

## Транспорт

УДК 625.282

DOI: 0.30987/article\_5c8b5ceaafaf2.32465928

Е.В. Сливинский

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ГРМ ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ  
С ЦЕЛЬЮ СНИЖЕНИЯ В НИХ УДАРНЫХ НАГРУЗОК И ВИБРАЦИЙ

Представлены материалы по совершенствованию конструкции ГРМ тепловозных дизелей в части повышения их эксплуатационной надёжности. Разработка рекомендована научно-исследовательским и промышленным структурам в области тяжёлого машиностроения как в нашей

стране, так и за рубежом с целью ее дальнейшего изучения и возможного внедрения в практику.

**Ключевые слова:** тепловозные дизели, газораспределительный механизм, ГРМ, совершенствование конструкции, эксплуатационная надёжность.

E. V. Slivinsky

VALVE TIMING GEAR UPDATING FOR DIESEL LOCOMOTIVE ENGINES  
TO DECREASE SHOCK LOADS AND VIBRATION IN THEM

It is well-known that any internal combustion engine consists of some simplest interconnected mechanisms.

Thus, as constituent mechanisms are a crank gear, a valve timing gear and mechanisms of auxiliary units. One of their significant drawbacks is an imperfection of a valve timing gear decreasing considerably diesel engine performance. To eliminate this drawback

at Bunin SU of Yelets there is developed a promising design of a valve timing gear at the invention level having an increased operational reliability at the expense of valves manufactured with the use of patent RU2403408.

**Key words:** diesel locomotive engines, distributing gear, DG, valve timing gear, VTG, design updating, operational reliability.

## Введение

В настоящее время практика конструирования и создания дизелей имеет немало технических решений, направленных на снижение ударных нагрузок, возникающих в их газораспределительных механизмах. Особенно они значительны в кинематических парах «седло - тарелка клапанов». По этой причине в зонах контакта последних наблюдается повышенный износ, выкрашивание металла и т.д. При проектировании таких конструкций в практике широко применяются методы, основанные на известных положениях теории удара и вибраций [1; 2].

Известно [3], что при ударных явлениях для механических систем типичны следующие общие черты: кинематические особенности, характеризующие кратковременность акта удара, в течение которого происходят резкие изменения скоростей точек системы, и динамические особенности, связанные с возникновением, а затем исчезновением больших ударных сил. Как

правило, развивающиеся при ударе силы заранее не известны и подлежат определению. Во многих случаях удар характеризуется не столько законом изменения силы  $P(t)$ , сколько интегральной величиной - ударным импульсом:

$$S = \int P(t)dt \text{ или } S = P_{cp} (t_1 - t_0).$$

В данных уравнениях величина  $S$  является мгновенным ударным импульсом при переходе от  $t_0$  до  $t_1$ . Такая сила называется мгновенной ударной нагрузкой и определяется по зависимости

$$P(t) = S \cdot \delta (t - t_0),$$

где  $\delta$  - дельта-функция Дирака.

Если по условиям задачи ударные силы заданы явной функцией времени  $P(t)$  или мгновенным импульсом  $S$ , то задача сводится к изучению вынужденных колебаний механической системы и может быть решена известными методами теории колебаний [3]. Рассмотрим случаи соударения массы  $m$  с учетом жесткости  $C$  другого тела (рис. 1). В первом случае

(рис. 1а) уравнение движения тела можно записать в виде  $cx = mx''$ , т.е. имеем обычное дифференциальное уравнение свободных колебаний, решение которого имеет вид

$$x = V_0 \sin pt/p,$$

где  $p = \sqrt{\frac{c}{m}}$ . Отсюда следует, что наибольшая деформация упругой связи

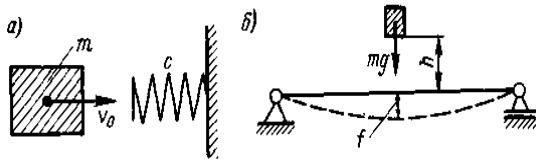


Рис. 1. Расчетная схема

жесткостью  $C$  определится как  $x_{max} = \frac{V_0}{p}$ , при этом наибольшая сила сжатия  $N_{max} = cx_{max} = V_0 \sqrt{mc}$ .

