



УДК 539.3/.6:519.863

Б.М. Абдеев, С.Р. Байгереев, Т.Ф. Брим
ВКГТУ, г. Усть-Каменогорск

**ШАРНИРНО-СТЕРЖНЕВОЙ СТАТИЧЕСКИ ОПРЕДЕЛИМЫЙ КРОНШТЕЙН НАИМЕНЬШЕГО
ТЕОРЕТИЧЕСКОГО ОБЪЁМА**

Научно-технический прогресс и глобальная компьютеризация, рост скоростей, влияние температуры, магнитных и других полей на прочность, надёжность и экономичность конструкций вызвали интенсивное развитие методов оптимизации и математического программирования. Этому современному научному направлению, лежащему на стыке механики деформируемого твёрдого тела и теории оптимального управления, посвящено множество публикаций [1-4].

Экстремальные задачи строительной механики по снижению расхода материала при создании различных агрегатов, деталей и механизмов, в частности поддерживающих устройств в виде кронштейнов, следует решать уже на стадии физико-математического моделирования, когда возможно всестороннее исследование конструкции и должен быть осуществлён выбор её управляемых переменных x_1, x_2, \dots , наилучшим образом соответствующих предъявляемым требованиям [1, 2].

В данной статье рассматривается, широко распространённая в строительстве и машиностроении, плоская статически определимая стержневая система (рис. 1), предназначенная для восприятия сосредоточенной нагрузки P , направленной параллельно оси Y , при заданном расстоянии l между шарнирным узлом A и жёсткой плоскостью (стеной). Допускаемые нормальные напряжения $[\sigma_p]$ и $[\sigma_c]$ находятся в соотношении $[\sigma_c] = \varphi [\sigma_p]$, предполагающем возможность недопущения потери устойчивости сжатым элементом AB при соответствующем коэффициенте продольного изгиба φ ($0 < \varphi \leq 1$) [3].

Материал конструкции – однородный, сплошной, изотропный, а искомые площади F_1 и F_2 сечений постоянны по линейным размерам l_1 и l_2 стержней AC и AB .

Форма поперечного профиля растянутого элемента AC является произвольной, а у сжатого (AB) – круглое очертание диаметром d или квадратное с размером стороны b .

Требуется подобрать такие оптимальные геометрические параметры $F_{O1} = x_{O1}$, $F_{O2} = x_{O2}$, $\alpha_{O1} = x_{O3}$, $\alpha_{O2} = x_{O4}$ переменных $x_1 = F_1 > 0$, $x_2 = F_2 > 0$, $x_3 = \alpha_1$ ($0 \leq \alpha_1 < 90^\circ$), $x_4 = \alpha_2$ ($0 \leq \alpha_2 < 90^\circ$), чтобы общий объём материала кронштейна (рис. 1)

$$V = V(x_1, x_2, x_3, x_4) = x_1 l_1 + x_2 l_2 = l \left(\frac{x_1}{\cos x_3} + \frac{x_2}{\cos x_4} \right) \quad (1)$$

был минимальным, то есть $V_{\min} = V(x_{O1}, x_{O2}, x_{O3}, x_{O4})$ при одновременном соблюдении:

- условий прочности и устойчивости в форме равенств

$$\frac{|N_1|}{x_1} = [\sigma_p], \quad \frac{|N_2|}{x_2} = \varphi [\sigma_p], \quad (2)$$

где N_1, N_2 - внутренние усилия в стержнях (рис. 1)

$$N_1 = \frac{P \cos x_4}{\sin(x_3 + x_4)}, \quad N_2 = \frac{-P \cos x_3}{\sin(x_3 + x_4)}, \quad (3)$$

определяемые из уравнений равновесия $\sum X = 0, \sum Y = 0$ узла A;

- линейного функционального соотношения

$$\Phi(x_3, x_4) = 0 \quad (4)$$

между углами $\alpha_1 = x_3, \alpha_2 = x_4$, конкретный вид которого регламентируется конструктивно-технологическими требованиями к моделируемому двухстержневому кронштейну.

