необходимым условием сотрудничества промышленности и ЕГУ им. И.А. Бунина на сегодняшний день является обязательное наличие готовой рабочей конструкторской и технологической документации на предлагаемое изобретение.

Создание НПЦ для университета позволит решить ряд задач.

1. Мощности НПЦ позволят разрабатывать и предлагать промышленности проекты на уровне технического предложения;
2. Привлечение студентов к производственному процессу студентов университета профильных специальностей позволит научить их на практике применять теоретические знания, что в конечном итоге повысит качество учебного процесса;
3. Наличие НПЦ позволит создать в рамках ЕГУ им. И.А. Бунина научную школу технического направления;
4. Кроме основной научно-производственной деятельности, в рамках НПЦ возможно налаживание мелкосерийного производства металлоизделий, проведение экспертиз и т.п.

Решение всех вышеперечисленных задач позволит ЕГУ им. И.А. Бунина привлечь в свой бюджет дополнительные средства.

Оценка рентабельности и окупаемости НПЦ на сегодняшний момент затруднительна. Ориентировочно предполагается, что рентабельность такого участка будет в пределах 5-8 %, а срок окупаемости составит 6-8 лет.

В качестве примера рассмотрим ряд технических решений, направленных на совершенствование ходовых частей железнодорожного транспорта.

1.Торсионные рессорные подвешивания адаптивного типа.