Деформацию системы, показанной на рис. 1б, определяют, используя уравнение энергии. В результате прогиб балки можно рассчитать по зависимости

$$f = \frac{mg}{c} + \sqrt{\left(\frac{mg}{c}\right)^2 + \left(\frac{2mgh}{c}\right)}.$$

Для вычисления значения коэффициента динамики в этом случае используют уравнение  $\mu = \frac{f}{f_{ст}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{f_{ст}}}$ .

В практике при исследовании соударения физических тел могут быть конструкции, а следовательно, и модели с безынерционными упругими и вязкими элементами (рис. 2). Движение массы  $m$  после начала ударного контакта описывается дифференциальным уравнением:  $x'' + 2nx' + p^2x = 0$ .

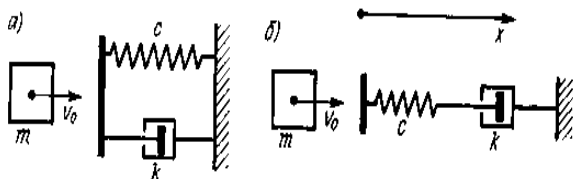


Рис. 2. Расчетная схема

Полагая начальные условия в виде  $x(0)=0$  и  $x'(0)=V_0$ , получим решение:

$$x = \frac{V_0 \gamma t}{p},$$

где  $\gamma(t) = e^{-\alpha pt} \sin \frac{(\sqrt{1-\alpha^2} pt)}{\sqrt{1-\alpha^2}}$ .

Сила сжатия деформируемого элемента будет равна

$$N = cx + bx.$$

В итоге можно определить безразмерную величину продолжительности удара  $pt$ . Для определения сил соударения тел используют также метод решения задач о соударениях с помощью коэффициента восстановления. Этот метод широко применяют, например, при аналитических исследованиях соударения железнодорожных вагонов или другой транспортной техники. В результате разрабатывают характеристики фрикционных поглощающих аппаратов или другие виды демпферов.

Немаловажным фактором при изучении динамики дизелей являются вопросы, связанные с возникновением вибраций элементной базы газораспределительных механизмов и ДВС в целом. Известно [1], что причинами вибраций узлов и деталей дизелей могут быть процессы горения, вибрационное горение, акустические колебания объёмов газа и др. Это в настоящее время недостаточно изученные явления, практическое значение которых возрастает с увеличением мощности дизелей. Так, процесс горения при некоторых условиях может стать источником сильной и опасной вибрации, а неустойчивое вибрационное горение возникает вследствие горения с акустической колебательной системой и представляет собой акустический автоколебательный процесс. В газовом объёме, заключённом в камере сгорания, возможны собственные продольные и поперечные (радиальные и тангенциальные) колебания, частоты которых прямо пропорциональны местной скорости звука и зависят от размеров камеры сгорания. Известно также [1], что состав вибраций, обусловленный горением, сложен, амплитуды всех компонентов весьма нестабильны. Поэтому при расчётах процесса сгорания топлива важнейшими параметрами являются частота

вибраций, зависящая от скорости звука в

газе при сгорании, и диаметр цилиндра.

### Описание перспективной конструкции ГРМ тепловозного дизеля

С учетом представленных выше особенностей работы газораспределительных механизмов дизелей в СКБ ЕГУ им. И.А. Бунина в течение 2012-2016 гг. согласно договору с Елецким отделением 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». По одному из ее

разделов проводились работы, связанные с модернизацией силовых установок, используемых в современных тепловозах. По результатам проведенного анализа библиографических и патентных источников разработана перспективная конструкция газораспределительного механизма четырехтактных и двухтактных ДВС, признанная изобретением (патент RU2403408).

На рис. 3 показан клапан механизма газораспределения в закрытом состоянии, затем в открытом и его седло (вид сбоку).

