

## ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ЧАСТИЦЫ В НАКЛОННОМ ВОЗДУШНОМ КАНАЛЕ

Статья посвящена исследованию процесса движения частицы в воздушном потоке наклонного канала. Получены математические зависимости, описывающие процесс движения частицы в наклонном канале, а также зависимость траектории ее полета от технологических и конструктивных параметров канала.

**Ключевые слова:** воздушный поток, аэродинамическая сила, траектория полета, очистка зерна.

Очистка и сортирование зерна с помощью пневматических сепараторов является актуальным вопросом, но возникают проблемы создания машин данного типа. Дальнейшее совершенствование существующих машин и создание новых требует проработки теоретических вопросов процесса разделения зерна на фракции качественного семенного материала и фуража.

В качестве такого приспособления предлагается пневматический сепаратор для фракционного разделения и очистки зерна [1]. Данная машина относится к области пневматического разделения сыпучего, например, зернового, материала по аэродинамическим свойствам и размерам частиц.

Пневматический сепаратор для фракционного разделения и очистки зерна (рис. 1) содержит раму 1, на которой закреплен под углом  $10^{\circ} \leq \alpha \leq 40^{\circ}$  к горизонтальной плоскости пневмосепарационный канал 2 с вентилятором 3 и осадочной камерой с заслонкой 4, пневмосепарационный канал 2 соединен с загрузочным устройством 5, снабженным дозирующей заслонкой 6, днище 7 пневмосепарационного канала выполнено перфорированным. Под ним установлен блок решет 8 с приемниками фракций зерна 9, 10, 11.

Изменение угла наклона пневмосепарационного канала в диапазоне  $10^{\circ} \leq \alpha \leq 40^{\circ}$  в зависимости от аэродинамических свойств и размеров частиц зерна позволяет регулировать качество очистки и разделения зерна на фракции.

Практически во всех конструкциях пневматических каналов зерноочистительных машин, любых рассматриваемых сечений, наблюдается возникновение турбулентных составляющих воздушного потока. При этом возникает вопрос, возможно ли при теоретических исследованиях принимать распределение скорости воздушного потока по сечению канала равномерным (идеальным).

Исследования В. Е. Касторского в области аэродинамики воздушных потоков, при проектировании летательных аппаратов, показывают, что при движении газов (в том числе и воздуха) с малыми скоростями (менее 70 м/с) присущее им свойство сжимаемости проявляется слабо, и во многих случаях с достаточной для практических целей точностью

движущийся газ можно рассматривать как несжимаемую жидкость, обладающую свойством неразрывности и подчиняется закону Бернулли [2]:

$$p_1 + \frac{\rho \cdot V_1^2}{2} = p_2 + \frac{\rho \cdot V_2^2}{2}, \quad (1)$$

где  $\rho$  — плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;

$V_1, V_2$  — скорость воздуха на входе и выходе соответственно, м/с;

$p_1, p_2$  — давление на входе и выходе соответственно, Па.

Этот закон формулируется следующим образом: в установившемся движении идеальной жидкости сумма удельной кинетической и потенциальной энергий вдоль струйки не изменяется. Из всего вышесказанного можно сделать вывод: с увеличением скорости давление уменьшается.

Применение электронно-вычислительных программ, таких как SolidWorks, Flow Simulation, позволяет смоделировать воздушный поток в трехмерной модели канала, имеющем перфорированное днище. В качестве исходных параметров задается канал с размерами: длина  $l = 1,5$  м, ширина  $a = 0,4$  м и высота  $b = 0,3$  м. Днище имеет 80 отверстий диаметром  $d = 0,01$  м. Воздушный поток создается центробежным вентилятором. Основная цель данного моделирования изучить распределение воздушного потока по сечению канала, степень изменения давления воздуха в различных точках канала.

Спиралевидная линия (рис. 2) представляет собой кривую, отражающую параметр давления воздушного потока. Анализируя цветовой спектр построенной программным комплексом линии видим, что в верхних слоях потока воздуха, давление минимально и постепенно, но не значительно, увеличивается ближе к перфорированному днищу. Таким образом, подтверждается закон Бернулли для несжимаемых газов. Увеличение давления воздуха в области перфорации, возникает из-за снижения скорости воздушного потока, имеющего потери через отверстия.

На следующем этапе моделирования построена модель движения воздушного потока по сечению

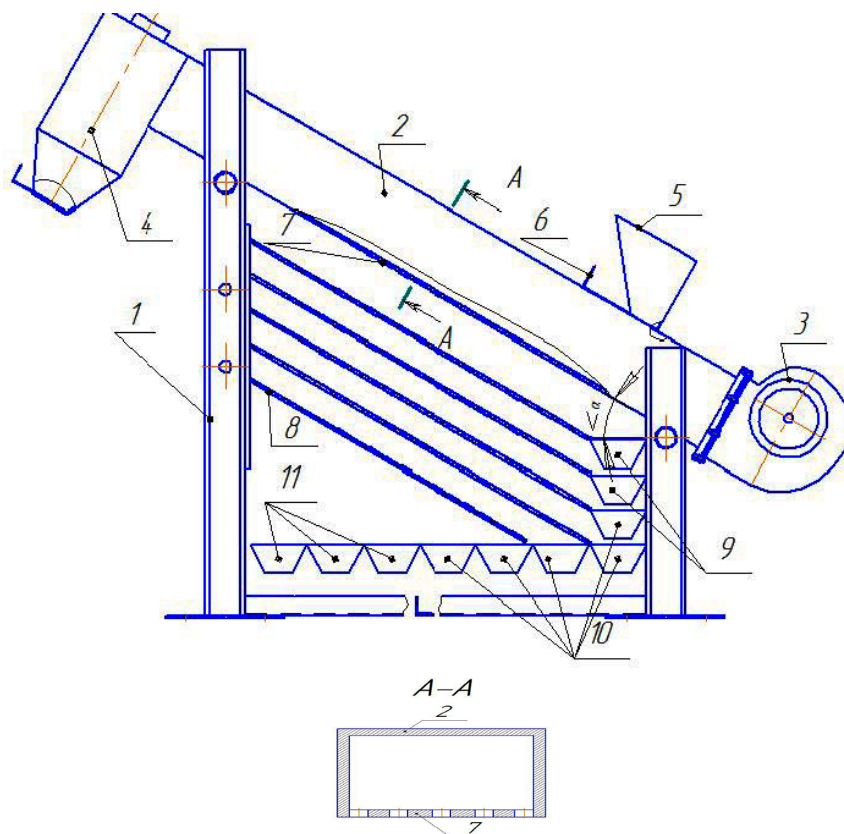


Рис. 1. Пневматический сепаратор для фракционного разделения и очистки зерна: 1 — рама; 2 — пневмосепарационный канал; 3 — вентилятор; 4 — осадочная камера с заслонкой; 5 — загрузочное устройство; 6 — дозирующая заслонка; 7 — днище пневмосепарационного канала; 8 — блок решет; 9, 10, 11 — приемники фракций зерна.

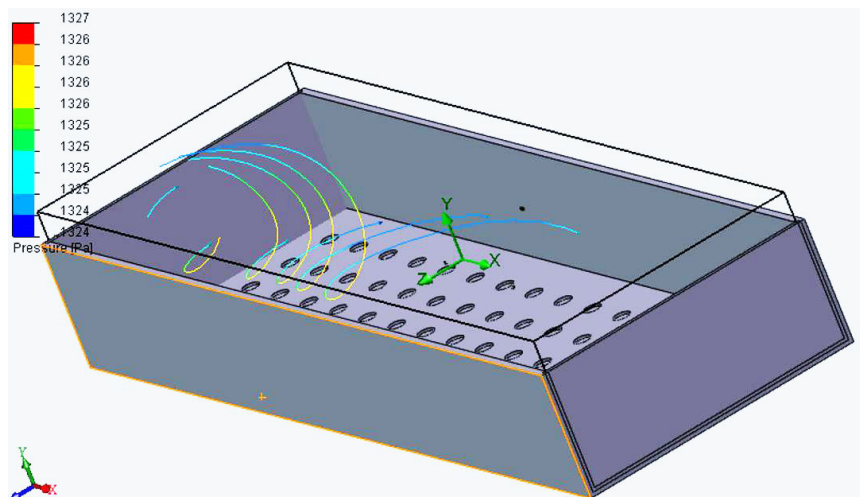


Рис. 2. Распределение давления воздуха в пневматическом закрытом канале, с перфорированным дном

канала. Векторами (рис. 3) представлено направление движения воздушного потока на виде сверху. Анализируя данное изображение видим, что во всех точках пространства, воздушный поток не меняет своего направления, и движется строго по направлению оси X. В пустом канале воздушный поток, создаваемый вентилятором, направлен по параллельным относительно друг друга линиям тока (рис. 4), и лишь на выходе турбулентные составляющие поверхностных сопротивлений стенок и дна

вызывают искривление тока воздуха, в первую очередь, в нижних слоях, вблизи перфорации.

Учитывая все вышесказанное, для проведения дальнейшего теоретического исследования, принимаем воздушный поток идеальным и незначительным изменением давления у стенок и дна канала пренебрегаем.

Для составления математической модели движения частицы в канале необходимо принять следующие условные допущения:

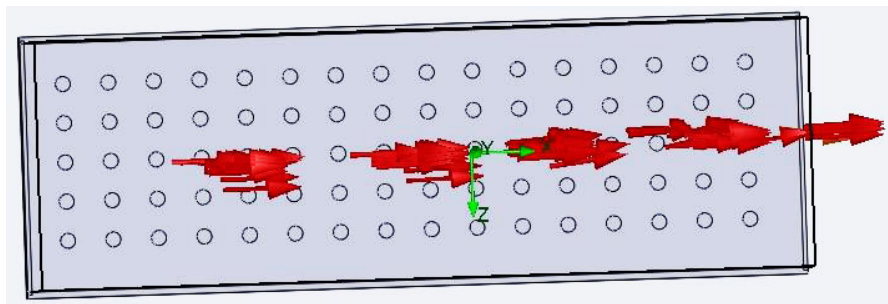


Рис. 3. Направление движения воздушного потока в канале с перфорированным дном (вид сверху)

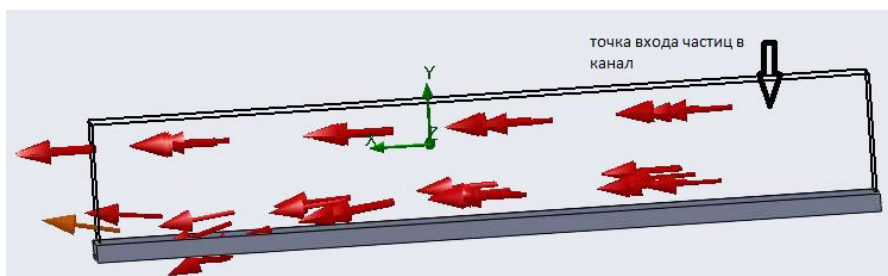


Рис. 4. Направление движения воздушного потока в канале с перфорированным дном (вид сбоку)

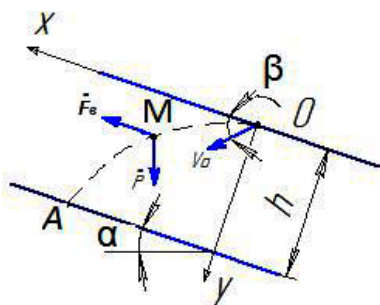


Рис. 5. Расчетная схема сил, действующих на частицу при ее движении в наклонном канале

— во-первых, принимаем, что скорость движения воздуха во всех точках канала одинакова;

— во-вторых, будем рассматривать движение одной зерновки как материальной точки, без взаимодействия с другими (так как движется смесь, состоящая из множества точек).

Рассмотрим движение материальной точки  $M$  в наклонном воздушном канале, после попадания в него в точке  $O$  под углом  $\beta$  с начальной скоростью полета  $V_0$  (рис. 5). На нее действуют: сила тяжести  $P = mg$  ( $m$  — масса частицы,  $g$  — вектор ускорения свободного падения,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ), аэродинамическая сила  $F_a$ .

Основным условием попадания частицы из точки  $O$  в точку  $A$  является выражение:

$$P > F_a \quad (2)$$

Аэродинамическая сила находится по формуле [3]:

$$F_a = \frac{\rho \cdot k \cdot V^2 \cdot S}{2}, \quad (3)$$

где  $k$  — коэффициент, зависящий от площади поверхности сопротивления (коэффициент парусности);

$V$  — скорость воздушного потока, м/с;

$S$  — площадь сечения, на которую действует данная сила,  $\text{м}^2$ ;

$\rho$  — плотность воздуха,  $\text{кг/м}^3$ .

Таким образом, анализируя зависимость 3 видим, что аэродинамическая сила воздуха  $F_a$  напрямую зависит от площади сечения поверхности, на которую она действует, и для каждого вида зерновки (а их три, 1 — целое зерно, 2 — щуплое, битое, 3 — чешуйки и шелуха) она будет различной.

Площадь миделева сечения находится в зависимости от формы зерновки [4]:

для круглой формы

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \quad (4)$$

для продолговатых зерновок

$$S = \frac{\pi \cdot (\sqrt[3]{l \cdot t \cdot b})^2}{4}, \quad (5)$$

где  $d$  — диаметр круглой зерновки, м;

$l$  — длина зерновки, м;

$t$  — толщина зерновки, м;

$b$  — ширина зерновки, м.

Используя формулу 3, приведем неравенство 2 к виду:

$$V > \sqrt{\frac{2 \cdot m \cdot g}{\rho \cdot k \cdot S}}. \quad (6)$$

Таким образом, получили выражение для расчета минимально допустимой скорости воздушного потока, обеспечивающей полет частицы  $M$  из точки  $O$  в точку  $A$  (рис. 5).

Составим дифференциальные уравнения движения частицы М при выбранных ранее допущениях.

$$\begin{cases} OX : m\ddot{x} = F_e - m \cdot g \cdot \sin \alpha \\ OY : m\ddot{y} = m \cdot g \cdot \cos \alpha \end{cases} \quad (7)$$

Разделим данные уравнения на массу  $m$ :

$$\begin{cases} OX : \ddot{x} = \frac{F_e}{m} - g \cdot \sin \alpha \\ OY : \ddot{y} = g \cdot \cos \alpha \end{cases} \quad (8)$$

Введем следующие обозначения и, дважды проинтегрировав выражения 8, получим:

$$\begin{cases} x = \frac{A \cdot t^2}{2} + C_1 \cdot t + C_2 \\ y = \frac{B \cdot t^2}{2} + C_3 \cdot t + C_4 \end{cases}, \quad (9)$$

где  $t$  — время, с;

$C_1, C_2, C_3, C_4$  — константы интегрирования, которые находим из начальных условий  $t=0, x(0)=0; y(0)=0$ :

$$\begin{cases} \dot{x}(0) = V_x(0) = V_0 \cos \beta \\ \dot{y}(0) = V_y(0) = V_0 \sin \beta \end{cases}, \quad (10)$$

где  $V_0$  — скорость движения зерновки в момент времени  $t=0$ , м/с;

$\beta$  — угол входа зерновки в канал в момент времени  $t=0$ , градус.