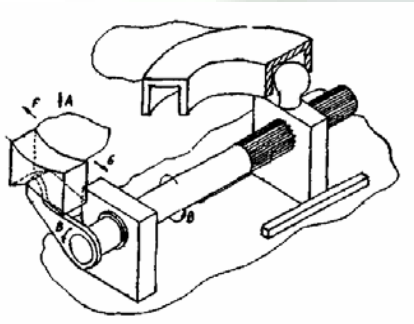


Рис. 1. Патент RU2267428

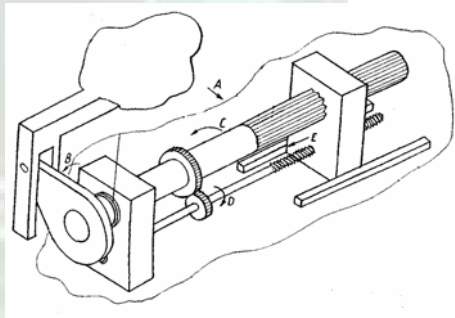


Рис. 2. Патент RU2240929

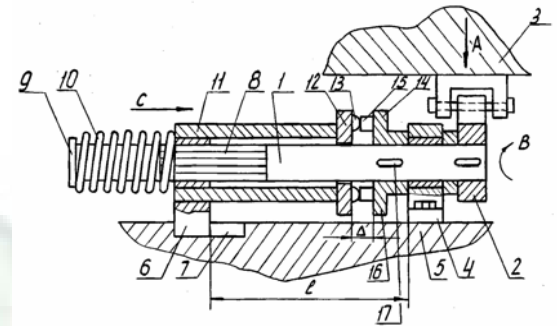


Рис. 3. Патент RU2278039

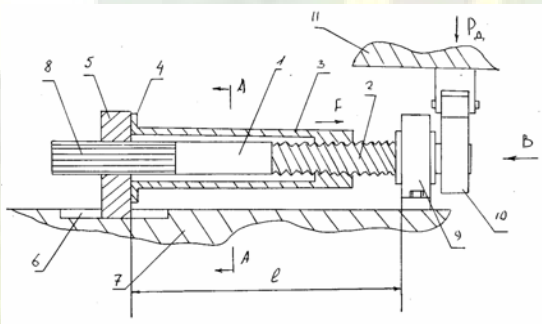


Рис. 4. Патент RU2284934

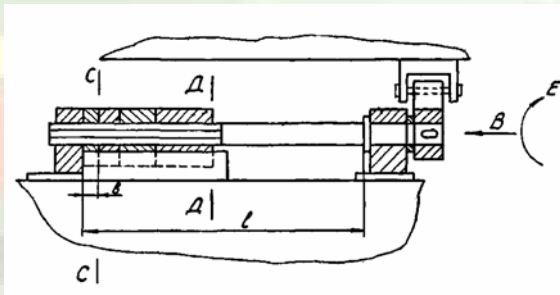


Рис. 5. Патент RU2278039

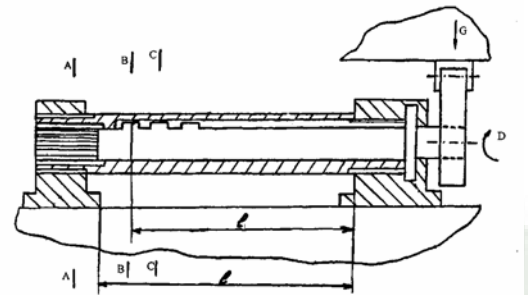


Рис. 6. Патент RU2284933

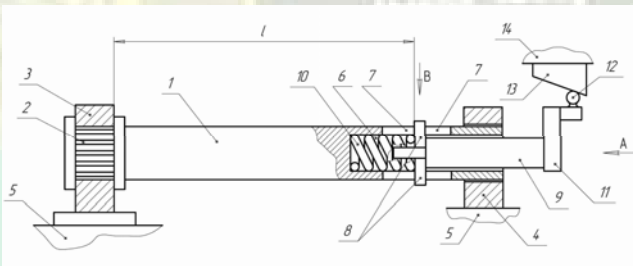


Рис. 7. Патент RU2427738

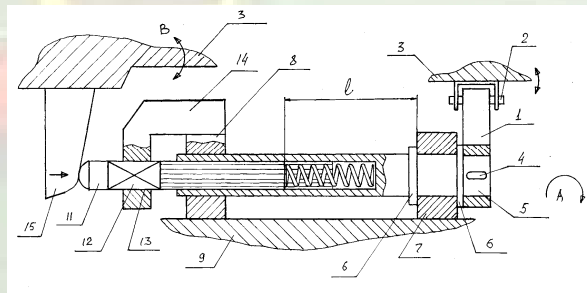


Рис. 8. Патент RU2299823

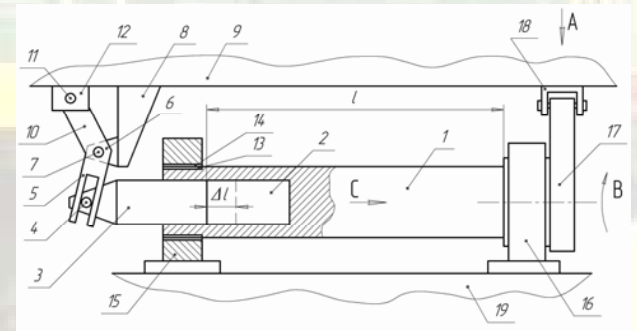


Рис. 9. Патент RU2427737

Представленные конструкции отличаются от известных тем, что они в автоматическом режиме позволяют изменять крутильную жёсткость стержня торсиона. В качестве примера рассмотрим работу конструкции торсионной рессоры локомотива, представленную в патенте RU2427737 (рис. 9). Такая торсионная рессора состоит из стержня 1, в котором выполнен канал прямоугольного сечения 2. В этом канале подвижно в продольной его плоскости размещён брус прямоугольного сечения 3, который шарнирно с помощью пальца 4 соединён с одним из плеч 5 двуплечего рычага 6, шарнирно установленного с помощью пальца 7 на кронштейне 8, жёстко присоединённом к кузову 9 локомотива. Другое плечо 10 двуплечего рычага 6 также шарнирно с помощью пальца 11 взаимосвязано с кронштейном 12, установленным на кузове 9. Стержень с одной стороны снабжён шлицами 13, которые сопряжены с ответными шлицами 14, выполненными в опоре 15, а с другой, с возможностью угловых поворотов, расположен в подвижной опоре 16 и снабжён рычагом 17, шарнирно связанным с кронштейном 18 кузова 9 локомотива. Опоры 15 и 16 жёстко закреплены на тележке локомотива 19.

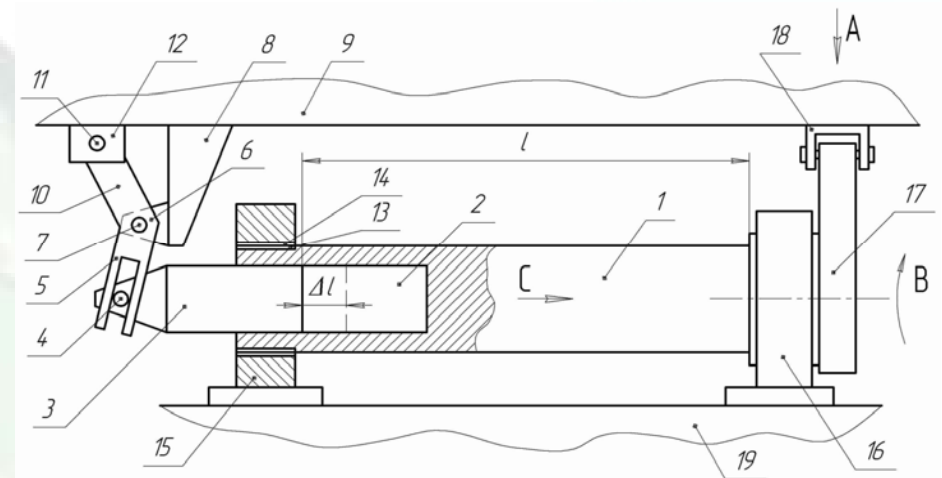


Рис. 10. Патент RU2427737

Работает торсионная рессора следующим образом. В состоянии покоя элементная база торсионной рессоры находится в таком состоянии, как это показано на рис. 10. В состоянии покоя статическая нагрузка, действующей по стрелке *A*, вызывает закрутку стержня 1 по стрелке *B* и кузов локомотива 9 получает перемещение в вертикальной плоскости в сторону его тележки 19 на некоторую величину. В случае движения локомотива, под действием динамических составляющих сил, вызывающих колебания кузова локомотива 9 и его тележки 19, происходит не только кручение стержня 1, вызванное поворотом рычага 17, но и поступательное движение по стрелке *C* бруса прямоугольного сечения 3, который уменьшает рабочую длину *l* стержня 1 торсиона на величину Δl , увеличивая жёсткость стержня 1 торсиона и демпфирующую способность рессоры. При дальнейшем движении локомотива и различных по величине амплитудах колебаний конструктивных его элементов будет происходить автоматическая перестройка торсионной рессоры в зависимости от величины динамического воздействия на неё, зависящего от неровности пути. Такая адаптация торсионной рессоры позволит повысить плавность хода локомотива. Далее описанные процессы могут повторяться неоднократно.

2. Гидромеханические гасители колебаний (демпферы) адаптивного типа.