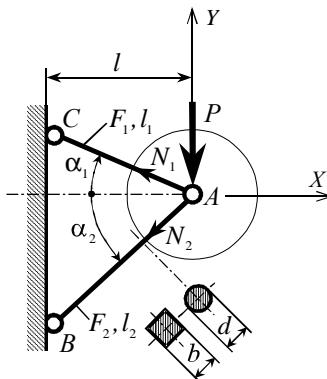


Рисунок 1

Аналитические зависимости (2)-(4) позволяют упростить решаемую классическую задачу прикладной механики и высшей математики на вычисление относительного экстремума $V(x_{O1}, x_{O2}, x_{O3}, x_{O4})$ [2, 4] путём преобразования формулы (1) в одномерные целевые функции $V = V(x_3)$ или $V = V(x_4)$ со стационарными параметрами x_{O3} или x_{O4} , адекватными абсолютным минимумам $V_{\min} = V(x_{O3}), V_{\min} = V(x_{O4})$, определяемым из условий $V'_{x_3} = V'_{x_3}(x_{O3}) = 0, V''_{x_3}(x_{O3}) > 0$ или $V'_{x_4} = V'_{x_4}(x_{O4}) = 0, V''_{x_4}(x_{O4}) > 0$, в которых численная величина постоянной φ находится методом последовательных приближений [3] по заданным значениям $[\sigma_p], P, l$ и оптимизированной гибкости

$$\lambda = 1 \cdot l_2 \sqrt{\frac{\kappa}{F_{O2}}} = \frac{l}{\cos x_{O4}} \sqrt{\frac{\kappa}{x_{O2}}}, \quad (5)$$

учитывая, что круглое и квадратное сечения (а также и многие др.) обладают свойством геометрического подобия с коэффициентами κ , соответственно равными [3]:

$$\kappa = \kappa_{\circ} = 4\pi, \kappa = \kappa_{\square} = 12. \quad (6)$$

Разработанная авторами математическая модель проиллюстрирована результатами расчёта $\varphi < 1, x_{O3}, x_{O4}, x_O, V_{\min}^* = \frac{V_{\min} [\sigma_p]}{pl}$ и коэффициента запаса устойчивости

$$n_y = \frac{\sigma_{kp}}{\varphi[\sigma_p]} \quad (7)$$

(σ_{kp} – критическое напряжение [3]) для трёх вариантов $x_4 = \alpha_2 = 0$, $x_3 = \alpha_1 = 0$, $x_3 = x_4 = x = \alpha$ уравнения связи (4) (рис. 1, 2; табл. 1, 2), а также двух разновидностей формы сечения элемента AB (рис. 1) при $P = 200 \text{ kH}$, $l = 100 \text{ cm}$, $[\sigma_p] = 16 \text{ kH/cm}^2$, модуле упругости $E = 2 \cdot 10^4 \text{ kH/cm}^2$, пределе текучести $\sigma_T = 24 \text{ kH/cm}^2$ и физико-механических постоянных $C_1 = 31 \text{ kH/cm}^2$, $C_2 = 0,114 \text{ kH/cm}^2$ формулы Энгессера-Ясинского $\sigma_{kp} = C_1 - C_2\lambda$, в случае $\lambda_0 \leq \lambda \leq \lambda_{np}$ ($\lambda_0 = 61$, $\lambda_{np} = 100$ – сталь 3 [3]) в сравнении с опубликованными оптимальными решениями, когда $\varphi = 1$ [4-6].