Таким образом, общее решение дифференциальных уравнений 7 с учетом начальных условий будет выглядеть:

$$\begin{cases} x = \frac{(F_e - g \cdot \sin \alpha) \cdot t^2}{2} + V_0 \cdot \cos \beta \cdot t \\ y = \frac{g \cdot \cos \alpha \cdot t^2}{2} + V_0 \cdot \sin \beta \cdot t \end{cases} \quad (11)$$

Получены дифференциальные уравнения 11 движения материальной точки в наклонном воздушном канале, решение которых позволяет получить относительную траекторию движения частиц различной парусности в зависимости от кинематических параметров.

Координата  $y$  полета частицы равна геометрической высоте канала  $h$  (рис. 5). Таким образом, используя второе уравнение системы 11, получаем:

$$h = \frac{g \cdot \cos \alpha \cdot t^2}{2} + V_0 \cdot \sin \beta \cdot t. \quad (12)$$

Принимая высоту канала  $h$ , начальную скорость попадания частицы в канал  $V_0$ , угол влета частицы в канал  $\beta$ , угол наклона канала  $\alpha$  и ускорение свободного падения  $g$  за постоянные, решаем квадратное уравнение вида:

$$4,9 \cdot \cos \alpha \cdot t^2 + V_0 \cdot \sin \beta \cdot t - h = 0. \quad (13)$$

Решением данного квадратного уравнения являются следующие действительные корни:

$$t_1 = \frac{-V_0 \cdot \sin \beta + \sqrt{V_0^2 \cdot \sin^2 \alpha + 19,6 \cdot h \cdot \cos \alpha}}{9,8 \cdot \cos \alpha}$$

$$t_2 = \frac{-V_0 \cdot \sin \beta - \sqrt{V_0^2 \cdot \sin^2 \alpha + 19,6 \cdot h \cdot \cos \alpha}}{9,8 \cdot \cos \alpha} \quad (14)$$

Анализируя полученные решения, учитывая возможные варианты постоянных величин, получаем  $t_1 > 0, t_2 < 0$ . Таким образом, положительный корень  $t_1$  — является уравнением, позволяющим рассчитать время полета частицы из точки О в точку А при заданных технологических параметрах наклонного воздушного канала. Используя данное выражение, подставляя его в уравнение 11 для координаты  $x$ , определим зависимость дальности полета частицы в наклонном воздушном канале от технологических параметров канала, при условии падения частицы на перфорированное днище.

$$x = \frac{\left(\frac{F_e}{m} - g \cdot \sin \alpha\right) \cdot \left(\sqrt{V_0^2 \cdot \sin^2 \beta + 19,6 \cdot h \cdot \cos \alpha} - V_0 \cdot \sin \beta\right)^2}{2 \cdot g \cdot \cos \alpha} + \frac{V_0 \cdot \cos \beta \cdot \left(\sqrt{V_0^2 \cdot \sin^2 \beta + 19,6 \cdot h \cdot \cos \alpha} - V_0 \cdot \sin \beta\right)}{2}. \quad (15)$$

Проведя некоторые преобразования, получаем окончательное уравнение движения частицы из точки О в точку А (рис. 5):

$$x = \left(\sqrt{V_0^2 \cdot \sin^2 \beta + 19,6 \cdot h \cdot \cos \alpha} - V_0 \cdot \sin \beta\right) \times$$

$$\begin{aligned} & \left(\frac{\rho \cdot k \cdot V^2 \cdot S}{2 \cdot m} - g \cdot \sin \alpha\right) \times \\ & \times \left(\frac{\sqrt{V_0^2 \cdot \sin^2 \beta + 19,6 \cdot h \cdot \cos \alpha} - V_0 \cdot \sin \beta}{g \cdot \cos \alpha}\right) + \\ & \times \frac{+ V_0 \cdot \cos \beta \cdot g^2 \cdot \cos^2 \alpha}{2 \cdot g^2 \cdot \cos^2 \alpha}. \quad (16) \end{aligned}$$

Таким образом, в ходе теоретического исследования установлено, что траектория полета частицы в наклонном воздушном канале зависит от следующих технологических и конструктивных параметров:

1. Скорость воздушного потока  $V$ , м/с.
2. Угол наклона канала  $\alpha$ , градус.
3. Высота канала  $h$ , м.
4. Масса частицы  $m$ , кг.
5. Площадь миделева сечения частицы  $S$ , м<sup>2</sup>.
6. Скорость попадания частицы в канал  $V_0$ , м/с.
7. Угол попадания частицы в канал  $\beta$ , градус.

#### Библиографический список

1. Черняков, А. В. Пневматический сепаратор / А. В. Черняков, К. В. Павлюченко, В. С. Коваль // Сельский механизатор. — 2014. — № 12. — С 13.
2. Касторский, В. Е. Основы аэродинамики и динамики полета : учеб. пособие для вузов / В. Е. Касторский ; Ин-т транспорта и связи. — Рига : РКИИГА; Колос, 2010. — 105 с.
3. Шацкий, В. П. Параметры аспирационного канала зерноочистительной машины / В. П. Шацкий, В. И. Оробинский, А. И. Королев // Тракторы и сельскохозяйственные машины. — 2007. — № 8. — С. 43–44.
4. Механизация и технология животноводства / В. В. Кирсанов [и др.]. — М. : КолосС, 2007. — 584 с.

**ПАВЛЮЧЕНКО Кирилл Владимирович**, преподаватель отделения среднего профессионального

УДК 629.424.1:621.436

**С. В. РОСЛОВ  
А. П. ПРОГОВОРОВ  
А. Н. ЩЕРБО**

**Омский автобронетанковый  
инженерный институт**

## **ВЛИЯНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ДИЗЕЛЯ НА ЕГО ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ**

**Рассмотрены причины ухудшения параметров дизелей с газотурбинным наддувом танка Т-90 на переходных режимах работы. Предложена система кратковременной подачи дополнительного воздуха на начальной стадии переходного режима и приведены результаты экспериментальных исследований по оценке ее эффективности.**

**Ключевые слова:** дизель, переходный режим, танк, наддув, динамические свойства.

Характерными режимами работы дизеля БТВТ являются резкие изменения частоты его вращения, связанные с трансформированием внешней нагрузки при выполнении маневра. При этом из-за присутствия регулятору подачи топлива инерционности он срабатывает с некоторым запаздыванием, вследствие чего количество подаваемого в цилиндры топлива часто отличается от того количества, которое соответствует оптимальному при установившейся нагрузке. Быстрое чередование положительных и отрицательных ускорений коленчатого вала может привести к эффекту «перерегулирования», когда отставание реакции регулятора станет настолько значительным, что он будет уменьшать подачу топлива при уже начавшемся возрастании нагрузки. Результатом этого является резкое снижение эффективных показателей дизеля и ухудшение эксплуатационно-технических показателей машины в целом [1].

Дополнительное отрицательное влияние оказывает рассогласование аэродинамических характеристик систем воздухообеспечения с гидродинамическими характеристиками топливоподачи. Особенно это заметно на дизелях с газотурбинным наддувом (ГТН), что связано с инерционностью его ротора и наличием между ними лишь газодинамической связи. Например, на режиме разгона объекта БТВТ требуется быстрое наращивание двигателем мощности для преодоления нагрузки.

При резком увеличении топливоподачи турбокомпрессор вследствие присущей ему инерционности не способен в соответствии с законом топливоподачи почти мгновенно набрать обороты

и увеличить подачу воздуха в цилиндры. Связанный с этим недостаток воздуха в цилиндрах в рассматриваемый период становится причиной ухудшения параметров рабочего процесса и условий сгорания топлива, снижения экономичности (перерасхода топлива), увеличения дымности и токсичности отработавших газов и в конечном итоге снижения его стартовой мощности [2, 3]. Это приводит к затягиванию разгона дизеля. Снижение динамических свойств дизелей с ГТН при разгоне, особенно в начальной стадии переходного процесса, становится причиной снижения производительности двигателей.

Уменьшить рассогласование режимов топливоподачи и воздухообеспечения на переходных режимах дизелей с ГТН можно различными способами: снижением момента инерции ротора турбокомпрессора, применением импульсного наддува (целесообразно при одноступенчатом наддуве), использованием соответствующей системы топливоподачи (двухфазной или ступенчатой подачи топлива), регулированием системы охлаждения наддувочного воздуха и др. Однако эти способы не обеспечивают значительного сокращения времени рассматриваемых переходных режимов и требуют конструктивных изменений.

Наиболее приемлемым способом, не требующим коренной модернизации двигателя, является «подкрутка» турбокомпрессора в начальной стадии переходного процесса, что можно осуществить путём кратковременной подачи дополнительного воздуха в начальной стадии переходного процесса на вход компрессора или непосредственно

Эффективность различных способов подачи дополнительного воздуха при мгновенном набросе нагрузки

Дизель	Вид подачи воздуха	Подача дополнительного воздуха			
		Без подачи		С подачей	
		$T_{п'}$ , с	$\delta_{п'}$ , %	$T_{п'}$ , с	$\delta_{п'}$ , %
10ДН20,7/2х25,4	В цилиндры	14,7	15,1	7,5	13,2
8ЧН26/26	Во впускной коллектор	6	12,3	3	3,4
Типа ЧН15/18	С использованием эжектирующих устройств	6	8	2,4	6
Типа ЧН27/27	Из пусковых баллонов на колесо компрессора	20	20	11	10

$T_{п}$ , с — длительность переходного режима;  $\delta_{п}$ , % — заброс частоты вращения вала дизеля.

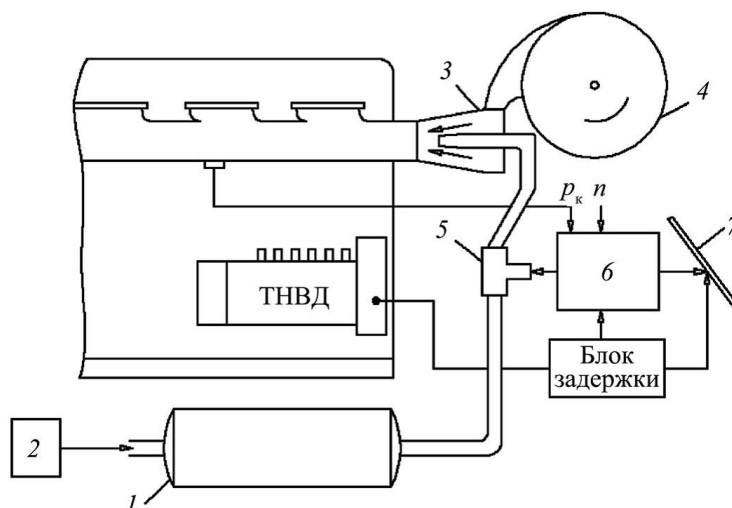


Рис. 1. Система «Ускорение» для кратковременного форсирования двигателя при набросе нагрузки:

- 1 — воздушный резервуар; 2 — компрессор; 3 — эжектор;  
4 — турбокомпрессор; 5 — электромагнитный клапан;  
6 — блок согласования;  
7 — педаль управления ТНВД

к цилиндрам двигателя. Для получения сжатого воздуха необходимо наличие компрессора, воздушного ресивера или эжектирующего устройства. Такой способ легко осуществим в транспортных дизелях, оборудованных воздухопусковым комплексом или воздушными тормозными системами, которые комплектуются всеми необходимыми элементами и требуют минимальных конструктивных изменений [4].

Как показывает опыт, применение такого способа на режимах трогания и разгона транспортного средства наиболее эффективно [1, 2, 5, 6] и позволяет существенно уменьшить время разгона (на 25–35 %) транспортного дизеля, форсированного ГТН, а также дымность отработавших газов и расход топлива на неустановившихся режимах.

Приведённые в таблице [1] данные об эффективности различных способов подачи дополнительного воздуха при мгновенном набросе нагрузки позволяют сделать вывод о том, что наиболее эффективна подача воздуха непосредственно в цилиндры или с использованием эжектирующих устройств (табл. 1).

Реализация рассматриваемого способа может быть связана с необходимостью установки дополнительных ресиверов увеличением расхода воздуха из баллонов системы воздухопуска танка. Это

может привести к трудностям по обеспечению повторных переходных процессов (особенно при частых их повторениях в условиях эксплуатации).

Для оценки эффективности способа кратковременной подачи дополнительного воздуха в начальной стадии переходного процесса, влияющего на эксплуатационно-технические и экологические показатели, разработана система «Ускорение» (рис. 1) для кратковременного форсирования дизельного двигателя В-92 танка Т-90 мощностью 736 кВт с ГТН ( $p_k = 0,23$  МПа). Количество сжатого воздуха и номинальное давление в дополнительном резервуаре 1 определяется исходя из рабочего объёма двигателя, частоты смены режимов и их длительности. От этих же факторов зависит и производительность воздушного компрессора 2 пневмосистемы.

Система «Ускорение» работает следующим образом (см. рис. 1). В момент наброса нагрузки открывается электромагнитный клапан 5, и воздух из резервуара 1 поступает на съёмные эжекторы 3, установленные после турбокомпрессора 4. Управление электромагнитным клапаном 5 осуществляется блоком 6 согласования в зависимости от ускорения частоты вращения  $\Delta n$  коленчатого вала двигателя, положения и ускорения перемещения рейки  $\Delta j$  топливного насоса высокого

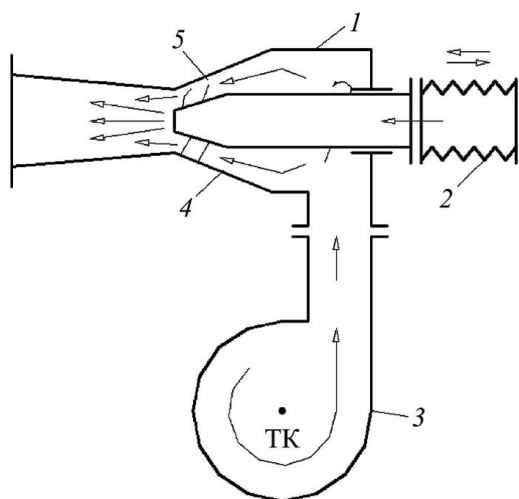


Рис. 2. Конструкция эжектора:  
1 — высоконапорное сопло; 2 — сильфон;  
3 — турбокомпрессор; 4 — корпус эжектора;  
5 — кольцевое пространство с винтовыми направляющими элементами

давления (ТНВД) педалью 7 и давления  $p_k$  в коллекторе.