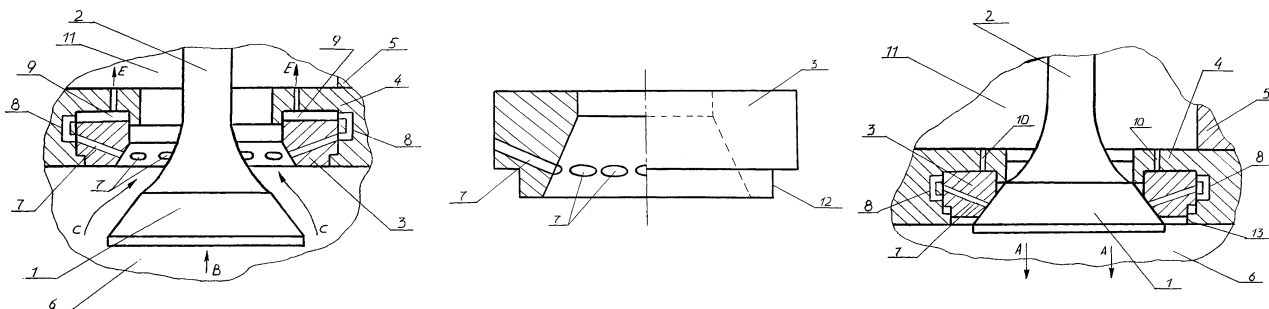


Рис. 3. Конструкция клапана ГРМ (пат. RU2403408)

Механизм газораспределения содержит клапан, состоящий из головки 1 и стержня 2. Головка 1 клапана взаимодействует с седлом клапана 3, подвижно расположенным в днище 4 крышки 5 цилиндра 6. Седло клапана 3 снабжено каналами 7, контактирующими с каналами П-образной формы 8, выполненными в днище 4 крышки 5. Каналы П-образной формы 8 одновременно примыкают к полостям 9, расположенным между седлом клапана 3 и днищем 4 крышки 5. Днище крышки

снабжено дроссельными каналами 10, взаимосвязанными с выхлопным коллектором 11 двигателя. Седло клапана 3 снабжено круговой выточкой 12, взаимодействующей с круговым выступом 13, выполненным в днище 4.

Работает механизм газораспределения следующим образом. Считаем, что клапан, состоящий из головки 1 и стержня 2, является выхлопным и входит в состав групп клапанов, например, двухтактного дизеля 14Д40 (рис. 4).



Рис. 4. Общий вид дизеля 14Д40

При рабочем ходе такого дизеля в цилиндре 6 по стрелке *A* головка 1 клапана прижата к седлу, что исключает попадание газов в каналы 7 и затем в каналы П-образной формы 8, а следовательно, в выхлопной коллектор 11 дизеля. Когда рабочий ход заканчивается и поршень из нижней мертвой точки приходит в поступательное движение по стрелке *B*, противоположное стрелке *A*, клапан открывается и отработанные газы, двигаясь по стрелкам *C*, проходят в выхлопной коллектор 11. В то же время выхлопные газы поступают в каналы 7, а так как они соединены с каналами П-образной формы 8, то и в последние, заполняя собой полости 9, расположенные между седлом клапана 3 и днищем 4 крышки 5. Следует отметить, что за счет наличия дроссельных каналов 10, диаметр которых значительно меньше диаметров каналов 7 и 8, происходит некоторое истечение газов через них по стрелкам *E*. Скорость их истечения мала, поэтому седло клапана 3 находится в положении, показанном на рис. 4, и не может переместиться по направлению стрелки *E* в днище 4 крышки 5.

Дальнейшее движение поршня по стрелке *B* связано с тактом сжатия, когда клапан закрывается под действием механизма его привода. При этом его ударное взаимодействие с седлом клапана 3 не происходит, так как такая нагрузка демпфируется газами, находящимися в полости 9. Но так как давление газов, находящихся в полости 9, возрастает от усилия, прикладываемого клапаном к седлу 3, то скорость их истечения также возрастает. В итоге

седло клапана 3 плавно переходит в положение, показанное на рис. 4. После окончания такта сжатия поршень снова перемещается по стрелкам *A*. Как только клапан под действием механизма его привода откроется, седло клапана 3 под собственным весом займет своё исходное положение. Далее описанные процессы повторяются многократно.

Для оценки силового нагружения клапана газораспределительного механизма ДВС, в частности тепловозного дизеля, работающего в области воздействия на него вибраций, обусловленных горением топлива, когда поршень находится в ВМТ, использована методика расчёта в части динамической оценки картины перемещения и силового нагружения тарелки клапана и его седла с возможностью демпфирования таких характеристик за счёт наличия дроссельных каналов в описанном выше техническом решении [3].

