В практике автомобилестроения и частности легковых автомобилей широко используются легковесные автопоезда, состоящие из автомобиля тягача и прицепов различного назначения и конструкции. Для обеспечения надёжного соединения звеньев таких поездов в практике нашли широкое распространение тягово-сцепные устройства (см.  рис.).

   Такое устройство состоит из продольной балки связанной с поперечиной и несущей сцепной шар, взаимодействующий с замковым устройством, закреплённым на дышле прицепа. Обычно у таких  сцепок замковые устройства бывают различными и имеют сложную конструкцию. Существенным недостатком таких тягово-сцепных устройств является невысокая надёжность их в эксплуатационных условиях, так как не исключается возможность перемещения рычагов их замков под действием сил трения и динамических нагрузок, возникающих между шаром и полусферической головкой дышла прицепа, что может привести к аварийным ситуациям в случае саморасцепа звеньев автопоезда.

   На основании вышеизложенного видно, что все известные конструкции замковых устройств легковых автомобилей, не отвечают современным требованиям эксплуатации подвижного состава, который на сегодняшний день имеет высокие скорости движения. А так как вероятность отказа сцепок легковых автомобилей и прицепов существует, то задача по обеспечению безопасности движения является весьма актуальной.

      Учитывая важность такой проблемы, в Агропромышленном институте и СКБ ЕГУ им. И.А.Бунина проводится бюджетная НИР на тему «Динамика, прочность и надежность транспортных, сельскохозяйственных и строительно-дорожных  машин, а также промышленного стандартного и нестандартного оборудования применительно к Чернозёмному региону РФ». Одним из ее разделов, по линии НИРС и СКБ университета, является разработка технических средств, направленных на повышение безопасности движения автопоездов состоящих из легковых автомобилей и легковесных прицепов к ним.  Анализ многочисленных отечественных и зарубежных патентов, а также литературных источников позволил разработать более надёжное и простое техническое решение признанное изобретением **(RU2604930)** и общий вид его показан на другом рис.

   Такое тягово-сцепное устройство легковесного автопоезда состоит из кронштейна тягово-сцепного устройства 1, в пустотелой полости 2 его размещена винтовая цилиндрическая пружина сжатия 3 контактирующая с вилкой 4 имеющую ширину участков 5 и 6. Вилка 4 своей шириной участка 5 охватывает выточку 7 стержня 8 шаровой головки 9 размещённой подвижно в полусферической головке 10 дышла прицепа 11. Вилка 4 взаимодействует с упором 12, а стержень 8 размещён в отверстиях 13, которые выполнены в кронштейне 1.

   Анализируя представленную конструкцию видно, что наиболее ответственной её деталью является винтовая цилиндрическая пружина сжатия.  Поэтому определим её геометрические характеристики исходя из того, что указанное устройство смонтировано на легковесном автопоезде, состоящем из легкового автомобиля ВАЗ-2107 и грузового одноосного прицепа модели ММЗ––81021, имеющих соответственно полные массы 1430 *кг* и 300 *кг* и  максимально допускаемую скорость движения автопоезда *VА*= 80 *км/ч* (22,2 *м/с*). Согласно ряда исследований, посвящённых силовому нагружению сцепок автопоездов, как в нашей стране, так и за рубежом, считается, что усилие *РКР(max),* обычно меньше усилия *Рт* при трогании с места в среднем на 34%, а при торможении на 47% от *Рт*. Следовательно, усилие в сцепе в данном случае можно принять равным *Рт*= 2500 *Н*, а при торможении *Ртор*= 1175 *Н*. Исходя из этого в качестве расчётной нагрузки при торможении автопоезда, когда может произойти расцеп его звеньев расчётное усилие действующее на пружину выберем равным *Р*= 2500 *Н* и, следовательно, запас её срабатывания от такого усилия в сравнении от *Ртор* =1175 *Н*составит 2,13. Зная такое усилие установим  геометрические характеристики пружины согласно известного которые соответственно равны: наружный диаметр *Dн* = 75 *мм*, диаметр витка *d* = 10 *мм*, количество витков *n* = 9, длина пружины в свободном состоянии *l* = 195 *мм*, материал прутка Ст60С2 по ГОСТ 2590-85.

**Для расчёта  напряжений  приняты вышеуказанные геометрические и силовые характеристики пружины работающей в режиме сжатия, при значениях коэффициентов *kxP*= 0,087,  *kyP* = 0,004,  *kP* = 0,134 зависящих от угла подъёма витков, индекса пружин и коэффициента  Пуассона *μ* = 0,3. Результаты расчётов показали, что  напряжения, возникающие в сечениях витка пружины под воздействием закручивающего момента  *M*,  не превышают следующих величин *σx* = -42,6 *МПа*, *σy* = -2,11*МПа*, *τx* = 6,4 *МПа*, рассчитанных при коэффициентах *kxm*= -0,204,  *kym* = -0,003 и  *km* = 0,117. Видно, что они ниже допускаемых значений, которые соответственно равны [σ] = 120 *МПа* и [τ] = 80 *МПа*. Следовательно, условие прочности выполнено.**

 В  тоже время расчёты проведённые по известной методике  показали, что прибыль, которую получит предприятие от постановки на производство одного модернизированного устройства, например, установленного на вышеуказанном автопоезде составит в год около 13,6 *тыс.руб*.

        Результаты исследования рекомендуются к использованию отраслевым НИИ автомобильной  промышленности, и конструкторским подразделениям предприятий серийно изготавливающим, ремонтирующим и эксплуатирующим автомобильные  прицепы предназначенные для легковесных автопоездов, как в нашей стране, так и за рубежом.