При набросе нагрузки механик-водитель нажимает педаль подачи топлива, перемещает рейку ТНВД, датчик измерения углового положения педали передаёт сигнал на блок согласования сигналов, в котором в зависимости от величин  $\Delta l$  и  $p_k$  вырабатывается сигнал на открытие клапана 5. При  $n = \text{const}$  и  $p_k = \text{const}$  клапан находится в закрытом положении.

Таким образом, количество и время подачи дополнительного воздуха будут определяться величиной ускорения вращения коленчатого вала и рабочим давлением во впускном коллекторе, которое должно находиться на уровне, обеспечивающем оптимальные условия сгорания топлива в цилиндрах двигателя независимо от режимов внешней нагрузки.

Конструкция эжектора (рис. 2), разработанная для системы «Ускорение», отличается от традиционных аналогов. При набросе нагрузки она включается, и сжатый воздух от пневмосистемы подводится к высоконапорному соплу 1 эжектора через сильфон 2. Последний позволяет перемещаться соплу относительно корпуса 4 в зависимости от подаваемого давления, тем самым меняя коэффициент эжекции. Коэффициент упругости сильфона 2 подбирается исходя из номинального давления в высоконапорном сопле 1. Подсасываемый воздух от турбокомпрессора 3 подаётся по периметру кольцевого пространства 5 через направляющие винтовые лопатки, создавая разрежение после компрессора. Закручивание потока воздуха спиральными винтовыми направляющими лопатками увеличивает дальность импульса волны давления в коллекторе и «запирает» попадание обратного (отражённого) импульса волны давления на лопатки компрессора. Расход воздуха из воздушных ре-

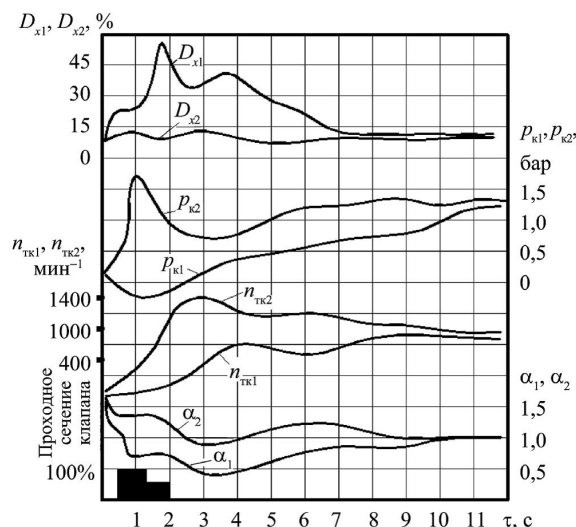


Рис. 3. Зависимости параметров двигателя и турбокомпрессора при переходном процессе (набросе нагрузки) от его продолжительности  $\tau$ :  $D_{x1}$ ,  $P_{k1}$ ,  $n_{TK1}$ ,  $\alpha_1$  и  $D_{x2}$ ,  $P_{k2}$ ,  $n_{TK2}$ ,  $\alpha_2$  — дымность отработавших газов, давление в коллекторе, частота вращения вала турбокомпрессора, коэффициент избытка воздуха при использовании системы соответственно штатного воздухообеспечения и кратковременного форсирования этого процесса

зервуаров контролировался по падению давления и оценивался по известному уравнению состояния газов  $pV = mRT$ .

Размещение эжекторов после турбокомпрессора вызвано тем, что подача воздуха в них приведёт к понижению давления после него и связанному с этим уменьшению потребляемой мощности колеса турбины. Это значительно сократит продолжительность набора турбокомпрессором частоты вращения, соответствующей цикловой подаче топлива. Принудительная же подача воздуха непосредственно во впускной коллектор и цилиндры двигателя исключала фактор инерционности ротора турбокомпрессора в этот период.

Результаты экспериментальных исследований (рис. 3) позволили установить, что рассмотренный способ кратковременного форсирования на 25–30 % сокращает время разгона дизеля. При этом обеспечивается снижение дымности  $D_x$  отработавших газов.

При работе дизеля со штатной системой воздухообеспечения на начальной стадии разгона вследствие инерционности ротора турбокомпрессора наблюдается резкое падение давления  $p_k$  в коллекторе, которое длится примерно 2–3 с. Связанное с этим снижение коэффициента избытка воздуха ( $\alpha < 1$ ) восстанавливается до оптимальных значений лишь на седьмой секунде после наброса нагрузки. Набор частоты вращения  $n_{TK}$  турбокомпрессором затягивается. В этот период из-за ухудшения условий воздухообеспечения и сгорания резко возрастает дымность и токсичность отработавших газов. Чёрный цвет отработавших газов свидетельствует о высокой концентрации сажи. После завершения наброса нагрузки наблюдается заброс частоты вращения коленчатого вала двигателя на 8,5 %.

При подаче дополнительного воздуха во впускной коллектор через эжекторы продолжительность

переходного процесса сократилась с 7 до 3,5 с (т.е. на 50 %). Уже через 3 с после начала переходного процесса за счёт снижения перепада давления на колесе турбокомпрессора и снижения потребляемой им мощности турбины частота вращения его ротора стала вдвое больше, чем без этой системы.

Это обеспечило улучшение воздухообеспечения двигателя и качества протекания его рабочего процесса, а также уменьшило степень снижения  $n_{mk}$ . В рассматриваемом случае интенсивная раскрутка ротора турбокомпрессора начиналась уже через 0,6–0,8 с. Стабильность коэффициента  $\alpha$  свидетельствует о том, что недостаток воздуха в этот период компенсировался дополнительной его подачей в коллектор. Кроме того, смешение относительно холодного дополнительно подаваемого воздуха с горячим после компрессора приводит к заметному снижению температуры наддувочного воздуха и увеличению массового наполнения воздухом цилиндров. Таким образом, в период работы системы не требуется промежуточный охладитель наддувочного воздуха. В ходе экспериментальных исследований при набросе нагрузки существенной «просадки» частоты вращения двигателя не наблюдалось.

#### Выводы

1. Установка эжекторов после колеса турбокомпрессора между впускными коллекторами более эффективна, нежели подача дополнительного сжатого воздуха на лопатки турбины, так как в период набора частоты вращения ротора турбокомпрессора недостаток воздуха в коллекторе компенсируется воздухом, поступающим от баллонов через эжекторы.

2. Применение системы подачи дополнительного воздуха в двигателях с ГТН позволяет существенно улучшить их параметры, уменьшить дымность, токсичность отработавших газов и длительность переходного процесса.

3. Расход воздуха из баллонов системы воздухопуска на переходный процесс не превышает 15 % ( $\approx 2$  кг), поэтому объём воздуха штатной системы и производительность её компрессора позволя-

ют использовать её для кратковременного форсирования в период переходных процессов СДМ, но не на транспортных режимах.

#### Библиографический список

1. Багиров, Д. Д. Двигатели внутреннего сгорания строительных и дорожных машин / Д. Д. Багиров, А. В. Златопольский. — М. : Машиностроение, 2003. — 214 с.
2. Костин, А. К. Эксплуатационные режимы транспортных дизелей / А. К. Костин, К. Б. Еремекбаев. — Алматы : Наука, 1988. — 189 с.
3. Эпштейн, А. С. Переменные режимы двигателей с газотурбинным наддувом / А. С. Эпштейн. — М. : Машгиз, 2010. — 286 с.
4. Мырзахметов, Б. А. Силовые энергетические установки / Б. А. Мырзахметов, Ж. Н. Кадыров, А. В. Кочетков // Военный вестник. — 2011. — № 3. — С. 27–29.
5. Шабалин, Д. В. Метод повышения приемистости комбинированного дизеля с использованием инерционных накопителей энергии / Д. В. Шабалин, Е. С. Терещенко, С. В. Рослов, А. М. Смирнов // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. — 2014. — № 2 (130). — 138 с.
6. Шабалин, Д. В. Стабилизация параметров наддувочного воздуха с целью обеспечения оптимальных значений коэффициента избытка воздуха в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов работы дизеля / Д. В. Шабалин, С. В. Рослов, И. Ю. Килунин, А. А. Смолин // Омский научный вестник. Сер. Машины, приборы и технологии. — 2014. — № 3 (133). — С. 102–106.

**РОСЛОВ Сергей Валерьевич**, адъюнкт кафедры двигателей.

**ПРОГОВОРОВ Алексей Петрович**, офицер управления филиала.

**ЩЕРБО Александр Николаевич**, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры ремонта.

Адрес для переписки: roslov\_s@bk.ru

Статья поступила в редакцию 22.05.2015 г.

© С. В. Рослов, А. П. Проговоров, А. Н. Щербо

## Книжная полка

621.8/К93

Курсовое проектирование деталей машин на базе графических систем / Ред. П. Н. Учаев. — Старый Оскол : ТНТ, 2015. — 426 с.

В учебном пособии, состоящем из пяти частей, сформулированы цель и задачи курсового проектирования. В качестве объекта выбран механический привод технологических и транспортирующих машин (на примере приводных станций конвейеров). Рассмотрены конструкции и параметры основных частей привода редукторов, мотор-редукторов, коробок, мотор-коробок, вариаторов, электродвигателей. Особое внимание уделено компьютерным технологиям разработки проектируемых изделий и использованием современных графических и расчетных систем. Разработка технического предложения и других стадий выполнения конструкторской документации основана на базе инженерных знаний. Приведены необходимые методики расчетов, выполняемых при разработке эскизного и технического проектов, а также рабочей документации. Даны примеры расчетов и конструирования приводов и их агрегатов.

Учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся по направлению «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств», и соответствует ФГОС, а также может быть использовано студентами образовательных учреждений СПО, технологами и конструкторами машиностроительных производств.



## ВЛИЯНИЕ ПРОЦЕССА КИПЕНИЯ В РАЗРЯЖЕННОЙ ПОЛОСТИ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ ВАКУУМНОГО КОТЛА

**Процесс кипения имеет большое значение при работе вакуумного котла. В статье рассмотрено влияние теплообмена при кипении в разряженной полости на коэффициент полезного действия вакуумного котла. Представлены расчетные зависимости температуры насыщения, коэффициентов теплоотдачи при кипении в различном диапазоне давлений.**

**Ключевые слова:** вакуумный котел, кипение, теплоотдача, давление, тепловые потери, коэффициент полезного действия.

Эффективность работы вакуумного котла определяется процессами кипения и конденсации в разряженной полости. В данной статье будет рассмотрено влияние процесса кипения на эффективность работы вакуумного котла.

Кипение — сложный процесс, условия протекания которого определяются различными теплофизическими факторами. Интенсивность кипения зависит от давления и теплофизических свойств жидкости. Параметром, оказывающим наибольшее влияние на процесс кипения, является давление. С увеличением давления насыщения интенсивность теплообмена повышается, уменьшаются размеры пузырька в момент возникновения и отрыва, увеличиваются число центров и частота отрыва пузырей в этих центрах. С приближением термодинамического состояния к критическому воздействие этих факторов возрастает и, соответственно, наблюдается рост влияния давления на теплоотдачу.

Существенное влияние на теплообмен оказывают теплофизические свойства жидкости, которые напрямую зависят от давления и температуры. Со снижением давления из-за увеличения критического радиуса парового пузырька создаются значительные трудности в образовании паровой фазы на поверхности нагрева, что приводит к существенному изменению внутренних характеристик процесса кипения — скорости роста, отрывного диаметра, частоты отрыва паровых пузырьков. При этом растягивается переходный режим кипения, характеризующийся неустойчивостью, нестабильностью процесса парообразования и нестационарностью теплообмена [1].

Температура насыщения  $T_s(p)$  является характерным параметром при тепловых расчетах модели газотрубного котла. С помощью корреляционной зависимости Антуана, применяемой для практических расчетов температуры насыщения в широком диапазоне давлений, рассчитана температура насыщения для теплоносителей вода ( $H_2O$ ) и этиленгликоль ( $C_2H_6O_2$ ).

Полученные результаты подтверждают взаимосвязь температуры насыщения и давления. С понижением давления температура насыщения уменьшается (рис. 1).

Давление ниже атмосферного влияет на интенсивность теплообмена со стенкой.

Переход к конвективным явлениям в областях с пониженным давлением связан с дальнейшим ухудшением теплообмена вследствие уменьшения числа соударений молекул с поверхностью и между собой [2, 3].

Изменения механизма и интенсивности теплообмена приводят к возникновению кризисов кипения. Определяющими факторами всех трех кризисов кипения являются: критическая плотность теплового потока, коэффициент теплоотдачи и температурный напор. В соответствии с литературными данными [4, 5] критическая плотность теплового потока во избежание кризиса кипения не должна превышать  $200 \text{ кВт/м}^2$ , а значения температурного напора не должны превышать  $30 \text{ К}$ , должны соблюдаться неравенства  $q_{кр3} < q < q_{кр1}$ ,  $\Delta T_{кр3} < \Delta T < \Delta T_{кр1}$ . В этом случае кипение соответствует пузырьковому режиму.

При увеличении температурного напора, а также давления на поверхности нагрева увеличивается число активных центров парообразования. В итоге все большее количество пузырьков непрерывно возникает, растет и отрывается от поверхности нагрева, увеличивается турбулизация и перемешивание пристенного пограничного слоя жидкости. В процессе своего роста на поверхности нагрева пузырьки так же интенсивно забирают теплоту из пограничного слоя, все это способствует улучшению теплоотдачи. При понижении давления наблюдается обратный эффект [1, 5].

С понижением давления снижается интенсивность процесса теплообмена, увеличивается критический радиус парового пузырька, создаются значительные трудности в образовании паровой фазы на поверхности нагрева и как следствие изменение внутренних характеристик процесса кипения — скорости роста, отрывного диаметра, частоты отрыва паровых пузырьков [5].

Существуют различные методики для расчета коэффициентов теплоотдачи ( $\alpha$ ) при кипении жидкости.