На расчётной схеме (рис. 5) показано седло клапана 1 массой  $m_1$ , с одной стороны контактирующее с головкой цилиндра 2 жёсткостью  $C_1$ , а с другой через жёсткость  $C_2$  - с массой  $m_2$  тарелки клапана 3, на которую действует усилие  $P_2$ , создаваемое газами сгоревшего топлива в начале такта рабочего хода дизеля, когда поршень находится в положении ВМТ. Приняв за обобщённые координаты перемещения масс  $m_1$  и  $m_2$  из положения равновесия  $z_1$  и  $z_2$ , уравнение кинетической энергии для рассматриваемой схемы запишем в виде

$$T = \frac{1}{2} (m_1 \dot{z}_1^2 + m_2 \dot{z}_2^2) .$$

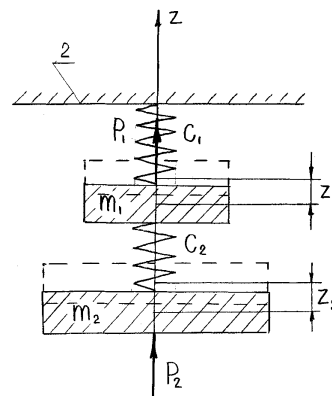
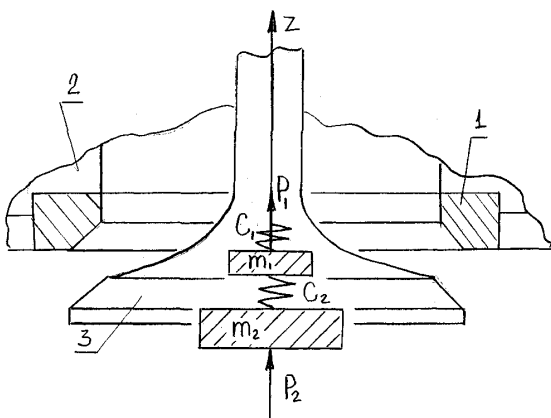


рис. 5. Расчётная схема

Потенциальную энергию системы можно определить как сумму потенциальных энергий  $\Pi = \Pi_1 + \Pi_2$  деформирован-

ных упругих связей  $C_1$  и  $C_2$ , которые могут быть вычислены по следующим формулам:

$$\Pi_1 = \frac{1}{2}c_1(f_1 + z_1)^2 - \frac{1}{2}c_1f_1^2 + \frac{1}{2}c_2(f_2 + z_2 - z_1)^2 - \frac{1}{2}c_2f_2^2, \\ \Pi_2 = -P_1z_1 - P_2z_2.$$

Тогда

$$\Pi = \frac{1}{2}c_1(f_1 + z_1)^2 - \frac{1}{2}c_1f_1^2 + \frac{1}{2}c_2(f_2 + z_2 - z_1)^2 - \frac{1}{2}c_2f_2^2 - P_1z_1 - P_2z_2, \quad (1)$$

где  $f_1$  и  $f_2$  - статические прогибы упругих связей  $C_1$  и  $C_2$ .

Преобразуем уравнение (1) с учётом условия равновесия рассматриваемой системы:

$$\left(\frac{\partial \Pi}{\partial z_1}\right)_0 c_1 f_1 - c_2 f_2 - P_1 = 0; \quad \left(\frac{\partial \Pi}{\partial z_2}\right)_0 c_2 f_2 - P_2 = 0.$$

В результате можно записать уравнение потенциальной энергии для представленной расчётной схемы:

$$\Pi = \frac{1}{2}[(c_1 + c_2)z_1^2 - 2c_2z_1z_2 + c_2z_2^2].$$

Используя полученные выражения для кинетической и потенциальной энергий, из свойств определённости и положи-

тельности квадратичных форм можно определить значения коэффициентов инерции и жёсткости:

$$a_{11} = m_1 = P_1/g, \quad a_{12} = 0, \quad a_{22} = m_2 = P_2/g, \quad c_{11} = c_1 + c_2, \quad c_{12} = -c_2, \quad c_{22} = c_2.$$

Подставляя эти коэффициенты в уравнение частот, которое имеет вид  $(c_{11} - a_{11}k^2)(c_{22} - a_{22}k^2) - (c_{12} - a_{12}k^2)^2 = 0$ , полу-