Количественная информация таблиц 1 и 2 получена с помощью следующих основных формул, которые дополняют функционально-аналитические соотношения (1)-(7) и конкретизируют алгоритмы минимизации теоретического объёма V конструкции:

- для схемы рис. 2, a , где $x_4 = 0$ ($\lambda = 88,53$ – круглый профиль и $\lambda = 97,97$ – квадратное сечение, рис. 1):

$$V^* = V^*(x_3) = \frac{1}{\varphi} \left(\frac{\varphi}{\sin x_3 \cos x_3} + \operatorname{ctg} x_3 \right); \quad (8)$$

$$\left[\frac{dV^*}{dx_3} \right]_{x_3=x_{O3}} = 0, \Rightarrow \cos x_{O3} = \sqrt{\frac{\varphi}{2\varphi+1}}; \quad (9)$$

$$x_{O3} = \arccos \sqrt{\frac{\varphi}{2\varphi+1}}; \quad (10)$$

$$\sigma_{kp} = 31 - 0,114\lambda = \begin{cases} 20,91 \text{ kH/cm}^2 \text{ – круглое сечение,} \\ 19,83 \text{ kH/cm}^2 \text{ – квадратный профиль;} \end{cases} \quad (11)$$

$$V_{\min}^* = V^*(x_{O3}) = 2\sqrt{\frac{\varphi+1}{\varphi}}; \quad (12)$$

- для модели кронштейна в соответствии с рисунком 2, b при $x_3 = 0$ ($\lambda = 105,54$ – сечение круглое, $\lambda = 104,58$ – квадратный профиль, рис. 1):

$$V^* = V^*(x_4) = \frac{1}{\varphi} \left(\varphi \operatorname{ctg} x_4 + \frac{1}{\sin x_4 \cos x_4} \right); \quad (13)$$

$$\left[\frac{dV^*}{dx_4} \right]_{x_4=x_{O4}} = 0, \Rightarrow \cos x_{O4} = \sqrt{\frac{1}{\varphi+2}}; \quad (14)$$

$$x_{O4} = \arccos \sqrt{\frac{1}{\varphi+2}}; \quad (15)$$

$$\sigma_{kp} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} = \begin{cases} 17,72 \text{ kH/cm}^2 \text{ – круглое сечение,} \\ 18,02 \text{ kH/cm}^2 \text{ – квадратный профиль;} \end{cases} \quad (16)$$

$$V_{\min}^* = V^*(x_{O4}) = \frac{2}{\varphi} \sqrt{\varphi+1}; \quad (17)$$

- для варианта с равными углами $x_3 = x_4 = x$, изображённого на рисунке 2, в ($\lambda = 116,33$ - круглый профиль и $\lambda = 104,24$ - сечение в виде квадрата, рис. 1):

$$V^* = V^*(x) = \frac{\varphi+1}{\varphi \sin 2x}; \quad (18)$$

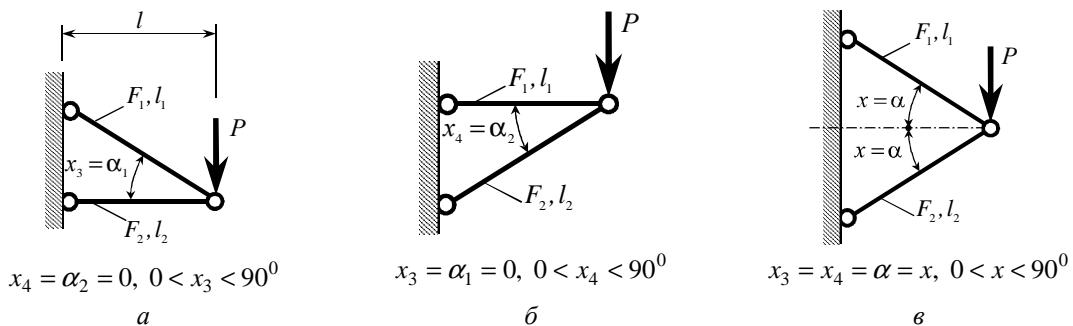


Рисунок 2

$$\left[\frac{dV^*}{dx} \right]_{x=x_O} = 0, \Rightarrow \cos x_O = \sin x_O = \frac{\sqrt{2}}{2}; \quad (19)$$

$$x_O = 45^\circ = \text{const}; \quad (20)$$

$$\sigma_{kp} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} = \begin{cases} 14,59 \text{ кН/см}^2 - \text{круглое сечение}, \\ 18,17 \text{ кН/см}^2 - \text{квадратное сечение}; \end{cases} \quad (21)$$

$$V_{\min}^* = V^*(x_O) = \frac{\varphi+1}{\varphi}. \quad (22)$$

Общий характер графика безразмерного целевого критерия $V^* = \frac{V[\sigma_p]}{pl}$, соответствующий выражениям (8), (10), (12), (13), (15), (17), (18), (20), (22), показан на рисунке 3, где при $x_3, x_4, x = 0$ и 90° объём $V^* = \infty$.