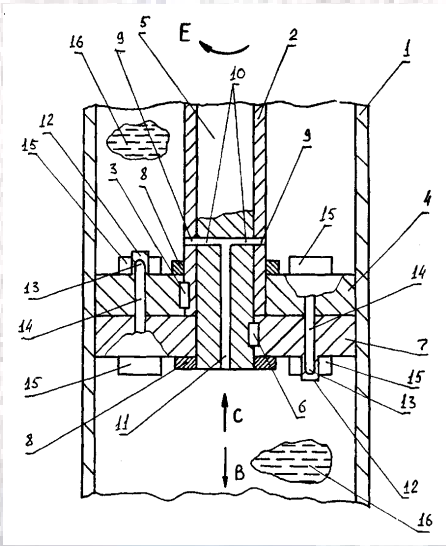


Рис. 11. Патент RU2371617

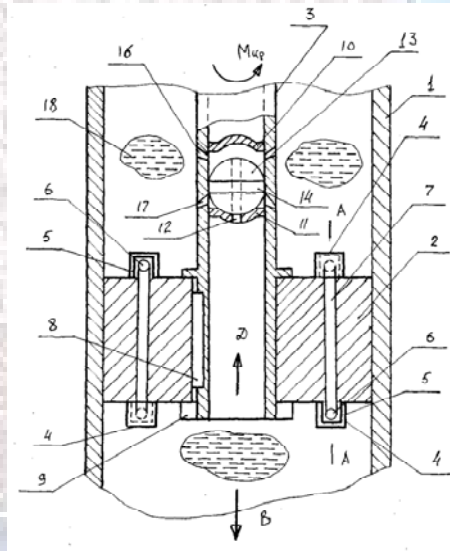


Рис. 12. Патент RU2301363

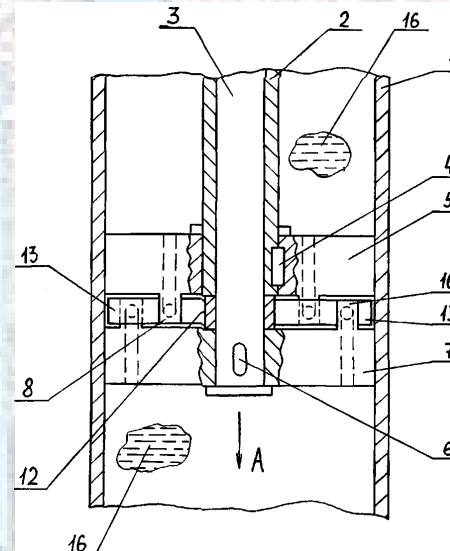


Рис. 13. Патент RU2324089

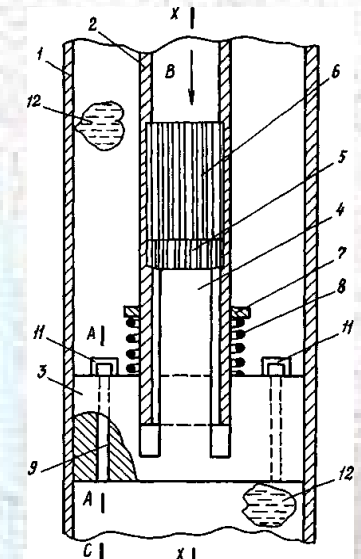


Рис. 14. Патент RU2317456

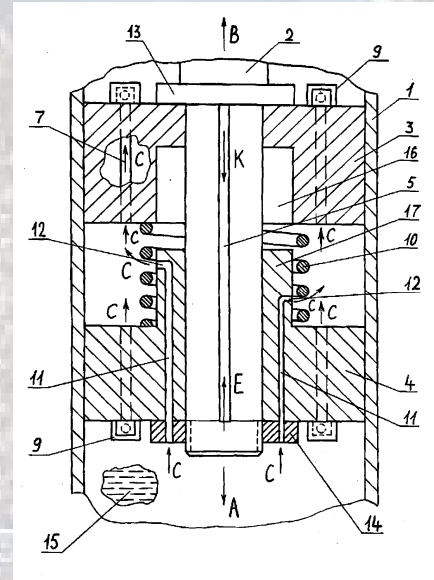


Рис. 15. Патент RU2385425

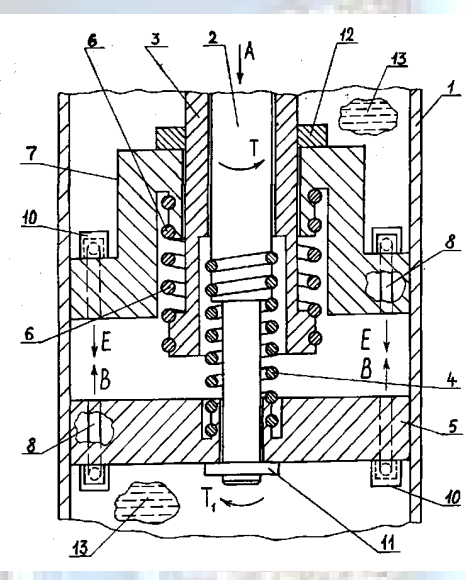


Рис. 16. Патент RU2388949

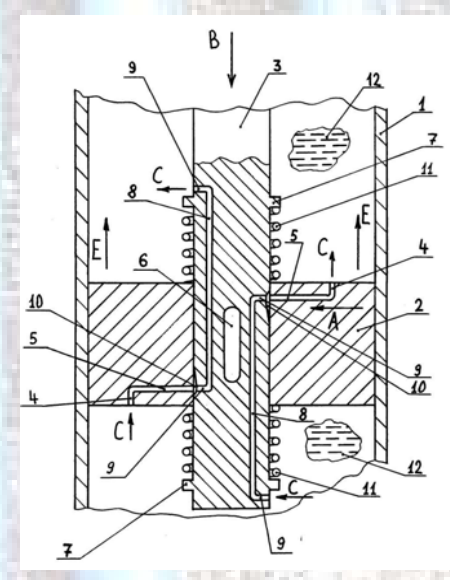


Рис. 17. Патент RU2314949

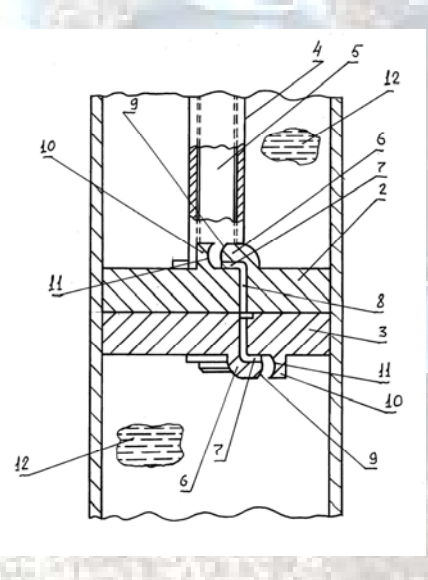


Рис. 18. Патент RU2324087

Сущность предложенных технических решений заключается в том, что при рабочем ходе и отдаче шток подвергается чистому кручению, рассеивая при этом энергию колебаний кузова, одновременно с этим работают силы сопротивления, создаваемые за счёт протекания рабочей жидкости через дроссельные каналы. Рассмотрим подробнее работу таких устройств на примере конструкции, описанной в патенте RU 2301363.

При движении подвижного состава поршень 2, жёстко закреплённый на полем штоке 3, совершает рабочий ход. Находящаяся в подпоршневой полости рабочая жидкость 18 по стрелкам *C* поступает в горизонтальные каналы 6 выступов 5, проходит через вертикальные каналы 7 и контактирует с радиальными его рёбрами 4, создаёт крутящий момент $M_{кр}$ на полем штоке 3, который закручиваясь на определённый угол, поглощает поступательную энергию хода поршня. При обратном ходе поршня рабочая жидкость протекает по указанным выше каналам в противоположном направлении. В

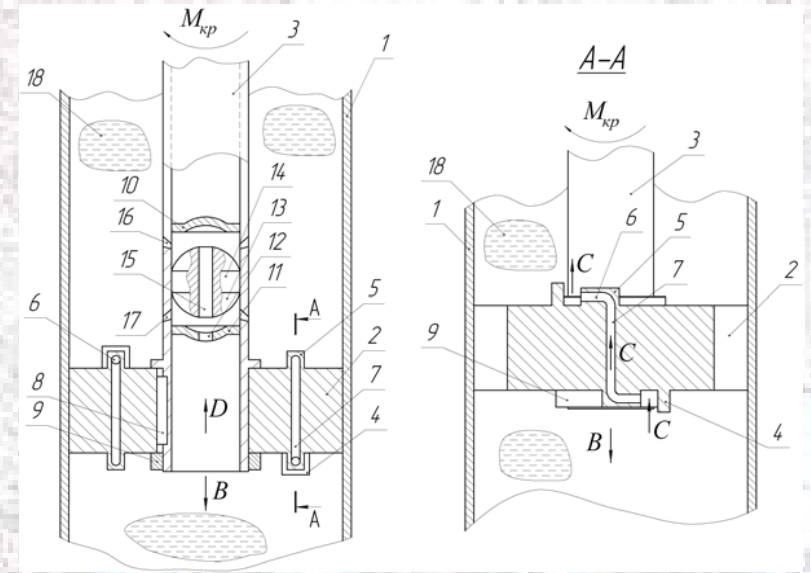


Рис. 19. Патент RU 2301363