чим формулу для вычисления частот главных колебаний рассматриваемой системы масс  $m_1$  и  $m_2$ :

$$k_{1,2} = \sqrt{\frac{c_2 P_1 + (c_1 + c_2) P_2}{2 P_1 P_2} g} \mp \sqrt{\left[\frac{c_2 P_1 + (c_1 + c_2) P_2}{2 P_1 P_2} g\right]^2 - \frac{c_1 c_2}{P_1 P_2} g^2}.$$

Определив частоты главных колебаний системы, можно вычислить коэффициенты расщепления и амплитуды колебаний:

$$\mu_1 = -\frac{c_{11} - a_{11}k_1^2}{c_{12} - a_{12}k_1^2}, \quad \mu_2 = -\frac{c_{11} - a_{11}k_2^2}{c_{12} - a_{12}k_2^2}, \quad A_2^{(1)} = \mu_1 A_1^{(1)}, \quad A_2^{(2)} = \mu_2 A_1^{(2)}.$$

Анализ конструкции и работы предложенного технического решения показывает, что наличие дросселей 10 (рис. 3), выполненных в подвижном седле, позволяет демпфировать ударные нагрузки, приложенные как к седлу, так и к тарелке клапана в режиме его закрытия. Важнейшим параметром такого эффекта является

коэффициент демпфирования  $\alpha(t)$ , который, как известно, зависит от сопротивления току газа в дроссельном канале, его геометрии, плотности газа и турбулентности его потока. Чтобы установить значение этого коэффициента, необходимо в первую очередь знать весовой расход  $W$  газа, проходящего через дроссель [4]:

$$W = \mu_1 c^* A \frac{P_1}{\sqrt{T_1}} \left[ f \left( \frac{P_2}{P_1} \right) \right],$$

где  $\mu_1$  - безразмерный коэффициент расхода, который может принимать значения примерно 0,8 или 1,0 (в зависимости от условий течения газа);  $A$  - площадь дроссельного канала, м<sup>2</sup>;  $p_1$  - давление газа пе-

ред дросселем, Н/м<sup>2</sup>;  $p_2$  - давление газа после дросселя, Н/м<sup>2</sup>;  $T$  - температура газа перед дросселем, град;  $c^*$  - постоянная, зависящая от физических свойств и состояния газа.

Численное значение постоянной  $c^*$  | можно определить по формуле [4]

$$c^* = g \sqrt{\frac{k}{gR \left(\frac{k+1}{2}\right)^{(k+1)(k-1)}},$$

где  $g$  - ускорение силы тяжести, м/с<sup>2</sup>;  $k$  - показатель адиабаты;  $R$  - газовая постоянная, м/град.

В итоге коэффициент демпфирования  $\alpha(t)$  можно вычислить по формуле

$$\alpha(t) = \frac{128 \cdot \mu \cdot K \cdot l \cdot S^2 \cdot \zeta}{\pi \cdot d^4},$$

где  $\mu$  - коэффициент динамической вязкости газа, Н·с/м<sup>2</sup>;  $l$  - длина дроссельного канала, м;  $S$  - приведенная площадь подвижного седла клапана, м<sup>2</sup>;  $\zeta$  - коэффициент газовых потерь в дросселе;  $K$  - коэффициент, учитывающий турбулентность потока газа в дроссельном канале;  $d$  - диаметр дроссельного канала, м.

В качестве объекта исследования рассмотрим дизель 14Д40 тепловоза М62, который представляет собой двухтактный 12-цилиндровый двигатель простого действия с прямоточной клапанно-щелевой продувкой, двухрядным V-образным расположением цилиндров и комбинирован-

ной двухступенчатой системой наддува. Мощность дизеля составляет 2000 л.с., частота вращения коленчатого вала - 750 мин<sup>-1</sup> (рис. 4). Для обеспечения работы дизеля в каждой крышке цилиндра установлено по четыре выпускных клапана из жаростойкой стали. Клапаны прижимаются к седлу пружинами и открываются траверсой, взаимодействующей одновременно с двумя клапанами через гидротолкатели. На каждом клапане установлены одна в одной две пружины со следующими геометрическими характеристиками: наружный диаметр  $D_1 = 80,0$  мм, диаметр проволоки  $d_1 = 11,0$  мм и  $D_2 = 60,0$  мм,  $d_2 = 8,0$  мм. Высота пружин  $H = 130$  мм, при этом их жёсткости соответственно равны  $C_1 = 7,56$  кгс/мм и  $C_2 = 3,6$  кгс/мм. Максимальная рабочая нагрузка для каждой из пружин:  $P_1 = 370$  кгс и  $P_2 = 175$  кгс. Результаты расчёта приведены в таблице.