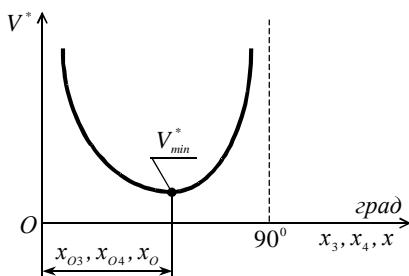


Рисунок 3

ISSN

1561-4212.

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

«ВЕСТНИК

61

ВКГТУ»

№

4,

2010.

Таблица 1

Расчётные данные для круглого сечения стержня АВ (рис. 1)

Частный вид условия (4) (рис. 2)	Оптимальный угол (град)			V_{\min}^*	$n_y \geq [n_y] = 1,5 \dots 5$ [7]
	Букв. обозн.	$\varphi < 1$	$\varphi = 1$ [4-6]	Погрешность методики [4-6]	
a) $x_4 = 0$	x_{O3}	$57,33^0$	$54,74^0$	$4,73\%$	$3,118; \varphi = 0,699$
b) $x_3 = 0$	x_{O4}	$51,28^0$	$54,74^0$	$6,32\%$	$4,487; \varphi = 0,556$
c) $x_3 = x_4 = x$	x_O	45^0	45^0	0	$3,101; \varphi = 0,476$

Таблица 2

Расчётные данные для квадратного профиля подкоса АВ (рис. 1)

Частный вид условия (4) (рис. 2)	Оптимальный угол (град)			V_{\min}^*	$n_y \geq [n_y] = 1,5 \dots 5$ [7]
	Букв. обозн.	$\varphi < 1$	$\varphi = 1$ [4-6]	Погрешность методики [4-6]	
a) $x_4 = 0$	x_{O3}	$58,28^0$	$54,74^0$	$6,47\%$	$3,236; \varphi = 0,618$
b) $x_3 = 0$	x_{O4}	$51,34^0$	$54,74^0$	$6,21\%$	$4,441; \varphi = 0,563$
c) $x_3 = x_4 = x$	x_O	45^0	45^0	0	$2,766; \varphi = 0,566$

Из анализа вышеприведённых расчётно-теоретических данных следует, что минимальный расход материала, в трёх рассмотренных случаях (рис. 2, *a*, *b*, *v*), имеет кронштейн с симметричным расположением стержней (рис. 2, *v*), квадратным поперечным сечением сжатого элемента *AB* и постоянным (не зависящим от φ) углом $\alpha_O = x_O = 45^\circ$. При этом, наличие рёбер жёсткости у модели рисунка 2, *v* с квадратным профилем стержня *AB* обеспечивает наибольший коэффициент $n_y = 2$ и наименьший объём V_{\min}^* , а полученные ранее другими авторами [4-6] численные результаты без учёта возможного продольного изгиба подкоса *AB* (рис. 1) не идут в запас устойчивости, так как $n_y = 1,5$ и методика определения этой важнейшей проектно-эксплуатационной характеристики [3, 7], руководствуясь [4-6], даёт погрешность от 24,67 до 33,33 % (табл. 1 и 2). Аналогичный относительный показатель по V_{\min}^* изменяется в пределах 10,25 ... 58,66 %, и в этой же связи следует констатировать достаточно слабое влияние фактора $\varphi < 1$ на оптимальные угловые параметры x_{O3} , x_{O4} , x_O , не превышающее 6,47 %, в сопоставлении с [4-6] (табл. 1 и 2).