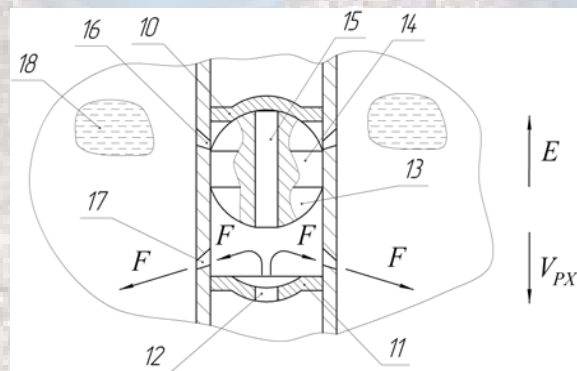


Рис. 20. Патент RU 2301363

случае резкого возникновения динамической нагрузки, скорость поршня $V_{пх}$ мгновенно возрастает, рабочая жидкость получает движение в полем штоке 3, проходит через сквозное отверстие 12 диафрагмы 11 и перемещает сферическое тело качения 13, пока оно не упрётся в сплошную диафрагму 10, запирая вертикальный осевой канал 15 тела качения 13 и верхние конусные каналы штока 16. Поэтому рабочая жидкость поступит в нижние конусные каналы 17 штока и, истекая из них со значительной скоростью, создаст сопротивление движению поршня. Чем выше скорость поршня $V_{пх}$, тем выше будет демпфирующая способность гасителя. При отдаче поршень с полем штоком будет перемещаться в обратном направлении. Под действием тока рабочей жидкости 18 тело качения 13 переместится, запирая каналы штока 17. Рабочая жидкость через каналы 16, 15 и 12 будет транспортироваться в подпоршневую полость гасителя, демпфируя этот вид динамического нагружения. В дальнейшем описанные процессы могут повторяться неоднократно.

3. Оценка эффективности торсионного рессорного подвешивания локомотивов, снабжённого гидромеханическим гасителем колебаний

Для оценки эффективности работы вышеописанных технических решений разрабатываются математические модели, привязанные к реально существующим и эксплуатирующимся тепловозам и вагонам. Результаты таких исследований докладываются на научно-практических конференциях и публикуются в периодической печати, в частности таких журналах как «Известия Орёл ГТУ», «Локомотив», «Гудок», «Вестник транспорта Поволжья», «Вестник СамГУПС» и др.

