**В журнале «Вестник Брянского ГТУ» №4 за 2019г. (журнал включён в перечень ведущих рецензируемых научных журналов, рекомендуемых для публикаций ВАК)** опубликована статья Сливинского Е.В. и Киселёва В.И. на тему **«Улучшение эксплуатационных характеристик ГРМ дизеля 14Д40 тепловоза 62М».**

Известно, что  двигатель внутреннего сгорания, например, 14Д40 тепловоза М62 (см. рис.) состоит из нескольких простейших механизмов, соединенных между собой. Так составляющими механизмами являются кривошипно-шатунный, распределительный и механизмы вспомогательных агрегатов (насосы: топливный, водяной, масляный и т.д.). Назначение кривошипно-шатунного механизма заключается в преобразовании возвратно–поступательного движения поршня во вращательное движение кривошипа, составляющего часть коленчатого вала.  При расчетах рабочих процессов ДВС обычно задаются не только максимальным и минимальным объем цилиндра, но и промежуточными значениями, в зависимости от угла поворота кривошипа. Вторым основным механизмом такого ДВС является газораспределительный механизм (ГРМ), предназначенный для управления впуском газа и выпуском его из цилиндра. В отношении устройства распределительного механизма двигатели делят на две группы это двигатели, имеющие клапанно-распределительный механизм и двигатели, у которых функции распределительного механизма выполняет поршень.

    При проектировании газораспределительного механизма если диаграмма уже известна и на средней части всего периода открытия клапана ускорения направлены так, что вызывают действие сил инерции, стремящихся разомкнуть соприкосновение между механизмом привода  к клапану и кулаком, то такое явление приводит к ударам в механизме и к его отказам, а также искажает заданный закон движения клапана. Для устранения размыкания  механизма использована пружины сжатия,  которые преодолевает действие указанных сил инерции.

    Для расчета рабочих процессов ДВС важно определить рациональное проходное сечение, открываемое клапаном в каждом положении механизма. Такое сечение может быть найдено с учетом закона движения клапана: определяемое кинематическим расчетом механизма, исходя из угла , характеризующего угол поворота кривошипа, а также конструкции и размеры клапана.

    Анализируя вышеописанное необходимо отметить, что конструкции четырехтактных и двухтактных тепловозных  дизелей еще далеки до совершенства, особенно это, касается  конструктивных элементов газораспределительных  механизмов, работа которых происходит в условиях воздействия высоких температур и ударных нагрузок. Учитывая вышеизложенное в СКБ ЕГУ им. И.А. Бунина в течении 2012 -2017 г. согласно договору с  локомотивным депо Елец Северный Белгородского отделения ЮВЖД  филиала ОАО “РЖД” приводилась НИР на тему **«Разработка рекомендаций по повышению качества эксплуатационной работы, а также надёжности и экономичности использования подвижного состава в грузовом и пассажирском движении на Юго-Восточной дороге»**, которая согласно одному из ее разделов направлена на исследования, связанные  с модернизацией  силовых установок, используемых в современных конструкциях магистральных и промышленных тепловозов. По результатам проведенного анализа библиографических и патентных источников университетом получен патент на изобретение **(RU2390638)**, связанный с модернизацией газораспределительного механизма четырехтактных ДВС (см. рис).

  Такой газораспределительный механизм состоит (см. рис.) из седла 1 расположенного в корпусе 2 дизеля контактирующего с клапаном 3 жестко закрепленным на пустотелом стержне 4. На торцевой поверхности клапана 3 выполнена конусообразная выточка 5 и в ней размещен подвижно подобной формы диск 6 жестко закрепленный на сплошного сечения стержне 7, который также подвижно установлен в пустотелом стержне 4. Пустотелый стержень 4 и сплошного сечения стержень 7 подпружинены относительно корпуса 2 дизеля соответственно пружинами сжатия 8 и 9. Клапан 3 снабжен каналами 10 и при открытии его входит в полость цилиндра 11.

   Согласно паспортных данных на двигатель 14Д40 тепловоза 62М  диаметр головки клапана   dr= 88мм., угол образующей конуса головки клапана = внутренний диаметр седла  клапана d0= 75мм., наружный диаметр седла  клапана Д = 88мм и ход клапана h, являющийся функцией от угла поворота кривошипа. Конструктивно примем, что в верхней половине головки модернизированного клапана выполнено, пять отверстий диаметром d1= 30мм. Используя известную методику вычисления проходного сечения клапана, были определены численные значения таких сечений соответственно на трех характерных участках хода серийного и модернизированного клапана.

    Анализ приведенных расчетов показал, что уже в начальный момент открытия клапана, проходное сечение перспективного клапана выше, чем у серийного в 2,04 раза, и при прохождении газа в зоне, где диаметр выхлопного коллектора соответствует диаметру клапана d0 = 75 мм., даже при наличии в этой области штока клапана dш= 23 мм, проходное сечение увеличивается в 3,95 раз в сравнении, когда использован серийный клапан.

Проведённый упрощенный процесс теплообмена происходящего в головке клапана, как серийного, так и  модернизированного образца предполагал, что он является стационарным, а головки частей клапана представляют собой плоские стенки. В первом случае она является сплошной, толщина, которой равна 15 мм с коэффициентом теплопроводности . Во втором же, за счет наличия пустот, образованных отверстиями, где могут быть расположены выхлопные газы и сжатый воздух, у которых теплопроводность ниже, чем у стали,  составляет 12 мм, но она является трёхслойной состоящей из слоя металла и слоя газа с суммарным коэффициентом теплопроводности . При этом общая толщина металлического слоя составляет примерно 45% от всей толщины такой стенки.

   Выполненные расчёты показали, что в случае использования перспективного газораспределительного механизма термический КПД выше в 1,56 раза, чем у серийного образца.

    В тоже время известно, что клапаны газораспределительных механизмов ДВС, работающие в условиях высоких температурных полей, при проектировании должны рассчитываться на длительную прочность и в практике, чтобы воспользоваться этим критерием по разрушению или возможных деформаций необходимо произвести предварительный расчёт напряжённо-деформированного состояния как функции времени для указанной конструкции.

   Учитывая  особенности предложенной конструкции клапана, а также то, что  сплавпо своему химическому составу и применению близок к стали 08Х18Н, из которой изготавливаются клапаны газораспределительных механизмов тепловозных дизелей в том числе и предложенной конструкции, а также их температурный режим соответствующий Т = 7000С, использован график  позволившийв первом приближении установить долговечность выпускного клапана выполненного по патенту **RU2390638.**Так при численном значениинапряжений сдвига τ = 400 МПа долговечность его составит примерно около 10000 часов т.е. 1,64 года непрерывной работы дизеля 14Д40   используемого на тепловозе М62.

     Результаты исследования переданы руководству локомотивного депо Елец Северный Белгородского отделения ЮВЖД  филиала ОАО “РЖД”  в виде промежуточного отчёта, а так же рекомендуются отечественным и зарубежным научным и производственным структурам проектирующим, изготавливающим и модернизирующим различные по назначению двухтактные и четырёхтактные ДВС для возможного внедрения перспективного газораспределительного механизма в практику.