Таблица

Результаты расчёта ГРМ

Параметр	Серийный дизель 14Д40	Модернизированный дизель 14Д40
Круговая частота главных колебаний клапана, с <sup>-1</sup>	73,5	73,5
Круговая частота главных колебаний седла, с <sup>-1</sup>	2,38	0,64
Амплитуда вынужденных колебаний клапана, мм	40	40
Амплитуда вынужденных колебаний седла, мм	0,02	0,085
Ударная нагрузка, приложенная к седлу клапана, Н	$2,3 \cdot 10^2$	$1,2 \cdot 10^2$
Коэффициент демпфирования $\alpha(t)$	–	$1,63 \cdot 10^3$
Жёсткость тарелки клапана $C_2$ , кгс/мм	720	720
Жёсткость седла клапана $C_1$ , кгс/мм	830	614
Масса седла клапана $m_1$ , кгс·с <sup>2</sup> /м	0,01	0,0076
Масса клапана $m_2$ , кгс·с <sup>2</sup> /м	0,085	0,085

Анализ полученных численных значений для серийного и предложенного газораспределительного механизма дизеля 14Д40 показывает, что ударная нагрузка, приложенная к тарелке клапана при контактировании его с модернизированным

седлом, выполненным по патенту RU2403408, снижается в среднем в 1,91 раза, что в итоге позволит увеличить срок службы данного узла ГРМ такого теплового дизеля.

### Заключение

Результаты исследования переданы руководству Елецкого отделения Юго-Восточной железной дороги (филиала ОАО «РЖД») в виде промежуточного отчёта и рекомендованы 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.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Глаголев, Н.М. Тепловозные двигатели и газовые турбины / Н.М. Глаголев [и др.]. - М.: Трансжелдориздат, 1957. - 460 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А.С. Орлина и М.Т. Круглова. - М.: Машиностроение, 1990. - 288 с.

3. Яблонский, А.А. Курс теории колебаний / А.А. Яблонский, С.С. Норейко. - М.: Высш. шк., 1966. - 254 с.
4. Чупраков, Ю.И. Основы гидро- и пневмоприводов / Ю.И. Чупраков. - М.: Машиностроение, 1966. - 159 с.

1. Glagolev, N.M. *Diesel Locomotive Engines and Gas Turbines* / N.M. Glagolev [et al.]. - M.: Transzhelizdat, 1957. - pp. 460.
2. *Internal Combustion Engines. Structure and Operation of Piston and Combined Engines* / under the editorship of A.S. Orlin and M.T. Kruglov. - M.: Mechanical Engineering. 1990. - pp. 288.

3. Yablonsky, A.A. *Course of Oscillation Theory* / A.A. Yablonsky, S.S. Noreiko, - M.: Higher School, 1966. - pp. 254.
4. Chuprakov, Yu.I. *Fundamentals of Hydro- and Pneumatic Drives* / Yu. I. Chuprakov. - M.: Mechanical Engineering, 1966. - pp. 159.

*Статья поступила в редакцию 20.11.18.*

*Рецензент: к.т.н., доцент Елецкого государственного университета им. И.А. Бунина  
Елецких С.В.*

*Статья принята к публикации 18.02.19.*

### Сведения об авторах:

**Сливинский Евгений Васильевич**, д.т.н., профессор кафедры механики и технологических процессов Елецкого государственного университета им.

И.А. Бунина, тел. 8 920 246 89 81, e-mail: [evgeni\\_sl@mailo.ru](mailto:evgeni_sl@mailo.ru).

**Slivinsky Evgeny Vasilievich**, Dr. Sc. Tech., Prof. of the Dep. "Mechanics and Engineering Processes", Bu-

nin State University of Yelets, e-mail: [evgeni\\_sl@mailo.ru](mailto:evgeni_sl@mailo.ru).