В качестве примера рассмотрим перспективное торсионное рессорное подвешивание тепловоза 2ТЭ10Л, снабжённого гидромеханическим гасителем колебаний. Комплект состоит из торсионной рессоры и гидромеханического гасителя, описанных выше.

Расчётная схема такого рессорного подвешивания разработана на основе упруго-вязкой модели Фойхта-Кельвина, где под индексом C_ϕ предусмотрена крутильная жёсткость торсионной рессоры, а под индексом α_Σ – суммарный коэффициент демпфирования гидромеханического гасителя колебаний.

Для оценки работоспособности предложенной конструкции торсионной рессорной подвески и в частности её составляющих конструктивных элементов, и определения основных их геометрических и кинематических параметров разработана расчётная схема (рис. 21), а также следующие методики расчёта, привязанные, например, к челюстной тележке тепловоза 2ТЭ10Л.



Рис. 21. Перспективное торсионное подвешивание тепловоза 2ТЭ10Л

Исходя из того, что на одну колесную пару тепловоза действует статическая нагрузка 212кН , то к рычагу одной торсионной рессоры будет приложена сила $N_{ст}=212/4 = 53\text{кН}$. Известно, что, рабочая нагрузка N_d (динамическая) при скорости $V=100\text{км/ч}$ на рессорный комплект не превышает 25 % от статической нагрузки, т.е. в данном случае $13,25\text{кН}$. Тогда суммарная нагрузка на рессору в этом случае составит $N_{\Sigma}= N_{ст}+ N_d = 53 + 13,25 = 66,25\text{кН}$ и момент, приложенный к стержню торсиона, определится $M_{кр} = N_{\Sigma}l_1 = 66,25 \cdot 0,3 = 19,8\text{кН}\cdot\text{м}$. Вычислим диаметр стержня торсиона по известной зависимости:

$$d_T = \sqrt[3]{\frac{16M_{кр}}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 19,8 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 600}} = 55,2\text{мм},$$

где: $[\tau] = 600\text{МПа}$ согласно ГОСТ 14959-79 соответствующее материалу сталь 65С2ВА;

l_1 - длина приводного рычага торсиона принята равной 300мм .

Согласно сортамента на прокат ГОСТ 23360-78, для изготовления стержня торсиона окончательно назначим его диаметр равный 60мм . Исходя из конструктивных соображений зададимся длиной рабочей части торсиона (пустотелый стержень рис.2) $l = 600\text{мм}$ и тогда угол закручивания торсиона при статическом нагружении составит:

$$\gamma_c = \frac{2l[\tau]}{Gd_T} = \frac{2 \cdot 600 \cdot 600}{8 \cdot 10^4 \cdot 60} = 0,15\text{рад} = 8,55^\circ.$$

Проверим торсион по условию прочности на кручение по зависимости:

$$\tau = \frac{16M_{кр}}{\pi d_T^3} = \frac{16 \cdot 19,8 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 60^3} = 467\text{МПа} \leq 600\text{МПа}$$

Следовательно, прочность торсиона обеспечена так как $\tau \leq [\tau]$.

Теперь определим перемещение рычага торсиона, а, следовательно, и экипажной части тепловоза от действия статической нагрузки торсиона по формуле:

$$\Delta_c = 2l_1 \sin \frac{\gamma_c}{2} = 2 \cdot 300 \cdot \sin \frac{9^\circ}{2} = 600 \cdot 0,0784 = 47\text{мм}$$

Как было отмечено выше, движение тепловоза 2ТЭ10Л, с учетом неровностей пути со скоростью 100 км/ч, вызывает дополнительную нагрузку $N_{\Sigma} = 66,25 \text{ кН}$ на торсион, сопровождающуюся колебаниями буксы. При этом за счёт контакта торца стержня торсиона с криволинейной поверхностью направляющей (рис.2) длина торсиона уменьшится с 600 мм, например, до 550 мм и тогда угол закручивания торсиона в этом случае составит:

$$\gamma_{\partial} = \frac{2l[\tau]}{Gd_T} = \frac{2 \cdot 550 \cdot 600}{8 \cdot 10^4 \cdot 60} = 0,1375 \text{ рад} = 7,01^{\circ},$$

а перемещение от такого динамического нагружения будет:

$$\Delta_{\partial} = 2l_1 \sin \frac{\gamma_c}{2} = 2 \cdot 300 \cdot \sin \frac{7,01^{\circ}}{2} = 600 \cdot 0,0612 = 36,7 \text{ мм}$$

Видно, что перемещения буксы тепловоза в динамике снизились на 10,3 мм. Это произошло за счёт увеличения крутильной жёсткости стержня торсиона, которая увеличилась с C_c до C_{∂} в 1,6 раза, что видно из формул:

$$C_c = \frac{N_{cm}}{\Delta_c} = \frac{53000}{47} = 1127,6 \text{ Н/мм}, \quad C_{\partial} = \frac{N_{\Sigma}}{\Delta_{\partial}} = \frac{66250}{36,7} = 1805 \text{ Н/мм}.$$

Для возврата в исходное положение дополнительного стержня (см. рис. 1) подобраны геометрические характеристики возвратной пружины, которые соответственно равны и выбраны из известного источника: рабочая нагрузка пружины $P_{np} = 800 \text{ Н}$; наружный диаметр пружины $D_{np} = 20 \text{ мм}$; диаметр проволоки витка пружины $d_{\partial} = 4 \text{ мм}$; длина пружины $h = 200 \text{ мм}$; шаг пружины $t = 8 \text{ мм}$; материал пружины – Сталь 60С2, прутки по ГОСТ 14959-79.