При расчете процесса кипения в большом объеме в диапазоне давлений от 1 до 200 бар

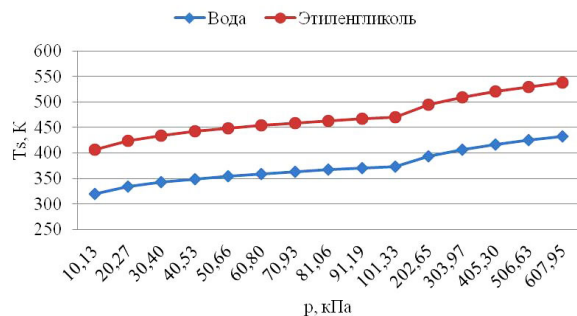


Рис. 1. Зависимость температуры насыщения различных теплоносителей от давления насыщенных паров

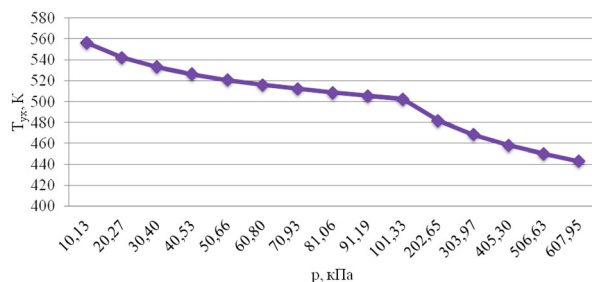


Рис. 3. Изменение температуры уходящих газов с понижением давления насыщенных паров

возможно применение соотношения М. А. Михеева и И. М. Михеевой [6]:

$$\alpha = \frac{3,4p^{0,18}}{1 - 0,0045p} q^{2/3},$$

или, согласно авторам В. П. Исаченко, В. А. Осипову, А. С. Сукомелу [5]:

$$\alpha = 3,0 \cdot q^{0,7} \cdot p^{0,15},$$

где  $p$  — давление насыщенных паров,  $q$  — плотность теплового потока.

При расчете теплоотдачи в зоне развитого кипения и при более высоких тепловых потоках и давлении целесообразно применять расчетную зависимость Ю. М. Липова и Ю. М. Третьякова [7]:

$$\alpha = 0,94,34q^{0,7}(p^{0,14} + 1,35 \cdot 10^{-2}p^2).$$

Результаты расчетов представлены в виде графической зависимости на рис. 2.

Расчет коэффициента теплоотдачи по трем разным методикам [5–7] подтвердил влияние давления ниже атмосферного на интенсивность теплообмена в разреженной полости вакуумного котла, с понижением давления происходит снижение коэффициента теплоотдачи.

Уменьшение коэффициента теплоотдачи с понижением давления насыщенных паров в полости с разрежением оказывает влияние на температуру уходящих газов и, как следствие, на величину тепловых потерь с уходящими газами ( $q_2$ ). Из всех тепловых потерь, входящих в расчетную формулу для определения КПД брутто вакуумного котла, величина

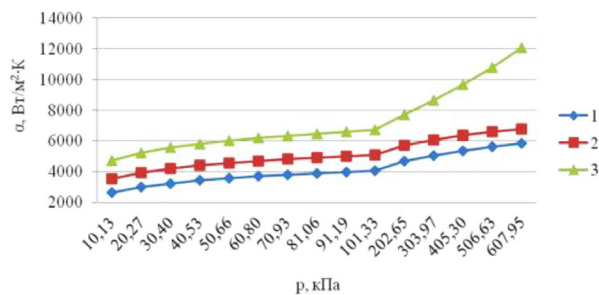


Рис. 2. Зависимости коэффициентов теплоотдачи при кипении жидкости от давления насыщенных паров:

- 1 — М. А. Михеев, И. М. Михеева;
- 2 — В. П. Исаченко, В. А. Осипов, А. С. Сукомел;
- 3 — Ю. М. Липов, Ю. М. Третьяков

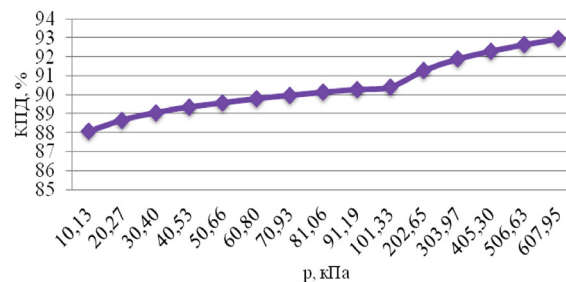


Рис. 4. Изменение коэффициента полезного действия котла с понижением давления насыщенных паров

на  $q_2$  — самая значительная, напрямую зависящая от коэффициента избытка воздуха, температуры уходящих газов  $T_{ух}$  и забалластированности негорючими газами газообразного топлива.

Проведенные расчетные исследования показали, что с увеличением разрежения насыщенных паров температура уходящих газов увеличивается (рис. 3) и превышает установленный верхний допустимый предел 170 °С [8]. Это объясняется уменьшением коэффициента теплоотдачи со стороны стенки к кипящей воде.

Температуру уходящих газов необходимо поддерживать строго в заданном интервале температур, так как при низкой температуре возможна конденсация водяных паров на поверхностях нагрева, что приводит к интенсивной кислотной коррозии [9]. Температура уходящих газов оказывает влияние на коэффициент полезного действия котла брутто. КПД котла брутто, рассчитанный методом обратного баланса с учетом суммы тепловых потерь при его работе [7].

С увеличением разрежения и ростом тепловых потерь  $q_2$  происходит снижение КПД котла, это наглядно видно из графической зависимости представленной на рис. 4.

Полученные расчетные данные позволяют сделать вывод о необходимости применения методов интенсификации в полости с разрежением [10]. Снижение температуры уходящих газов в пределах 15–20 % приводит к уменьшению потери  $q_2$  и к росту КПД котла на 1 %.

Использование интенсификации для процесса кипения в разреженной полости вакуумного котла позволит сократить тепловые потери  $q_2$  и создать энергоэффективный образец вакуумного котла, не уступающий известным аналогам.

#### Библиографический список

1. Влияние теплофизических свойств материала орбренной поверхности на выбор ее оптимальных геометрических характеристик / С. Д. Корнеев [и др.] // Известия МГИУ. — 2006. — № 1 (2). — С. 56–61.
2. Термодинамика и теплопередача : учеб. для вузов / А. В. Болгарский [и др.]. — 2-е изд., перераб. и доп. — М. : Высш. школа, 1975. — 495 с.
3. Кутателадзе, С. С. Основы теории теплообмена / С. С. Кутателадзе. — 5-е изд. перераб. и доп. — М. : Атомиздат, 1979. — 416 с.
4. Кутателадзе, С. С. Теплопередачи при кипении и конденсации / С. С. Кутателадзе. — М. : МАНГИЗ, 1952. — 236 с.
5. Исаченко, В. П. Теплопередача : учеб. для вузов / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукодел. — 4-е изд., перераб. и доп. — М. : Энергоиздат, 1981. — 416 с.
6. Михеев, М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. — 2-е изд. — М. : Энергия, 1977. — 344 с.
7. Липов, Ю. М. Котельные установки и парогенераторы / Ю. М. Липов, Ю. М. Третьяков. — М., Ижевск : НИЦ Регулярная и хаотическая динамика, 2003. — 592 с.

8. Сидельковский, Л. Н. Котельные установки промышленных предприятий / Л. Н. Сидельковский, В. Н. Юренин. — М. : Энергоатомиздат, 1988. — 528 с.

9. Ларики, Н. Н. Теплотехника : учеб. для вузов / Н. Н. Ларики. — 3-е изд., перераб. и доп. — М. : Стройиздат, 1985. — 432 с.

10. Слободина, Е. Н. Интенсификация процессов кипения и конденсации в рабочем объеме вакуумного котла / Е. Н. Слободина // Динамика систем, механизмов и машин. — 2014. — № 2. — С. 134–136.

---

**СЛОБОДИНА Екатерина Николаевна**, ассистент кафедры теплоэнергетики.  
Адрес для переписки: slobodina\_e@mail.ru

Статья поступила в редакцию 02. 09. 2015 г.  
© Е. Н. Слободина

УДК 629.083

**А. М. СМЕРНОВ  
П. А. СЕНЬКИН  
Н. И. ПРОКОПЕНКО**

**Омский автобронетанковый  
инженерный институт**

## ОЦЕНИВАНИЕ ИЗНОСА ПЛУНЖЕРНЫХ ПАР БЕЗ РАЗБОРКИ ТОПЛИВНОГО НАСОСА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ДИЗЕЛЯ

**Предложен новый метод диагностики плунжерных пар непосредственно на двигателе. Приведены результаты расчетно-экспериментальных исследований, подтверждающие возможность диагностики плунжерных пар на ранних стадиях износа.**

**Ключевые слова:** топливная аппаратура, топливный насос высокого давления, плунжерная пара, диагностика, гидравлическая плотность, износ.

Возможность проведения технического обслуживания, диагностирования основных элементов военной техники, к которым относится и силовая установка. Одним из основных узлов силовой установки является топливная система.

Основным узлом топливной системы дизеля является топливный насос высокого давления (ТНВД). Работу по дозированию количества впрыскиваемого топлива в ТНВД выполняет плунжерная пара (ПП). При производстве ПП соблюдается строгая геометрия прецизионных поверхностей плунжеров и втулок. Величина зазора в сопряжении обеспечивается парным шлифованием. В процессе технической эксплуатации основным узлом, определяющим уровень функциональной надежности ТНВД, является ПП. В среднем около 80% от общего числа неисправных ПП бракуется по причине износа

прецизионных поверхностей. Основная причина износа — абразивные частицы, которые попадают в надплунжерное пространство и в зазор между плунжером и втулкой во время разборки сборки ТНВД. Износ приводит к потере гидравлической плотности и как следствие, к таким проблемам как затруднение пуска дизеля, ухудшение рабочего процесса в цилиндре, разжижение масла топливом.

Многочисленными исследованиями показано, что влияние износа ПП на утечки топлива между ее прецизионными поверхностями имеет резко нелинейный характер [1]. Значительная часть жизненного цикла ПП сопровождается незначительным износом, который практически никак не сказывается на характере впрыскивания топлива и рабочего процесса дизеля в целом. При достижении некоторого критического значения происходит

принципиальные изменения качественного характера.

Таким образом, своевременное определение уровня изношенности прецизионных поверхностей является актуальной задачей.

На сегодняшний день существующие методы диагностики износов ПП можно разделить на две группы. К первой группе относятся стендовые испытания. В ремонтных подразделениях применяют стенды типа КИ-15711. Плотность ПП определяется временем перетекания топлива из объема надплунжерного пространства через зазоры между прецизионными поверхностями при движении плунжера вверх под действием осевого усилия. Для опрессовки используется технологическая жидкость (смесь дизельного топлива с маслом). В отсутствие данной жидкости применяет дизельное топливо. В таком случае сравнивается время перетекания топлива из объема надплунжерного пространства эталонной и проверяемой ПП.

В разное время, разные организации разрабатывали и предлагали различное оборудование для определения плотности ПП, например — приборы КП-3369 и КП-1640А, дизельный анализатор К-290, мотор-тестер Элкон-МД-300 и др. Диагностика ПП на данных установках возможна лишь в стационарных условиях (цех, мастерские). Зачастую регламентные работы по проверке состояния ПП оказываются причиной их более интенсивного износа впоследствии из-за повышенной вероятности загрязнения прецизионных элементов при переборке ТНВД.

Ко второй группе следует отнести методы диагностики ПП непосредственно на дизеле бронеобъекта без разборки или с частичной разборкой ТНВД. Существует несколько методов диагностики топливной аппаратуры без разборки. К наиболее распространенным относятся — диагностика по сигналу давления в трубке высокого давления (ТВД), по сигналу вибрации ТВД у форсунки. Более информативной считается диагностика по сигналу давления. Однако на практике оказывается, что эти методы работоспособны только при износах выше критических, когда давление в полости насоса не достигает значений начала впрыскивания. В области допустимых значений износа изменений в характеристиках впрыскивания практически нет. В литературе, можно найти метод оценки гидравлической плотности ПП по отношению максимального значения часового расхода топлива к часовому расходу в диапазоне пусковых оборотов. При этом непонятно, как наряду с износом ПП можно учитывать влияние следующих факторов на пусковой режим двигателя: состояние стартерных батарей, переменную вязкость топлива, температуру двигателя и окружающей среды, механические сопротивления в двигателе и т.п.

Самым распространенным методом, предполагающим частичную разборку ТНВД, является использование максиметра. Но максимальное давление не может однозначно указывать на износ ПП, поскольку сильно зависит от скорости плунжера, вязкости топлива, состояния форсунки и т.д.

Известно также решение, предполагающее опрессовку от автономной гидростанции ПП на дизеле, при предварительно снятом нагнетательном клапане, но это сопряжено с еще большей вероятностью попадания загрязнений к прецизионным элементам, т.к. разборка выполняется непосредственно на дизеле.

Анализируя все вышеописанные методы проверки работоспособности ПП, можно прийти к выводу, что вопрос диагностики насосного элемента на ранних стадиях развития дефекта и без разборки ТНВД остается открытым [2].

Для понимания сути предложенного метода диагностики ПП рассмотрим сначала задачу расчетного определения производительности ТНВД по результатам наблюдения за давлением в линии высокого давления. С момента открытия клапана форсунки (начала подъема иглы) и до момента закрытия клапана (посадки иглы на место) расход топлива, вытекающего через сопловые отверстия распылителя площадью  $F$ . Применительно к объёму топлива  $dV$ , вытекающему за время  $d\tau$ , расчетное уравнение имеет вид

$$dV = \mu F \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_\phi - p_u)} d\tau, \quad (1)$$

где  $\mu$  — расходный коэффициент,  $p_\phi$  — давление топлива в распылителе форсунки,  $p_u$  — давление в цилиндре.

При корректном задании величины расходного коэффициента расчет по (1) даёт хорошее совпадение с экспериментом [3]. Определение величины  $\mu$  и решение других проблем, связанных с этим, будет рассмотрено несколько позднее. Сейчас будем полагать, что у нас есть достаточно точная и простая модель процесса впрыскивания, выходным параметром которой является расход топлива  $V_m$  за наблюдаемый период времени  $\Delta\tau = \tau_2 - \tau_1$ .

$$V_m = \int_{\tau_1}^{\tau_2} \mu F \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_\phi - p_u)} d\tau. \quad (2)$$

Если на время проведения диагностического опыта исследуемый насос соединить с некоторой эталонной форсункой и направить, впрыскиваемое топливо в мерную ёмкость, то появляется возможность сопоставить расчетный объём топлива  $V_m$  с действительно имевшим место  $V_g$  в тот же период времени от  $\tau_1$  до  $\tau_2$ .

Предварительно выполненные опыты с ПП различной степени износа показали, что всегда имеет место та или иная невязка модели и эксперимента. Причём эта невязка оказывается тем выше, чем более изношенной является ПП. Кроме этого существенное влияние на результат сопоставления модели и расчета оказывает температура топлива, а точнее вязкость, изменение которой мы наблюдали опосредовано, контролируя температуру топлива. Установленную закономерность можно объяснить, опираясь на следующее толкование проведенного опыта (рис. 1).