В заключение можно отметить, что введённое в расчётный алгоритм ограничение (4) на переменные x_3 , x_4 , наряду с учётом понижающей $[\sigma_p]$ эмпирической константы φ для стержня *AB*, является принципиально новым инновационным подходом к решению поставленной задачи [1, 4], позволяющим: 1) повысить несущую способность и надёжность кронштейна за счёт большего коэффициента запаса $n_y > 1,5$ ($n_y = 1,5$ при $\varphi = 1$ [4-6] и $n_y = 1,87 \div 2$, если $\varphi < 1$), и возможности более полной реализации прочностных свойств материала путём регулирования гибкости λ сжатого элемента в сторону её уменьшения [7]; 2) существенно расширить возможности вариантного проектирования данной конструкции вследствие увеличения числа варьируемых переменных x_i ($i = 1, 2, 3, 4$) до четырёх наименований, в отличие от всех известных оптимизационных механико-математических моделей, где $i \leq 3$ [4-6].

Список литературы

1. Фролов К.В. Методы совершенствования машин и современные проблемы машиноведения. – М.: Машиностроение, 1984. – 224 с.
2. Лесин В.В. Основы методов оптимизации / В.В. Лесин, Ю.П. Лисовец. – М.: Изд-во МАИ, 1998. – 344 с.
3. Любошиц М.И. Справочник по сопротивлению материалов / М.И. Любошиц, Г.М. Ицкович. – Минск: Изд-во «Вышшая школа», 1969. – 464 с.
4. Абдеев Б.М. Классические оптимизационные задачи в сопротивлении материалов: Учеб. пособие для вузов / Под ред. Ж.О. Кульсейтова. – Усть-Каменогорск: Изд-во ВКГТУ, 2005. – 206 с.
5. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов: Учеб. для втузов. – М.: Наука, 1986. – 512 с.
6. Избранные задачи по строительной механике и теории упругости (регулирование, синтез, оптимизация) /Под ред. Н.П. Абовского. – М.: Стройиздат, 1978. – 189 с.
7. Биргер И.А. Расчёт на прочность деталей машин: Справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.

Получено 25.11.2010

УДК 621.436.068

Б.Н. Азаматов, А.Е. Бакланов, Д.Н. Титов

ВКГТУ, г. Усть-Каменогорск

А.А. Мельберт

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова, г. Барнаул

**ВОЗМОЖНОСТИ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ
ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ ДИЗЕЛЕЙ**

На созданной математической модели процессов образования вредных веществ в цилиндре дизеля изучено влияние угла опережения начала подачи топлива, продолжительность подачи топлива, разряжения на впуске и противодавления на выпуске, температуры охлаждающей жидкости и других параметров на результирующие выбросы вредных веществ с отработавшими газами.

Ранее была разработана математическая модель образования вредных веществ в цилиндре дизелей. Она позволяет заменить дорогостоящие длительные экспериментальные работы по определению влияния актуальных параметров на образования вредных веществ математическим моделированием [1].

Исходя из ранее проведенных экспериментальных работ [2], были определены отдельные направления математического моделирования процессов образования оксидов азота NO_x, углеводородов, оксидов углерода CO, твердых частиц (ТЧ) при изменении следующих параметров [3]:

- угла опережения начала подачи топлива θ , град. п.к.в до ВМТ;
- продолжительности подачи топлива по углу поворота коленчатого вала $\varphi_{\text{вп.}}$, град. п.к.в.;
- разряжения на впуске $\Delta P_{\text{вп.}}$, мм.вод.ст.;
- противодавления на выпуске $\Delta P_{\text{вып.}}$, мм вод.ст.;
- температуры охлаждающей жидкости $t_{\text{охл.}}$, °C.;
- величины начала давления впрыска $P_{\text{в.}}$, кПа;
- температуры воздуха после компрессора T_{k} , K;
- давления надувочного воздуха P_{k} , МПа;
- нагрузки P_{e} , МПа;
- частоты вращения коленчатого вала n , мин⁻¹.