Теперь для определения геометрических параметров адаптивного гасителя колебаний примем следующие исходные данные. Рабочим телом является жидкость АМГ с плотностью $\gamma = 86,0 \text{ кгс}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4$, кинематической вязкостью $\nu = 14 \text{ ССТ} = 14 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ и динамической вязкостью $\mu = 866 \cdot 10^{-6} \text{ кгс}\cdot\text{с}/\text{м}^2$. Диаметр поршня выберем равным $D_n = 80 \text{ мм}$, высота поршня $L_0 = 94 \text{ мм}$; длина штока $l = 150 \text{ мм}$, число каналов в поршне $n = 4$, диаметр канала $d_K = 1,5 \text{ мм}$. Усилие сопротивления, создаваемое амортизатором, в практике проектирования рельсовых и безрельсовых транспортных средств обычно привязывают к поступательной скорости поршня $V_{II} = 0,52 \text{ м/с}$ (100 кол/мин при ходе штока 100 мм), которая по

данным ряда отечественных и зарубежных источников является одним из основных режимов при их контрольном испытании в стендовых и эксплуатационных условиях. Поэтому усилие сопротивления предлагаемого амортизатора для вышеуказанных его геометрических параметров при давлении 5,0 МПа при сжатии может достигать значений $P_{сж} = 250 \text{ кгс}$ и более. Определим коэффициент гашения колебаний α , используя соответственно формулы:

$$\alpha = \frac{128 \mu l S^2}{\pi d^4 z} = \frac{128 \cdot 866 \cdot 10^{-6} \cdot 0,094 \cdot 0,005^2}{3,14 \cdot 0,0015^4 \cdot 4} = 4097 \text{ кгс} \cdot \text{с} / \text{м},$$

тогда сила сопротивления движению поршня будет равна

$$R = -\alpha V_{II} = -4097 \cdot 0,52 = -2130 \text{ кгс}.$$

Для определения силы давления струи P рабочей жидкости на ребра D поршня при этом считаем, что к поршню приложена динамическая нагрузка $N=2000 \text{ кгс}$, вызванная вертикальными колебаниями тележки тепловоза относительно его колёсной пары за счет имеющегося зазора δ между буксой и рамой тележки (рис.1). Тогда, силу давления рабочей жидкости на ребро D поршня определим по известной зависимости:

$$p = \frac{\gamma v_1 w_1}{g} = \frac{860 \cdot 708 \cdot 485,5 \cdot 10^{-6}}{9,8} = 30,16 \text{ кгс},$$

где: v_1 - скорость струи рабочей жидкости при ее подходе к ребру D , м/с,

$$v_1 = \frac{f_{отв} \cdot v_{ср}}{f_0} = \frac{4,91 \cdot 10^{-6} \cdot 461}{3,19 \cdot 10^{-6}} = 708 \text{ м} / \text{с};$$

w_1 - мгновенный расход жидкости, $\text{см}^3/\text{с}$.

$$W_1 = \mu f_{отв} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot \sqrt{\Delta p} = 0,63 \cdot 4,9 \cdot 10^{-6} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,8}{860}} \cdot \sqrt{10,9 \cdot 10^5} = 485 \text{ см}^3 / \text{с}$$

Вычислим крутящий момент на поршне T , который жестко присоединена к полуму штоку d_H по зависимости:

$$T = 4p \cdot \frac{d_0}{2} = 4 \cdot 30,2 \cdot 0,035 = 4,0 \text{ кг} \cdot \text{м}$$

где d_0 – диаметр, на котором выполнены дроссельные каналы d_k равный 70мм.

В итоге можно определить суммарную силу сопротивления движению поршня:

$$P_{\Sigma} = 4p + R = 4 \cdot 30,16 + 2130 = 2251 \text{ кгс.}$$

Такое значение силы сопротивления перспективного амортизатора работающего на сжатие близко к серийному амортизатору, устанавливаемому в рессорном подвешивании отечественных локомотивов и пассажирских вагонов.

Теперь выберем материал штока Ст65Г с $\sigma_B = 981 \text{ МПа}$ считая, что он работает в области циклического нагружения по симметричному циклу. Тогда определим усталостные напряжения по зависимости $\sigma_{-1} = 0,4\sigma_B = 0,4 \cdot 981 = 392 \text{ МПа}$. Величина же касательных напряжений в этом случае составит $t_{-1} = 0,58\sigma_{-1} = 0,58 \cdot 392 = 227 \text{ МПа}$. Определим допускаемые касательные напряжения для штока считая, что в запас прочности равен $n = 7,5$, тогда последние составят $[t_{-1}] = \frac{t_{-1}}{n} = \frac{227}{7,5} = 30,2 \text{ МПа}$.

Вычислим значение диаметра штока $d_{ш}$ по известной зависимости:

$$d_{ш} = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[t](1-C^4)}} = \sqrt[3]{\frac{40 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 30,2(1-0,5^4)}} = 19,2 \text{ мм}$$

где C – коэффициент, характеризующий отношение его внутреннего диаметра к наружному и примем его равным 0,5.

Проверка полученного диаметра штока на продольный изгиб показала, что такой диаметр не отвечает требованиям устойчивости и поэтому исходя из конструктивных параметров гасителя соответствующих серийному (изготовитель Калининский вагоностроительный завод) был принят диаметр штока $d_{ш} = 32 \text{ мм}$, который при проверке расчётом отвечает условию прочности при его продольном изгибе.

Аналитическим путём было исследовано движение тележки тепловоза. В результате таких расчётов были получены сравнительные данные, позволяющие оценить эффективность перспективного рессорного подвешивания относительно серийного.