В действительном процессе впрыскивания всегда имеют место утечки топлива по прецизионным поверхностям. За период опыта они составляют величину  $V_{um}$ . Непосредственное определение величины  $V_{um}$  (как это показано на схеме) практически невозможно, т.к. в действительности значительная часть этих утечек не доходит до уплотнительной части плунжера, а просочившись через уплотнения золотниковой части, возвращается через отсечные и наполнительные отверстия в топливоподающую магистраль низкого давления. Величина утечек для одной и той же ПП тем больше, чем больше давление в полости насоса  $p_n$  и чем меньше вязкость топлива. Рассматривая расход топлива за бесконечно малый период времени  $d\tau$  легко показать, что

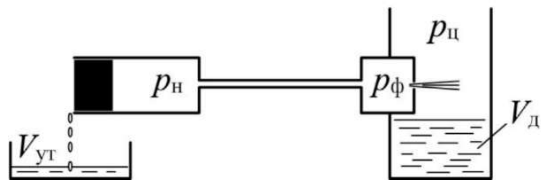


Рис. 1. К определению утечек в ПП

расчет по (1) даст завышенный с действительностью результат, т.к. образовавшийся к рассматриваемому моменту времени перепад давления приводит не только к истечению топлива в мерный резервуар, но и к перетеканию топлива по уплотнениям ПП.

Таким образом, полагая, что расчет по (2) является суммарным расходом топлива из полости насоса (как расход, который мог бы быть при отсутствии утечек), невязка модели с экспериментом может рассматриваться как величина утечек топлива через уплотнения топливоподающей аппаратуры:

$$V_{ym} = V_m - V_o \quad (3)$$

Очевидно, что проверка данного предположения могла бы быть выполнена количественно, если каким-то иным независимым способом оценить величину  $V_{ym}$ , т.е. величину объема топлива, просочившегося через не плотности ПП. С этой целью был выполнен ряд опытов на стенде для обкатки топливных насосов дизеля В92. Первоначально на стенд был установлен комплект, состоящий из ТНВД с умеренным износом плунжерной пары и открытой форсунки со штатным распылителем. Как известно, открытые форсунки в двигателестроении уже давно не применяются, но в нашем случае применение такой форсунки даёт ряд преимуществ. Во-первых, упрощается алгоритм расчета по сигналу давления, т.к. нет необходимости анализировать сигнал с целью определения начала и окончания впрыскивания; любой перепад давлений под корнем в (1) вызывает соответствующий расход топлива. Во-вторых, геометрия проходного сечения распылителя остаётся постоянной, т.к. нет движущихся деталей форсунки, что снимает трудности в определении величины расходного коэффициента форсунки в связи с перемещением иглы. И, наконец, минимизируются, если не исключаются полностью, утечки топлива по уплотнениям форсунки, что даёт право полагать, что существует только два пути истечения топлива из линии высокого давления — через сопловые отверстия распылителя и через уплотнение плунжерной пары. Такая форсунка была получена путём заклинивания иглы распылителя в открытом положении и устранения возвратной пружины форсунки из её конструкции. При некотором определенном, жестко фиксированном положении рейки ТНВД было установлено, что мерный резервуар емкостью 300 см<sup>3</sup> ( $V_o$ ) наполнялся за 151 ход плунжера. С помощью датчика давления, установленного в трубопроводе высокого давления перед форсункой непрерывно с высокой частотой дискретизации измерялось давление  $p_{ф'}$ , на основе которого по (2) можно было определить расчетный объем впрыснутого топлива. Впрыск при этом осуществлялся в топливоприёмник-пеногаситель без создания избыточного давления и в расчетах полагалось, что давление  $p_u$  равно атмосферному.



Рис. 2. Схема идентификации утечек в ПП ТНВД

В следующем опыте мы удалили из форсунки распылитель и щелевой фильтр. Фактически в такой конструкции топливо вытеснялось из надплунжерной полости в мерный резервуар практически не испытывая противодействия, что подтверждалось контролем давления перед форсункой. Оба опыта проводились на одном скоростном режиме (175 мин<sup>-1</sup> кулачкового вала) при одном положении рейки ТНВД (в процессе манипуляций с форсункой между опытами рейка оставалась зафиксированной) и при одинаковой температуре топлива около 15 °С. Вязкость топлива при указанной температуре составляла 7,57 сСт. Указанные обстоятельства (сравнительно высокая вязкость и отсутствие противодействия на выходе из насоса) способствуют минимизации утечек топлива через уплотнения ПП. В первом приближении можно считать, что в этом опыте утечки топлива вообще отсутствовали. При указанных условиях мерный резервуар емкостью 300 см<sup>3</sup> наполнялся за 134 хода плунжера, т.е. на 17 ходов меньше. Если различия в производительности полностью отнести на утечки в первом опыте, то их объем можно вычислить как 17-кратную цикловую подачу второго опыта, т.е.  $V_{ym} = 38,1$  см<sup>3</sup>.

Прежде чем сопоставить эти утечки с невязкой модели в первом опыте необходимо определиться с величиной эффективного проходного сечения распылителя форсунки. Не имея возможности статически пролить распылитель, мы опирались на чертёжные размеры распылителя (8 отверстий диаметром 0,3 мм) и расчетные значения расходного коэффициента, вычисленные по методике изложенной ниже. Невязка модели при таких значениях составила  $V_m - V_o = 39,2$  см<sup>3</sup>, что очень хорошо соответствует найденному объёму утечек. Расхождение между невязкой модели и найденным по представленной методике объёмом утечек топлива можно свести к нулю, если скорректировать площадь сечения распылителя в сторону увеличения всего на 2 %.

Таким образом, обобщая вышесказанное, предлагаемый метод оценивания износа ПП может представить схематично, пользуясь терминологией теории идентификации (рис. 2)

В рамках этой теории под объектом понимается распылитель форсунки, а в качестве входных наблюдаемых входов приняты переменный во времени сигнал давления  $P(\phi)$  перед распылителем и кинематическая вязкость топлива  $\mu$ . Невязка выходов модели и объекта является целью диагностического эксперимента, поэтому итерационных вычислений в данной задаче идентификации не требуется. Принципиально важной здесь является адекватность математической модели объекта.

Расходный коэффициент  $\mu$ , присутствующий в (1), комплексно учитывает гидравлические потери при истечении топлива, возникающие из-за особенностей геометрии канала и режима течения топлива.

Обзор работ, выполненный в [2], показал, что часто коэффициент расхода принимают постоянным и зависящим только от взаимного расположения подвижных и неподвижных элементов (игла форсунки в распылителе) в проточной части узла, определяющих геометрию узкого сечения. Реже предлагают учитывать еще и режим истечения в виде функции от числа Рейнольдса.

Приступая к решению поставленной задачи, мы предположили, что значительную часть времени истечение топлива может происходить вне зоны автомодельности по числу Рейнольдса. Это предположение было вызвано тем, что в диагностическом устройстве используется форсунка открытого типа, поэтому начало и окончание впрыска топлива протекают при малых перепадах давления. Для дальнейших исследований, целью которых было получение зависимости числа  $\mu$ , расходного коэффициента распылителя, от числа Рейнольдса, предпочтение было отдано расчетным методам.

В качестве инструмента для проведения численного моделирования течения топлива в сопловом наконечнике форсунки дизеля В92 использовалось приложение CosmosFloWorks. Это приложение разработано специально для аэрогидродинамических расчетов и основано на методе конечных объемов (МКО), представляющем собой разновидность метода конечных элементов.

В расчетах рассматривалась ограниченная геометрия узла, на входных и выходных отверстиях которых, в качестве граничных условий, задавались давление  $p$  и массовый расход топлива  $G$ .

Определение зависимости коэффициента расхода сопловых отверстий от режима течения топлива выполнялось на твердотельной модели соплового наконечника форсунки дизеля В92. Для всех исследуемых конструкций принималось одинаковое по величине давление ( $p = 30$  МПа), а расход топлива варьировался в пределах 0,05...0,00005 кг/с так, чтобы обеспечить интересующий диапазон изменения числа Рейнольдса.

Критерием завершения счета (целью в среде CosmosFloWorks) было принято давление в полости канала соплового отверстия  $p_u$ . В ходе расчета дополнительно были определены давление  $p'_f$  и плотность  $\rho'_f$  топлива в полости соплового наконечника.

После завершения расчета были вычислены эффективное проходное сечение сопловых отверстий и число Рейнольдса, подсчитанное для параметров потока в сопловых каналах.

В программе расчетного эксперимента (табл. 1) было предусмотрено варьирование величиной задаваемого расхода  $UG$  в таких пределах, чтобы обеспечить диапазон чисел Рейнольдса  $Re = 2 \div 5500$  при различных значениях температуры.

В общей сложности было выполнено более 100 расчетов, занявших 25 часов машинного времени. Полученные результаты расчета коэффициента гидравлического сопротивления сопловых отверстий представлены в виде графической зависимости (рис. 3). Для возможности практического использования полученной зависимости коэффициента расхода от числа  $Re$  были получены аппроксимирующие функции. Необходимо отметить, что для повышения точности расчета искомого коэффициента  $\mu$  при малых числах  $Re$

$$\mu = \begin{cases} \frac{-0,00007863Re^3 + 0,8044 \cdot Re^2 + 23,08 \cdot Re + 0,1496}{Re^2 + 91,7 \cdot Re + 265,1} & Re < 500 \\ \frac{0,726 \cdot Re - 4941}{Re + 24,39} & 500 < Re < 1440 \\ \frac{0,729 \cdot Re - 304}{Re - 403,2} & Re > 1440 \end{cases} \quad (4)$$

было выполнено условное деление кривой на 3 характерных участка.

Расчет  $\mu$  как функции от  $Re$  целесообразен только до  $Re \approx 2000$ . В противном случае расходный коэффициент можно считать постоянным и равным 0,72.

Объектом исследования послужила топливная аппаратура танкового дизеля В92, а именно плунжерные пары с различной степенью износа. Экспериментальные исследования проводились на стенде, разработанном и спроектированном в лаборатории кафедры двигателей ОАБИИ. Конструкция данного стенда позволяет максимально приблизить условия работы топливной аппаратуры к условиям работы на дизеле. Для регистрации быстро протекающих процессов использовался измерительный комплекс «Дизельлаб», тензoeлектрический датчик давления МИДА-ДИ-13П и персональный компьютер с программным обеспечением, разработанным в среде Delphi специально для данной работы. Для определения количества топлива, поданного форсункой в мерную емкость известного объема (300 см<sup>3</sup>) применялись дискретные датчики уровня топлива на основе оптоэлектронной пары, входящие в состав стенда. Сигналы с датчиков уровня также поступали в измерительный комплекс.

Эксперимент проводился на фиксированном выходе рейки, соответствующем максимальной подаче насоса. В процессе замены плунжерных пар в ТНВД положение рейки не менялось. Впрыск осуществлялся одной и той же форсункой открытого типа. После впрыска топливо попадало в мерную емкость. В процессе эксперимента, от измерения к измерению, изменялась температура топлива,

Таблица 1

Программа расчетного эксперимента

Температура топлива, °С	$UG$ , г/с	$\Delta p$ , МПа	$Re$
10	0,05÷48	0,0003÷1,52	2,425÷5250
30	0,4÷51	0,00054÷1,605	33,4÷5582
50	0,38÷50	0,0004÷1,62	50,24÷5540

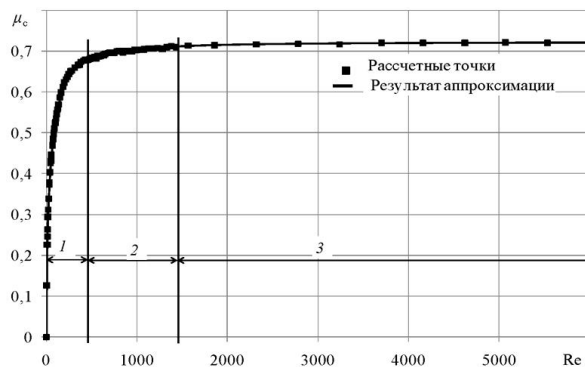


Рис. 3. Зависимость коэффициента расхода сопловых отверстий соплового наконечника дизеля В92

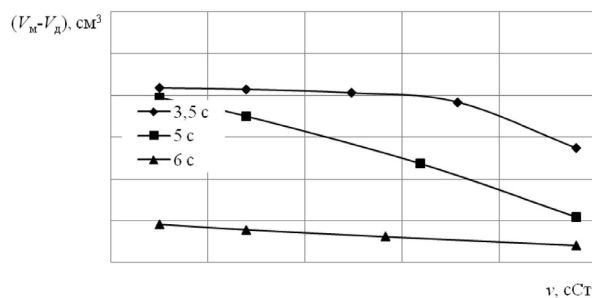


Рис. 4. Результаты эксперимента

Таблица 2

Результаты расчета по упрощенной и уточненной моделям

$n$ , cCT	$(V_m - V_d)$ см <sup>3</sup> при $m_c(Re)$	$(V_m - V_d)$ см <sup>3</sup> при $m_c = 0.72$	Расхождения %
4,5	38,91	38,84	0,18
5,4	38,02	37,89	0,34
7,8	35,74	35,66	0,22
8,8	33,17	33,09	0,24

а следовательно, и его вязкость. Эксперимент проводился при частоте вращения, соответствующей холостому ходу танкового дизеля В92.

В процессе эксперимента производилась запись двух сигналов — с датчика давления и с датчиков уровня топлива. Далее, автоматически выбирался участок на осциллограмме, от начала подачи топлива в измерительную емкость до ее заполнения. Моделью подсчитывался объем поданного топлива по полученной осциллограмме давления. После чего определялась невязка модели и действительного количества топлива, поданного в мерную емкость. Результаты экспериментов представлены на рис. 4.

На рис. 4 изображены графические зависимости невязки  $V_m - V_d$  от кинематической вязкости топлива  $n$  трех плунжерных пар различной плотности: 6 секунд — новая ПП, 5 и 3,5 секунды — рабочие ПП. Анализируя графики, можно сделать заключение, чем более изношена ПП и чем ниже вязкость топлива, тем больше величина невязки. Однако до конца остается не ясным, почему графическая зависимость ПП с плотностью 3,5 секунды имеет нелинейный вид, подобный двум другим насосным элементам. Предположительно, это связано с неравномерной и индивидуальной для каждой ПП формой износа прецизионных поверхностей.

При обработке экспериментальных характеристик впрыскивания было установлено, что 98 % всех расчетов проходит при  $Re > 2000$ . Результаты расчетов по уточненной модели и при постоянной  $m_c = 0,72$  приведены в табл. 2 на примере ПП с плотностью 5 секунд.

1. Предложен способ диагностирования ПП на дизеле, базирующийся на идентифицируемости объекта (распылитель форсунки) и позволяющий определить величину утечек топлива по прецизионным поверхностям ПП на ранних стадиях развития износа.

2. Расчетные и экспериментальные исследования показали, что при использовании штатного распылителя дизеля В92 в конструкции открытой форсунки не имеет смысла вводить в расчет уточнение коэффициента расхода сопловых отверстий из-за незначительной продолжительности впрыска топлива с  $Re < 2000$ .

#### Библиографический список

- Стенд для измерения гидравлического сопротивления узлов и деталей топливной аппаратуры / П. Н. Блинов, А. И. Володин, В. П. Шаповал, А. М. Сапелин // Исследование надежности и экономичности дизельного подвижного состава. — Омск, 1981. — С. 27 — 29.
- Ушнурцев, С. В. Метод комбинированного управления распределением мощности между ведущими колесами автомобильного базового шасси с прогнозированием возмущений / С. В. Ушнурцев, А. В. Келлер, В. Ю. Усиков // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. — 2012. — № 3 (113). — С. 180 — 184.
- Подача и распыливание топлива в дизелях / И. В. Астахов [и др.] ; под ред. И. В. Астахова. — М. : Машиностроение, 1972. — 359 с.

**СМИРНОВ Антон Михайлович**, адъюнкт кафедры двигателей.

Адрес для переписки: smirnoff287sam@mail.ru

**СЕНЬКИН Петр Александрович**, старший помощник начальника учебно-методического отдела.

**ПРОКОПЕНКО Николай Иванович**, кандидат технических наук, доцент (Россия), профессор кафедры двигателей.

Адрес для переписки: awral@mail.ru

Статья поступила в редакцию 22.05.2015 г.

© А. М. Смирнов, П. А. Сенькин, Н. И. Прокопенко

## ЛАБОРАТОРНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ ЗАВИСИМОСТИ КОЭФФИЦИЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ КОЛЕСА ОТ ВНЕШНИХ ФАКТОРОВ

Рассматриваются результаты лабораторного исследования по определению функциональной зависимости коэффициента сопротивления движению колеса от внешних факторов (давления воздуха в шине, нагрузки, приходящейся на колесо, номера последовательного прохода колеса по грунтовому основанию деформируемой опорной поверхности) при движении по суглинистым грунтам различной влажности и мокрому речному песку.

**Ключевые слова:** коэффициент сопротивления движению, планирование эксперимента, полный факторный эксперимент, давление воздуха в шине, нагрузка на колесо, номер прохода колеса по колее.

Одной из важнейших характеристик, зависящей от целого ряда конструктивных и эксплуатационных параметров, является коэффициент сопротивления движению ( $f$ ). Влияние конструктивных и эксплуатационных параметров так велико, что не позволяет использовать величину  $f$  в качестве постоянной технической характеристики. Особое влияние на изменение коэффициента сопротивления движению оказывают такие факторы, как нагрузка на колесо, давление воздуха в шине и номер прохода колеса по деформируемой опорной поверхности. В связи с этим коэффициент сопротивления движению можно представить как функцию от этих параметров:

$$f_{w0i} = F(P_{wi}; R_{zi}; n_i), \quad (1)$$

где  $P_{wi}$  — давление воздуха в шине колеса, МПа;

$R_{zi}$  — нагрузка на колесо, Н;

$n_i$  — номер прохода колеса по колее (размещение колеса в колесной формуле автомобиля).

Функциональная зависимость коэффициента сопротивления была определена в ходе проведения лабораторного экспериментального исследования движения одиночного эластичного колеса по деформируемому грунту и описывается уравнением:

$$f_{w0i} = \left( k_0 + k_1 P_{wi} + k_2 R_{zi} + k_3 n_i + \right. \\ \left. + k_4 P_{wi} R_{zi} + k_5 P_{wi} n_i + \right. \\ \left. + k_6 R_{zi} n_i + k_7 P_{wi} R_{zi} n_i \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (2)$$

где  $k_0 \dots k_7$  — коэффициенты коррекции коэффициента сопротивления качению.

Коэффициенты сопротивления движению  $f_w$  в ведомом режиме с номинальной нагрузкой и давлением воздуха в шине, а также значения коэффициентов коррекции коэффициента сопротивления движению  $k$  были определены при проведении лабораторных исследований на стенде типа «грунтовый канал» с различными типами опорных поверхностей при различных режимах нагружения:

— на суглинистом грунте с влажностью около 20 % и 35 % («суглинок-20» и «суглинок-35»);

— на мокром речном песке влажностью около 30 % («мокрый песок»);

— на свежеспаханном суглинке с влажностью около 35 % («пашня»).

Для проведения лабораторного исследования с целью определения коэффициента сопротивления качению колеса в свободном режиме с варьированием нагрузки на колесо и давления воздуха в шине, а также частных функций коррекции коэффициента сопротивления качению был создан стенд «Рабочие процессы колесного движителя».

Стенд предназначен для проведения лабораторных исследований в диапазоне температур окружающего воздуха от плюс 10 до плюс 35 °С, относительной влажности воздуха до 80 % при 25 °С. Время подготовки стенда к работе после его включения — не более 5 мин.

Стенд обеспечивает проведение исследования рабочего процесса качения по грунтовому каналу одиночного эластичного КД с изменяемыми условиями качения в зависимости от нагружения колеса и изменения давления воздуха в шине.

Лабораторный стенд, представленный на рис. 1, состоит из:

— грунтового канала длиной 5000 мм, шириной 500 мм и глубиной 300 мм, заполняемого грунтом;

— силовой рамы;

— несущей тележки с направляющей;

— колеса с приводом;

— нагружающего устройства и подъемного устройств;

— датчиков силы, перемещения и момента, подводимого к колесу;

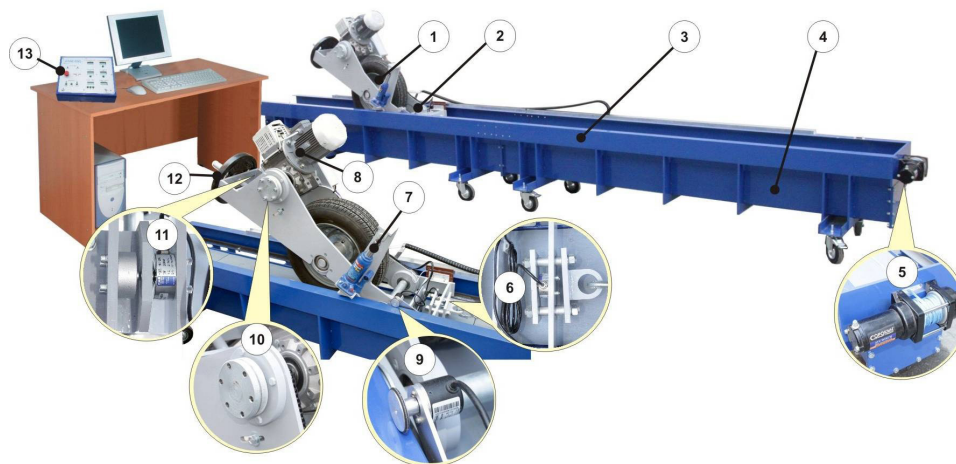
— электродвигателя с приводом и аппаратурой управления;

— отключающего фланца;

— комплекта грузов.

Привод управления колесом осуществлялся с панели управления стендом при различных режимах





**Рис. 1. Лабораторный стенд «Рабочие процессы колесного движителя»:**  
 1 — колесо с приводом; 2 — несущая тележка с направляющей; 3 — силовая рама;  
 4 — грунтовый канал; 5 — нагружающее устройство; 6 — датчик силы; 7 — подъемное устройство; 8 — электродвигатель с приводом и аппаратурой управления;  
 9 — датчик перемещения; 10 — отключающий фланец; 11 — датчик момента;  
 12 — комплект грузов; 13 — панель управления

работы колеса с плавным регулированием усилия и изменением давления воздуха в шине в диапазоне от 0,05 до 0,25 МПа.

Для выполнения условия инвариантности, т.е. способности исследуемой системы сохраняться неизменной при ее преобразовании в ходе проведения исследования на стенде использовано колесо с шиной ИВ-167, подобное колесам с шиной КАМА-1260, установленным на автомобилях многоцелевого назначения.

С учетом теории подобия, соответствующие геометрические параметры колеса и шины, а также параметры, характеризующие силы, действующие на колеса, находятся между собой в равных соотношениях. При этом грунт, использованный в лабораторных исследованиях, взят с участков местности, на которых впоследствии проводились полевые испытания.

Для проведения лабораторного экспериментального исследования была выработана частная методика:

1. В грунтовый канал засыпался необходимый для проведения исследования грунт.

2. Производилась подготовка грунта к проведению исследования (увлажнение, разрыхление, утрамбовывание, выравнивание по длине и ширине грунтового канала).

3. Устанавливалось заданное давление воздуха в шине.

4. Колесо устанавливалось до касания его грунта с использованием разгрузочного устройства и фиксировалось в указанном положении как нулевое состояние для замеров характеристик деформации грунта и шины.

5. С использованием грузов производилось нагружение колеса нормальной нагрузкой.

6. Нажатием кнопки «Установка нуля» на панели стенда производилась калибровка датчиков усилия и перемещения.

7. Выбиралась скорость движения колеса кнопкой на пульте управления.

8. Загружалось программное обеспечение, включалась измерительная аппаратура.

9. Включался привод к колесу.

10. Выполнялись три серии опытных экспериментов на подготовленном грунтовом основании с варьированием нагрузки на колесо и давления воздуха в шине.

11. В каждой серии опытов проводились три проката колеса по грунтовому каналу.

12. После каждого проката колеса по грунтовому каналу производилась его установка в исходное положение с фиксацией в нулевом состоянии для очередного замера характеристик деформации грунта и шины.

13. Очередной прокат колеса осуществлялся по колее в грунтовом основании, проложенной при предыдущем проходе.

14. После завершения серии опытов грунт в грунтовом канале приводился в первичное состояние с установлением заданных физико-механических характеристик.

В соответствии с выработанной методикой был спланирован и проведен полный факторный эксперимент, в котором выполнялись серии опытов с варьированием факторов (нагрузка на колесо, давление воздуха в шине колеса, номер прохода по грунту) и регистрацией параметров: частоты вращения колеса; линейной скорости движения колеса; крутящего момента, подводимого к колесу.

В каждой серии опытов проводились три проката колеса по грунтовому каналу, после чего производилась его установка в исходное положение с фиксацией в нулевом состоянии для очередного замера характеристик. Исходя из проведенного анализа методик планирования экспериментов [1–6], для снижения погрешности измерений и максимально эффективной реализации сочетания уровней факторов было принято решение о планировании полного факторного эксперимента по типу  $2^3$ .

Оценка воздействия факторов производилась по величине линейных коэффициентов, соответствовавших вкладу данного фактора.

На основе и по результатам априорной информации и предварительного исследования с учетом необходимости охвата всей описываемой области при решении задач интерполяции выбирались уровни варьирования факторов [6].

Таблица 1

## Уровни и интервалы варьирования факторов

Уровень фактора	Давление воздуха в шине колеса, $P_w$ , МПа	Вертикальная нагрузка на колесо, $R_z$ , кг	Номер прохода по грунтовому каналу
Основной	0,15	200	2
Нижний	0,05	100	1
Верхний	0,25	300	3
Интервал варьирования	0,1	100	1

Таблица 2

## Полный план факторного эксперимента для грунта «пашня»

Номер опыта	Факторы			Отклики				
	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$y^I$	$y^{II}$	$y^{III}$	$y_{cp}$	$y_{cp}^2$
1	+	+	+	0,1321	0,1365	0,1361	0,1349	0,0182
2	-	+	+	0,0671	0,0632	0,0674	0,0659	0,0043
3	+	-	+	0,0552	0,0528	0,0513	0,0531	0,0028
4	-	-	+	0,0248	0,0271	0,0258	0,0259	0,0007
5	+	+	-	0,4551	0,4582	0,4580	0,4571	0,2089
6	-	+	-	0,2248	0,2231	0,2226	0,2235	0,0500
7	+	-	-	0,1792	0,1807	0,1801	0,1800	0,0324
8	-	-	-	0,0874	0,0891	0,0875	0,0880	0,0077

Таблица 3

## Полный план факторного эксперимента для грунта «мокрый песок»

Номер опыта	Факторы			Отклики				
	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$y^I$	$y^{II}$	$y^{III}$	$y_{cp}$	$y_{cp}^2$
1	+	+	+	0,1619	0,1627	0,1701	0,1649	0,0272
2	-	+	+	0,1213	0,1263	0,1253	0,1243	0,0155
3	+	-	+	0,0534	0,0599	0,0628	0,0587	0,0034
4	-	-	+	0,0427	0,0461	0,0441	0,0443	0,0020
5	+	+	-	0,5524	0,5592	0,5642	0,5586	0,3120
6	-	+	-	0,4176	0,4251	0,4206	0,4211	0,1773
7	+	-	-	0,1973	0,2017	0,1980	0,1990	0,0396
8	-	-	-	0,1486	0,1525	0,1489	0,1500	0,0225

Уровни и интервалы варьирования представлены в табл. 1.

Матрица полного факторного эксперимента полностью отвечала требованиям симметричности, нормированности и ортогональности. С использованием таблицы случайных величин проводилась рандомизация опытов [6].

Планы полного факторного эксперимента для грунта «пашня», «мокрый песок», «суглинок-20» и «суглинок-35» представлены в табл. 2–5 соответственно.

Обработка результатов зарегистрированных параметров при проведении экспериментального исследования позволила выявить характер влияния

на коэффициент сопротивления движению нормальной нагрузки, давления воздуха, номера прохода колеса по грунтовому основанию и установить функциональную зависимость от этих параметров, определить значения соответствующих коэффициентов коррекции коэффициента сопротивления движению для каждого типа грунта, по которому осуществлялось исследование качения колеса.

Результаты лабораторного экспериментального исследования зависимости  $f$  от  $P_w$ ,  $R_z$  и  $n$  для грунтового основания «суглинок-35» представлены на рис. 2.