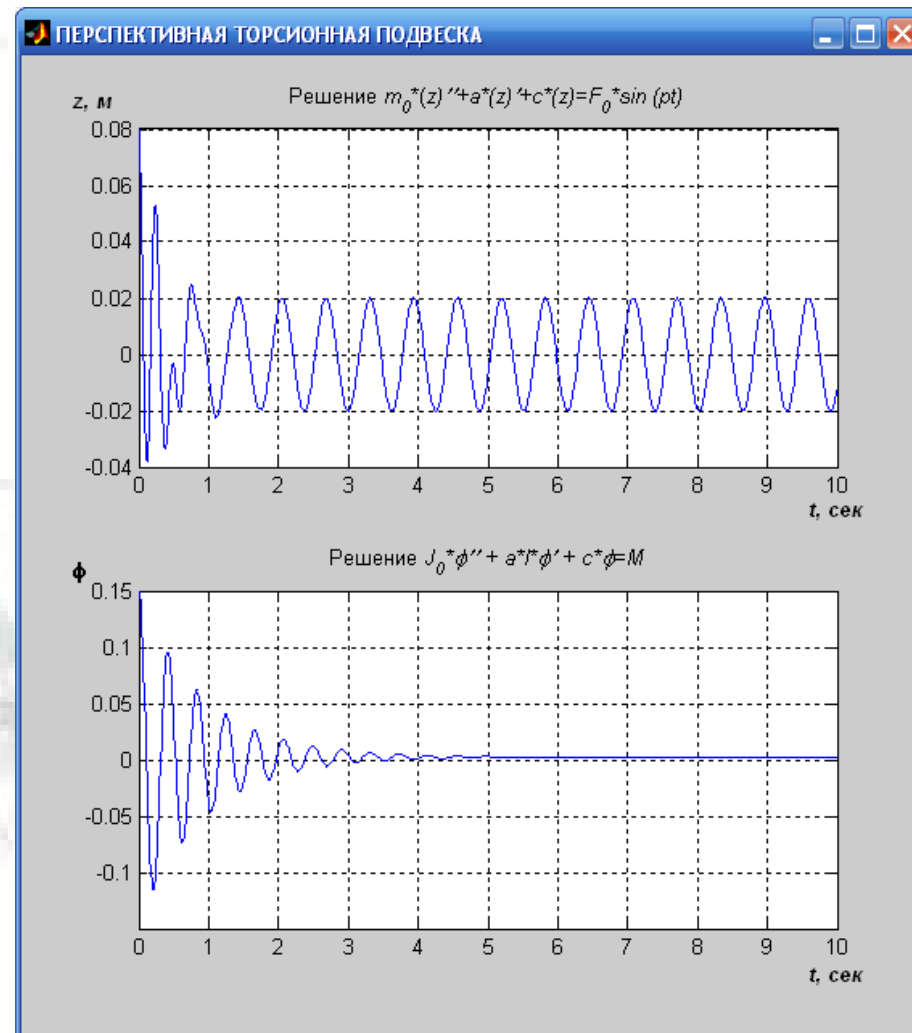
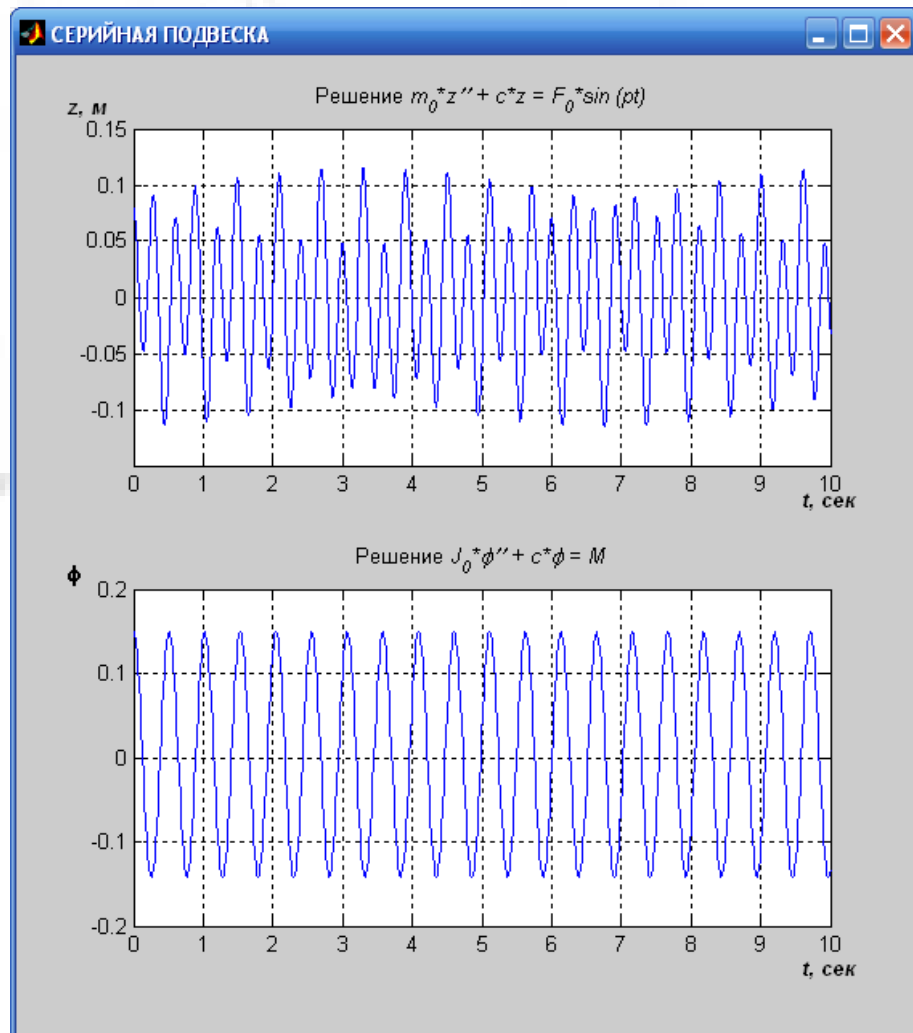
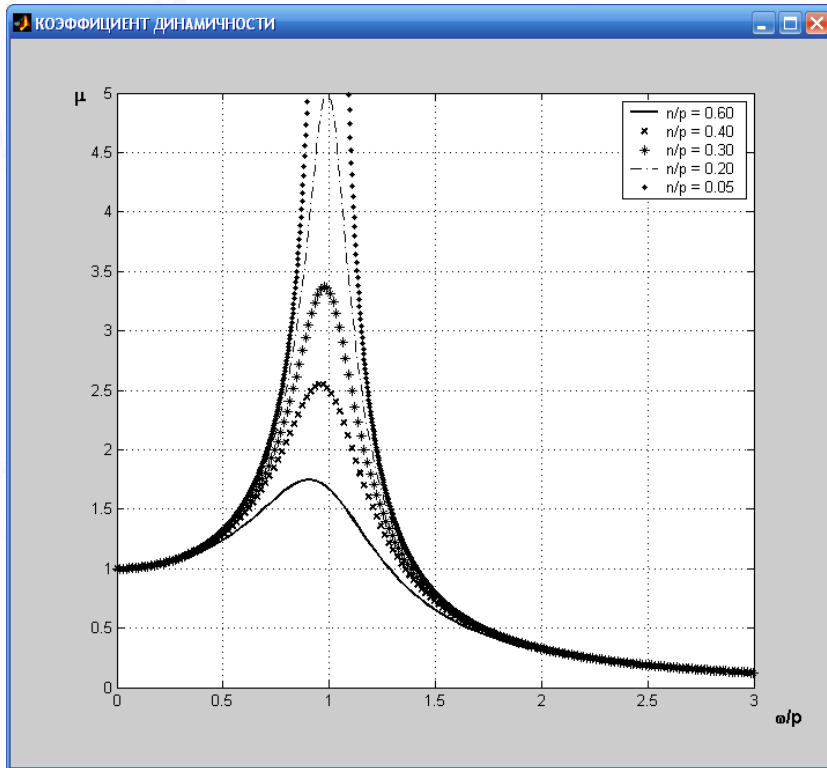
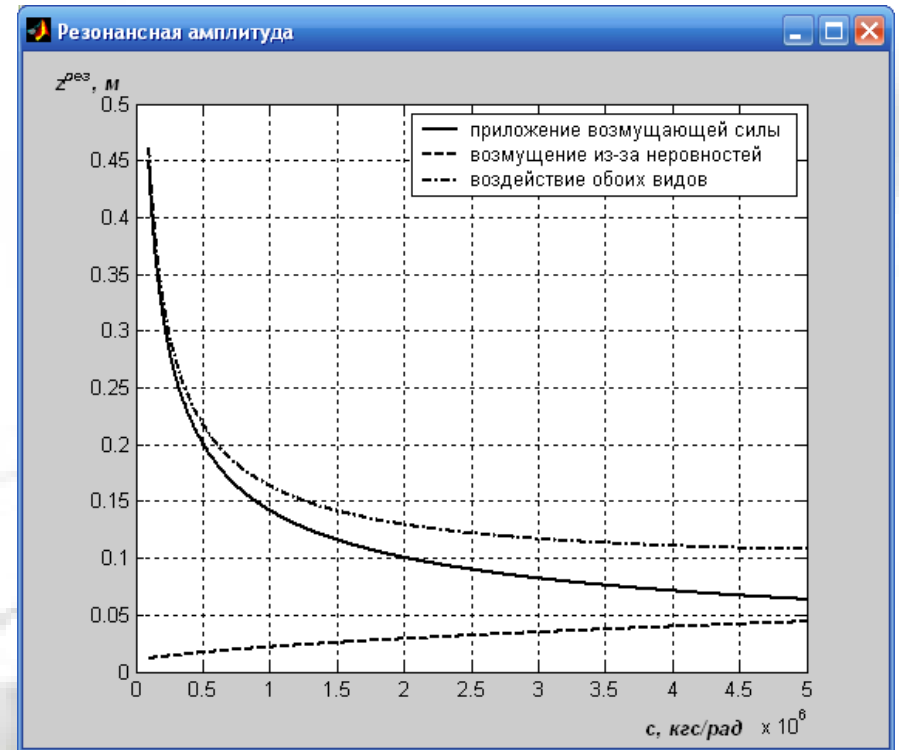


Рис.22. Сравнительные графики вертикальных и угловых колебаний серийного и адаптивного торсионного рессорного подвешивания тепловоза 2ТЭ10Л



Семейство кривых для коэффициента динамичности



Графики зависимости резонансных амплитуд от жёсткости подвески

Рис. 23. Графики зависимости функций $\mu=f(\omega/p)$ и $z^{\text{рез}}=f(c_\phi)$ адаптивного торсионного рессорного подвешивания

Анализ рис. 22 и рис. 22 показывает, что, например, при использовании серийного рессорного подвешивания вертикальные перемещения лежат в пределах от 0,05 до 0,12 м, тогда как такие же перемещения при использовании адаптивного рессорного подвешивания не превышают 0,02 м и являются при дальнейшем движении тепловоза постоянными. При этом видно, что численное значение амплитуды z в начальный момент времени достигает 0,055 м, но в течение 1,5 с она резко снижается до величины 0,02 м, что объясняется эффективной работой предложенного технического решения в части гашения таких колебаний.