Общий вид функциональной зависимости коэффициента сопротивления описывается уравнением

Полный план факторного эксперимента для грунта «суглинок-20»

Номер опыта	Факторы			Отклики				
	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$y^I$	$y^{II}$	$y^{III}$	$y_{cp}$	$y^2_{cp}$
1	+	+	+	0,1021	0,1063	0,1078	0,1054	0,0111
2	-	+	+	0,0634	0,0686	0,0699	0,0673	0,0045
3	+	-	+	0,0543	0,0578	0,0568	0,0563	0,0032
4	-	-	+	0,0332	0,0384	0,0361	0,0359	0,0013
5	+	+	-	0,2245	0,2218	0,2221	0,2228	0,0496
6	-	+	-	0,1411	0,1437	0,1421	0,1423	0,0202
7	+	-	-	0,1176	0,1207	0,1187	0,1190	0,0142
8	-	-	-	0,0734	0,0782	0,0764	0,0760	0,0058

Таблица 5

Полный план факторного эксперимента для грунта «суглинок-35»

Номер опыта	Факторы			Отклики				
	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$y^I$	$y^{II}$	$y^{III}$	$y_{cp}$	$y^2_{cp}$
1	+	+	+	0,1610	0,1647	0,1612	0,1623	0,0263
2	-	+	+	0,1574	0,1608	0,1615	0,1599	0,0256
3	+	-	+	0,0824	0,0879	0,0898	0,0867	0,0075
4	-	-	+	0,0871	0,0842	0,0849	0,0854	0,0073
5	+	+	-	0,2587	0,2633	0,2589	0,2603	0,0678
6	-	+	-	0,2547	0,2561	0,2587	0,2565	0,0658
7	+	-	-	0,1376	0,1389	0,1404	0,1390	0,0193
8	-	-	-	0,1355	0,1329	0,1426	0,1370	0,0188

(2), при этом для каждого типа грунта коэффициенты коррекции коэффициента сопротивления движению имеют значение:

1. Для грунтового основания типа «пашня»:

$$\begin{aligned} k_0 &= -0,0008381; \\ k_1 &= -0,0650083(1/\text{МПа}); \\ k_2 &= 0,0000031(1/\text{Н}); \\ k_3 &= 0,0002618; \\ k_4 &= 0,0002446(1/\text{МПа}\cdot\text{Н}); \\ k_5 &= 0,0203731(1/\text{МПа}); \\ k_6 &= -0,000001(1/\text{Н}); \\ k_7 &= -0,0000766(1/\text{МПа}\cdot\text{Н}). \end{aligned}$$

2. Для грунтового основания типа «мокрый песок»:

$$\begin{aligned} k_0 &= -0,019127; \\ k_1 &= -0,0895536(1/\text{МПа}); \\ k_2 &= 0,0000457(1/\text{Н}); \\ k_3 &= 0,005996; \\ k_4 &= 0,0002141(1/\text{МПа}\cdot\text{Н}); \\ k_5 &= 0,0284891(1/\text{МПа}); \\ k_6 &= -0,0000143(1/\text{Н}); \\ k_7 &= 0,0000671(1/\text{МПа}\cdot\text{Н}). \end{aligned}$$

3. Для грунтового основания типа «суглинок-20»:

$$\begin{aligned} k_0 &= 0,019103; \\ k_1 &= 0,0217368(1/\text{МПа}); \\ k_2 &= 0,0000032(1/\text{Н}); \\ k_3 &= -0,005361; \\ k_4 &= 0,0000364(1/\text{МПа}\cdot\text{Н}); \\ k_5 &= -0,0060687(1/\text{МПа}); \\ k_6 &= -0,0000009(1/\text{Н}); \\ k_7 &= -0,0000102(1/\text{МПа}\cdot\text{Н}); \end{aligned}$$

4. Для грунтового основания типа «суглинок-35»:

$$\begin{aligned} k_0 &= 0,0090937; \\ k_1 &= 0,0012769(1/\text{МПа}); \\ k_2 &= 0,0000152(1/\text{Н}); \\ k_3 &= -0,0021303; \\ k_6 &= -0,0000036(1/\text{Н}). \end{aligned}$$

Анализ проведенного лабораторного исследования качения колеса по грунтовому основанию позволяет сделать вывод, что  $P_w$  и  $R_z$  оказывают приблизительно одинаковое воздействие на изменение  $f$ , но при этом  $n$  оказывает большее воздействие, чем  $P_w$  и  $R_z$  отдельно. С увеличением  $n$  значение  $f$  для всех рассмотренных грунтов уменьшается.

Анализ проведенного лабораторного исследования движения колеса по деформируемому грунтовому основанию позволяет сделать вывод, что давление воздуха в шине и вертикальная нагрузка на колесо оказывают существенное влияние на изменение коэффициента сопротивления движению. При этом коэффициент сопротивления движению уменьшается при снижении давления воздуха в шине и при каждом последующем проходе колеса по образуемой колее.

Номер прохода колеса оказывает большее воздействие, чем отдельно варьируемые давление воздуха и вертикальная нагрузка. С увеличением числа проходов колеса по колее, при варьировании давлением воздуха в шине и вертикальной нагрузки, значение коэффициента сопротивления движению для всех рассмотренных грунтов уменьшается.

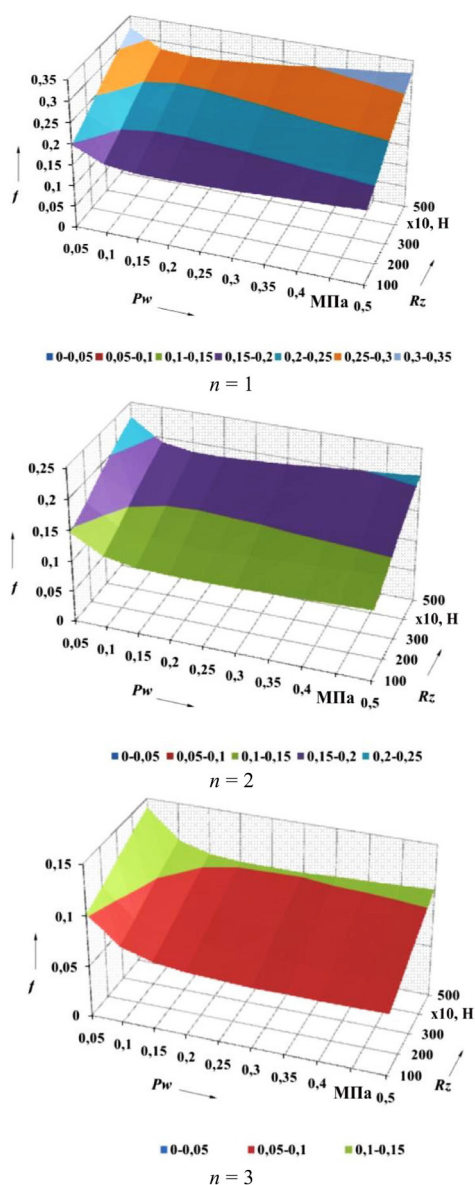


Рис. 2. Результаты лабораторного экспериментального исследования зависимости  $f$  от  $P_w$ ,  $R_z$  и  $n$  для грунтового основания «суглинок-35»

## Книжная полка

621.8/P99

Рязанцева, И. Л. Теория и проектирование соединений с гарантированным натягом : моногр. / И. Л. Рязанцева. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 2015. — 161 с.

Представлен анализ факторов, влияющих на работоспособность соединений с гарантированным натягом, обзор способов воздействия на их прочность и методов оценки несущей способности. Описан новый перспективный способ увеличения статической прочности соединений с натягом путем изменения макрогеометрии поверхности сопряжения. Изложены принципы проектирования этих соединений, даны практические рекомендации, приведены результаты испытаний, свидетельствующие об эффективности предлагаемого технического решения.

Книга предназначена для инженерно-технических работников, специалистов, занятых ремонтом и эксплуатацией машин. Может быть использована в качестве учебного пособия для студентов технических специальностей вузов.

Работа выполнялась при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках проекта «Разработка научно-технических решений по управлению распределением мощности в трансмиссиях грузовых автомобилей для повышения их энергоэффективности и топливной экономичности» по соглашению № 14.574.21.0106 от 08.09.2014 г. между Министерством образования и науки Российской Федерации и исполнителем ПНИР — Федеральным государственным бюджетным образовательным учреждением высшего профессионального образования «Южно-Уральский государственный университет» (национальный исследовательский университет). Уникальный идентификатор прикладных научных исследований (проекта) RFMEFI57414X0106.

### Библиографический список

1. Веденяпин, В. В. Общая методика оценки экспериментального исследования и обработки опытных данных / В. В. Веденяпин. — М. : Наука, 1967. — 159 с.
2. Гмурман, В. С. Теория вероятности и математическая статистика / В. С. Гмурман. — М. : Высшая школа, 1972. — 324 с.
3. Зедгинидзе, И. Г. Планирование эксперимента для исследования многокомпонентных систем / И. Г. Зедгинидзе. — М. : Наука, 1976. — 390 с.
4. Лецкий, Э. А. Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов / Э. А. Лецкий, К. Р. Хартман, В. Ф. Шеффер. — М. : Мир, 1977. — 552 с.
5. Ромакин, М. И. Математический аппарат оптимизационных задач / М. И. Ромакин. — М. : Статистика, 1975. — 112 с.
6. Спиридонов, А. А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов / А. А. Спиридонов. — М. : Машиностроение, 1981. — 184 с.

**УСИКОВ Виталий Юрьевич**, преподаватель кафедры эксплуатации бронетанковой и автомобильной техники.

Адрес для переписки: 174vitus@mail.ru

Статья поступила в редакцию 04.06.2015 г.

© В. Ю. Усиков

## РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ МНОГОЦЕЛЕВОГО НАЗНАЧЕНИЯ ПО ДЕФОРМИРУЕМОМУ ГРУНТУ С УЧЕТОМ ВАРИАЦИИ ВОЗДЕЙСТВИЯ НА КОЛЕСА ВНЕШНИХ ФАКТОРОВ

Рассматривается разработанная математическая модель, которая позволяет расчетным путем определить показатели характеристик прямолинейного движения многоосного автомобиля по деформируемой опорной поверхности с учетом функциональной зависимости коэффициента сопротивления движению колес автомобиля от нагрузки, приходящейся на колеса, их конструктивного расположения в колесной формуле автомобиля и установленного давления воздуха в шинах.

**Ключевые слова:** автомобили многоцелевого назначения, проходимость, деформируемая опорная поверхность, колесный движитель, система регулирования давления воздуха в шинах, коэффициент сопротивления движению.

Специфика использования автомобилей в различных сферах деятельности человека во многом определяется условиями эксплуатации, которые отличаются широким разнообразием. К факторам, определяющим особенности эксплуатации автомобилей многоцелевого назначения, относятся природно-климатические и дорожно-грунтовые условия и их сезонные изменения, развитие дорожной сети и степень возможного ее разрушения, рельеф, растительный покров, наличие водных преград и др.

Для эффективного применения автомобилей многоцелевого назначения необходимо проведение конструктивных, эксплуатационных и организационных мероприятий, направленных на снижение влияния негативных факторов природно-климатического характера.

Проходимость автомобилей многоцелевого назначения, безусловно, является одним из основных эксплуатационных свойств, способствующих их широкому применению. Проходимость автомобилей многоцелевого назначения обеспечивается комплексом конструктивных мероприятий, выполняемых на стадии их проектирования, а также оптимальным изменением ряда параметров в процессе эксплуатации.

Существенным конструктивным фактором, определяющим способность движения по бездорожью и степень проходимости автомобилей многоцелевого назначения, является конструкция ходовой части автомобиля (подвеска и колесный движитель).

Проходимость автомобиля по деформируемому грунту зависит от ряда факторов: нагрузки на оси автомобиля, типа и размеров шин, рисунка протектора, совпадения колеи передних и задних колес. Однако она всегда тем выше, чем меньше давление, оказываемое колесами на грунт, и чем меньше внутреннее давление воздуха в шинах.

Одним из эффективных способов изменения параметров и характеристик колесного движителя для повышения опорной проходимости при движении автомобилей многоцелевого назначения по деформируемой опорной поверхности является использование системы регулирования давления воздуха в шинах, конструктивно предусмотренной на большинстве автомобилей многоцелевого назначения. Понижение давления воздуха в шинах до минимально допустимого для конкретных условий движения способствует уменьшению сопротивления движению, повышению сцепных свойств колесного движителя. Таким образом, изменение давления воздуха в шинах повышает способность автомобиля к движению в зависимости от дорожных условий, дорожного покрытия, типа грунта, природно-климатических условий.

Конструктивно, предусмотренные на большинстве автомобилей многоцелевого назначения, системы регулирования давления воздуха в шинах являются централизованными и предусматривают установку одинакового оптимального давления в шинах всех колес в зависимости от условий движения.

В то же время на автомобилях многоцелевого назначения применяются одинарные колеса, следствием чего является одинаковая ширина колеи всех осей, и при совершении прямолинейного движения каждый последующий колесный движитель оси движется вслед предыдущему. Следствием движения каждого предыдущего колесного движителя является деформация грунта опорной поверхности и изменение его физико-механических свойств, естественно, и изменение всех показателей взаимодействия колесного движителя с деформируемой опорной поверхностью.

При последовательных проходах колес по обрабатываемой колее с одинаковым давлением воздуха

в шинах возникают нерациональные потери энергии на качение колес и не полностью используются тяговые возможности. Следовательно, применяемая система регулирования давления воздуха в шинах не в полной мере позволяет использовать возможности движения автомобилей многоцелевого назначения по грунтам с низкой несущей способностью, в связи с чем представляется необходимым применение децентрализованного регулирования давления воздуха в шинах автомобилей многоцелевого назначения, т.е. установление рационального давления воздуха в колесах каждой оси в зависимости от типа и состояния деформируемой опорной поверхности, по которой осуществляется движения, нагрузки, приходящейся на колеса и их расположения в колесной формуле.

В основу математической модели прямолинейного движения АМН по ДОП и последующее определение характеристик этого движения (показателей опорной проходимости) положено моделирование движения автомобиля, предложенное авторами в работах [1–4].

В математической модели движения автомобиля по ДОП приняты допущения:

- рассматривается прямолинейное движение АМН по ровному опорному основанию;
- условия движения левого и правого бортов одинаковые;
- следы колес всех мостов (осей) по бортам автомобиля полностью совпадают;
- характеристики грунтовой поверхности по бортам автомобиля одинаковы;
- связь колес с кузовом автомобиля в вертикальной плоскости жесткая (без учета упругих свойств подвески);
- учитывается продольная податливость направляющих элементов подвески;
- крутящий момент двигателя воздействует непосредственно на колесо, упругодемпфирующие свойства элементов трансмиссии не учитываются;

— деформация грунта задается не через его непосредственные физические характеристики, а как удельные потери энергии при качении колеса по ровному основанию;

— реакция двигателя на изменение положения органа топливоподачи без запаздывания;

— характеристика крутящего момента, развиваемого двигателем, принята в виде наклонной прямой, максимальное значение которой определяется долями изменения положения органа топливоподачи.

В рассматриваемом случае при равенстве нагрузок под колесами левого и правого бортов автомобилей вместо пространственной можно воспользоваться более простой плоской расчетной схемой, которая представлена на рис. 1.

В соответствии с этой схемой при прямолинейном движении без учета косогора (плоская схема) и продольного уклона на автомобиль действуют со стороны опорной поверхности со смещением по оси  $OX$  нормальные ( $R_{zi}$ ) и со смещением по оси  $OZ$  продольные ( $R_{xi}$ ) реакции в контакте колес с грунтом, а с другой стороны (без учета наклона корпуса автомобиля к опорной поверхности) — проходящий через центр тяжести нормальный к опорной поверхности вес автомобиля ( $G_a$ ) и действующие на высоте центра парусности и тяговоцепного устройства соответственно силы лобового сопротивления воздуха ( $P_b$ ) и тяги на крюке ( $P_{KP}$ ). Кроме этого, при контактировании корпуса автомобиля или балок его мостов с грунтом появляются продольные силы бульдозерного сопротивления грунта  $P_{mi}$ , которые можно считать приложенными на уровне осей мостов (колес).

При этом уравнение прямолинейного движения автомобиля имеет вид [1, 2]:

$$m_a \dot{V}_{xc} = 2 \sum_{i=1}^n P_{xi} - (m_a g [f \cos(a + \beta) + \sin(a + \beta)] + P_{KP} + P_b + \sum P_{mi}) \quad (1)$$

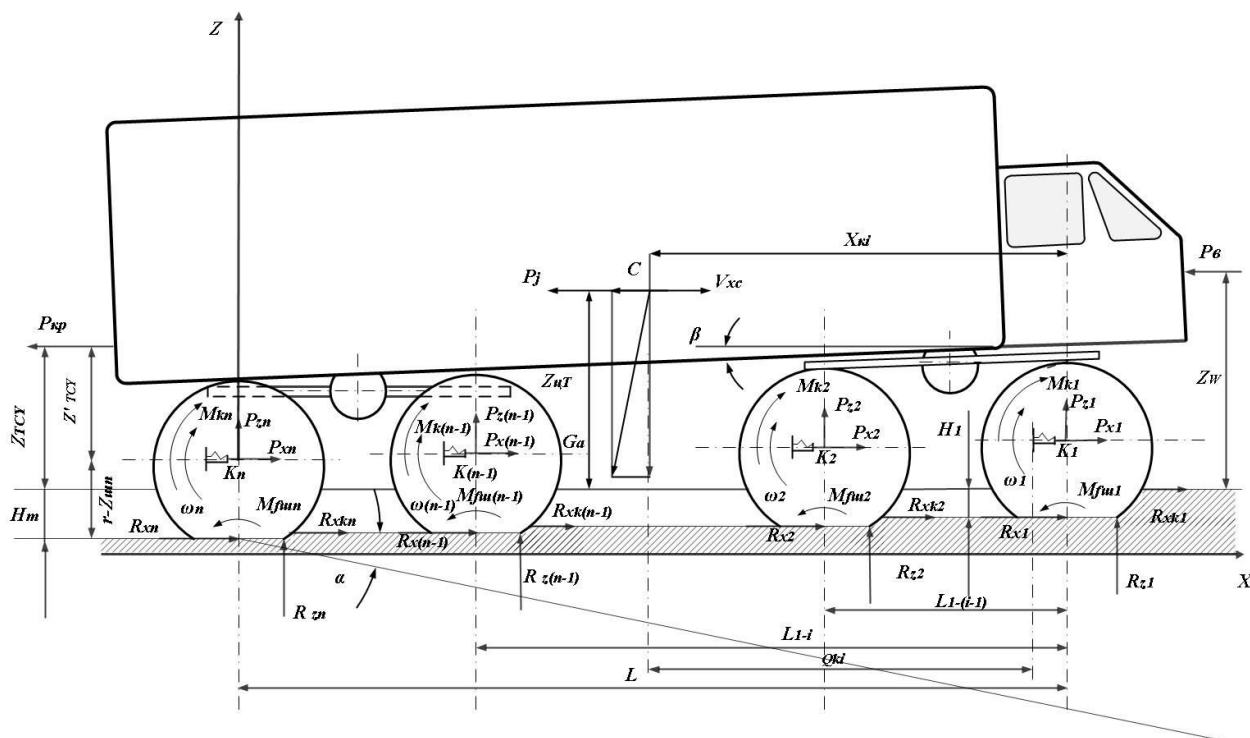


Рис. 1. Расчетная схема прямолинейного движения автомобиля по деформируемому грунту

Динамика движения колес описывается уравнениями [1, 2]:

$$J_{ki}\dot{\omega}_{ki} = M_{ki} - (1 - S_{\sigma i}) \times (f_{wi} + \varphi_i) R_{zi} \cdot r_{k0}, \quad (2)$$

$$m_{ki} \dot{V}_{X_{ki}} = \varphi_i R_{zi} P_{xi} - m_{ki} g \sin(\alpha + \beta), \quad (3)$$

где  $i = 1, \dots, n$ ;  $i$  — номер колес текущего моста;  
 $m_a$  — масса автомобиля;  
 $m_{ki}$  — масса колеса;  
 $J_{ki}$  — момент инерции колеса;  
 $\dot{V}_{X_c}$  — продольное ускорение центра масс автомобиля;  
 $\dot{\omega}_{ki}$  — угловое ускорение  $i$ -го колеса;  
 $\dot{V}_{X_{ki}}$  — продольное ускорение центра масс  $i$ -го колеса;  
 $g$  — ускорение свободного падения;  
 $\alpha$  — угол наклона опорной поверхности;  
 $\beta$  — угол наклона автомобиля, связанный с деформацией опорной поверхности;  
 $\varphi_i$  — коэффициент сцепления;  
 $f_{wi}$  — коэффициент сопротивления движению.  
 Сила, действующая на корпус автомобиля со стороны колеса по оси X [1, 2]:

$$P_{xi} = (X_{ki} - Q_{ki}) C_{подв} + (V_{X_{ki}} - V_{XC}) B_{подв}, \quad (4)$$

где  $C_{подв}$  — коэффициент жесткости подвески в продольном направлении;  
 $B_{подв}$  — коэффициент демпфирования подвески в продольном направлении;  
 $X_{ki}$  — расстояние от центра масс до оси колеса по оси X;  
 $Q_{ki}$  — расстояние от центра масс до точки крепления подвески по оси X;  
 $V_{XC}$  — скорость центра масс автомобиля.  
 При определении характеристик взаимодействия колесного движителя с деформируемой опорной поверхностью коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью, определяющий тягу в пятне контакта определяется по зависимости [1, 2]:

$$\varphi = \text{Sign}(S_{\sigma}) \cdot \varphi_{\max} \cdot (1 - e^{-\frac{|S_{\sigma}|}{S_{\sigma 0}}}), \quad (5)$$

где  $S_{\sigma}$  — коэффициент буксования колеса;  
 $\varphi_{\max}$  — максимальное значение коэффициента силы сцепления колеса с опорной поверхностью;  
 $S_{\sigma 0}$  — константа.  
 Коэффициент сопротивления качению является одной из важнейших характеристик и зависит от целого ряда конструктивных и эксплуатационных параметров. Их влияние так велико, что не позволяет использовать величину  $f$  в качестве постоянной технической характеристики. Как показывает анализ работ, проведенный в первой главе, особое влияние на изменение коэффициента сопротивления качению оказывают такие факторы как нагрузка на колесо, давление воздуха в шине и номер прохода колеса по ДОП. В связи с этим коэффициент сопротивления качению можно представить как функцию от этих параметров:

$$f_{w0i} = F(P_{wi}; R_{zi}; n_i), \quad (6)$$

где  $P_{wi}$  — давление воздуха в шине колеса, МПа;  
 $R_{zi}$  — нагрузка на колесо, Н;  
 $n_i$  — номер прохода колеса по колее (размещение колеса в колесной формуле АМН).

Функциональная зависимость коэффициента сопротивления была определена в ходе проведения лабораторного экспериментального исследования качения одиночного эластичного колеса по деформируемому грунту на стенде «грунтовый канал» и описывается уравнением:

$$f_{w0i} = \left( k_0 + k_1 P_{wi} + k_2 R_{zi} + k_3 n_i + k_4 P_{wi} R_{zi} + k_5 P_{wi} n_i + k_6 R_{zi} n_i + k_7 P_{wi} R_{zi} n_i \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (7)$$

где  $k_0 \dots k_7$  — коэффициенты коррекции коэффициента сопротивления качению.

Вертикальная реакция в пятне контакта колеса с опорной поверхностью определяется следующей зависимостью [1, 2]:

$$R_{zi} = P_{zi} + m_{ki} \cdot g \cdot \cos(\alpha). \quad (8)$$

Для двухосного АМН [3, 4]:

$$R_{z1} + R_{z2} - \frac{G_a \cos(\alpha + \beta)}{2} = 0, \quad (9)$$

$$G_a \cos(\alpha + \beta) X_{ki} - 2(M_{k1} + M_{k2}) + P_{KP} Z_{TCY} - 2R_{z2} L = 0. \quad (10)$$

Для трехосного АМН с задней балансирной тележкой [3, 4]:

$$R_{z1} + R_{z2} + R_{z3} - \frac{G_a \cos(\alpha + \beta)}{2} = 0, \quad (11)$$

$$R_{z2} - R_{z3} = 0, \quad (12)$$

$$G_a \cos(\alpha + \beta) X_{ki} - 2(M_{k1} + M_{k2} + M_{k3}) + P_{KP} Z_{TCY} - 4R_{z2} \left( L - \frac{L_{3-4}}{2} \right) = 0. \quad (13)$$

Для четырехосного АМН с передней и задней балансирными тележками [3, 4]:

$$R_{z1} - R_{z2} = 0, \quad (14)$$

$$R_{z3} - R_{z4} = 0, \quad (15)$$

$$2R_{z1} + 2R_{z2} - \frac{G_a \cos(\alpha + \beta)}{2} = 0, \quad (16)$$

$$G_a \cos(\alpha + \beta) X_{ki} - 2(M_{k1} + M_{k2} + M_{k3} + M_{k4}) + P_{KP} Z_{TCY} - 2(R_{z2} L_{1-2} + R_{z3} L_{1-3} + R_{z4} L) = 0. \quad (17)$$

Для АМН с колесной формулой бхб динамика трансмиссии с дифференциальной связью будет описываться следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} \dot{\omega}_e = \frac{\dot{\omega}_1 + 2\dot{\omega}_{2-3}}{3} \\ J_e \dot{\omega}_e = M_e - M_d \\ J_1 \dot{\omega}_1 = \frac{M_d}{3} - M_{k1} \\ J_{2-3} \dot{\omega}_2 = \frac{2M_d}{3} - M_{k2-3} \end{cases}, \quad (18)$$

где  $J_i$  — момент инерции  $i$ -го колеса;  
 $J_e$  — момент инерции двигателя;  
 $\dot{\omega}_e$  — угловое ускорение вращения вала двигателя;

$M_e$  — момент, развиваемый двигателем на выходном валу коробки передач;

$M_g$  — момент на корпусе дифференциала;

$\dot{\omega}_i$  — угловое ускорение  $i$ -го колеса;

$\dot{\omega}_{2-3}$  — угловое ускорение на задней тележке;

$M_{ki}$  — момент сопротивления на  $i$ -ом колесе;

$M_{k2-3}$  — момент сопротивления на задней тележке;

$M_\delta$  — момент блокировки.

$$\dot{\omega}_{2-3} = \frac{\dot{\omega}_2 - \dot{\omega}_3}{2}, \quad (19)$$

$$\frac{1}{2} M_{k2-3} = M_{k2} = M_{k3}. \quad (20)$$

Для АМН с колесной формулой бхб динамика трансмиссии с заблокированной связью будет описываться следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} J_e \dot{\omega}_e = M_e - M_\delta \\ M_\delta = M_{k1} + M_{k2-3}, \\ \dot{\omega}_e = \dot{\omega}_1 = \dot{\omega}_{2-3}, \end{cases} \quad (21)$$

$$\dot{\omega}_{2-3} = \dot{\omega}_2 = \dot{\omega}_3, \quad (22)$$

$$M_{k2-3} = M_{k2} + M_{k3}. \quad (23)$$

Таким образом, учитывая параметры КД АМН, координаты центра тяжести, положение тягово-сцепного устройства, центра парусности, тип, характеристики трансмиссии и силовой установки, характеристики грунта, функциональную зависимость коэффициента сопротивления движению от давления воздуха в шинах, вертикальной нагрузки на колеса, расположения колес по базе АМН, можно расчетным путем определить практически все показатели характеристик прямолинейного движения по ДОП  $m$ -осного АМН и каждого из его колес, включающие показатели оценки опорной проходимости с широкой вариацией его конструктивных и эксплуатационных параметров.

Работа выполнялась при финансовой поддержке Министерства образования и науки Россий-

ской Федерации в рамках проекта «Разработка научно-технических решений по управлению распределением мощности в трансмиссиях грузовых автомобилей для повышения их энергоэффективности и топливной экономичности» по соглашению № 14.574.21.0106 от 08.09.2014 г. между Министерством образования и науки Российской Федерации и исполнителем ПНИР — Федеральным государственным бюджетным образовательным учреждением высшего профессионального образования «Южно-Уральский государственный университет» (национальный исследовательский университет). Уникальный идентификатор прикладных научных исследований (проекта) RFMEFI57414X0106.

#### Библиографический список

1. Котиев, Г. О. Моделирование прямолинейного движения полноприводной машины по несвязным грунтам / Г. О. Котиев, В. А. Горелов // Труды «НАМИ». Сер. Автомобили и двигатели. — 2009. — № 241. — С. 25–29.
2. Котиев, Г. О. Повышение проходимости автомобиля за счет рационального распределения потоков мощности по колесам / Г. О. Котиев, И. В. Серебряный // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Машиностроение. — 2009. — Специальный выпуск. — С. 193–201.
3. Наумов, А. Н. Математическая модель криволинейного движения эластичного колеса по деформируемому грунту / А. Н. Наумов, М. П. Чистов // ААИ. — 2007. — № 6 (47). — С. 19–23.
4. Наумов, А. Н. Оценка влияния конструктивных и эксплуатационных параметров автомобилей на показатели их опорной проходимости : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / А. Н. Наумов. — М., 2007. — 153 с.

**УСИКОВ Виталий Юрьевич**, преподаватель кафедры эксплуатации бронетанковой и автомобильной техники.

Адрес для переписки: 174vitus@mail.ru

Статья поступила в редакцию 04.06.2015 г.

© В. Ю. Усиков

## Книжная полка

621.45/К88

Куденцов, В. Ю. Пневмогидравлические системы и автоматика жидкостных ракетных двигательных установок : учеб. пособие / В. Ю. Куденцов, А. Б. Яковлев. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 2015. — 218 с.

Изложены основы теории, расчета и проектирования пневмогидравлических систем (ПГС) и агрегатов автоматки жидкостных ракетных двигательных установок (ЖРДУ). Рассмотрены основные принципы построения систем управления и расстановки агрегатов управления ЖРДУ. Уделено внимание описанию гидродинамики внутрибакковых процессов, вопросам выбора основных параметров ПГС. Описаны основные методы контроля герметичности ПГС.

Предназначено студентам, обучающимся по специальности 24.05.02 (160700.65) «Проектирование авиационных и ракетных двигателей», при изучении курса «Конструирование жидкостных ракетных двигательных установок». Может быть полезно студентам, обучающимся по специальностям (направлениям подготовки) 24.05.01 и 24.03.01, при изучении курса «Пневмогидросистемы и автоматика ЛА», аспирантам и специалистам, интересующимся проблемами создания ПГС ЖРДУ.