Попытки моделирования на выбранной модели добавления топлива антидымных присадок, изменения угар масла, изменения цетанового числа топлива путем введения дополнительных расчетных блоков не увенчались успехом. Поэтому в настоящем исследовании сведения о них ограничены экспериментальными данными.

Настройка модели проводилась по индикаторным диаграммам, полученным в ходе экспериментальных исследований.

Далее приведены фрагменты моделирования и сравнения результатов с экспериментальными данными.

Результаты моделирования вредных выбросов дизеля 6 ЧН 15/18 при изменении угла θ град. п.к.в до ВМТ свидетельствует о том, что при увеличении угла опережения начала подачи топлива наблюдается увеличение выбросов оксидов азота с 1,657 до 2,24 г/м³, снижение выбросов CO – с 1,611 до 1,420 г/м³, приходится наблюдать снижение выбросов CH с 0,20 до 0,221 г/м³, выбросы ТЧ (только сажа) – с 0,265 до 0,247 г/м³. Экспери-

ментальные данные отличаются от расчетных: по NO_x – на + 11...+ 12 %, по СО – на + 5,5...+ 6 %, по СН на – 3,1...3,0 %, по ТЧ – на – 37...– 35 %. Результаты сведены в табл. 1.

Таблица 1

*Расчеты моделирования вредных выбросов дизеля 6 ЧН 15/18
при изменении угла опережения начала подачи топлива*

№ пп	Значение угла θ град. п.к.в до ВМТ	Расчетные данные, $\text{г}/\text{м}^3$				Экспериментальные данные, $\text{г}/\text{м}^3$			
		C_{NOx}	C_{CO}	C_{CH}	C_{TCH} сажа	C_{NOx}	C_{CO}	C_{CH}	C_{TCH} все частицы ОГ
1	29	1,657	1,611	0,260	0,265	1,481	1,520	0,268	0,42
2	30,5	1,920	1,526	0,234	0,256	1,715	1,440	0,241	0,40
3	33	2,240	1,420	0,221	0,247	2,00	1,340	0,298	0,38

В табл. 2 приведены результаты моделирования вредных выбросов дизеля 6 ЧН 15/18 при изменении продолжительности впрыска топлива.

Таблица 2

*Результаты моделирования вредных выбросов дизеля 6 ЧН 15/18
при изменении продолжительности впрыска топлива*

№ пп	Значение угла θ град. п.к.в до ВМТ	Расчетные данные, $\text{г}/\text{м}^3$				Экспериментальные данные, $\text{г}/\text{м}^3$			
		C_{NOx}	C_{CO}	C_{CH}	C_{TCH} сажа	C_{NOx}	C_{CO}	C_{CH}	C_{TCH} все частицы ОГ
1	35	3,136	1,431	0,557	0,235	2,800	1,349	0,581	0,62
2	30	3,472	1,388	0,470	0,221	3,100	1,309	0,49	0,46
3	25	4,536	1,378	0,354	0,195	4,05	1,300	0,369	0,31

В результате моделирования обнаружено, что при изменении продолжительности впрыска топлива выбросы оксидов азота увеличиваются с 3,136 до 4,536 $\text{г}/\text{м}^3$, выбросы СО снижаются с 1,431 до 1,378 $\text{г}/\text{м}^3$, выбросы углеводородов СН снижаются с 0,557 до 0,354 $\text{г}/\text{м}^3$, выбросы ТЧ (сажа) снижаются с 0,235 до 0,105 $\text{г}/\text{м}^3$. Экспериментальные данные отличаются от расчетных: по NO_x – на + 12...– 13 %, по СО – на + 6 %, по СН – на – 3 %, по ТЧ – на 38...40 %.

Последнее объясняется тем, что при моделировании процесса идет только расчет образования и выгорания сажи топливного происхождения, тогда как на выпуске на фильтры дымометра попадают все частицы, образовавшиеся в цилиндре.

Результаты моделирования вредных выбросов дизеля 6 ЧН 15/18 при изменении разряжения на впуске свидетельствуют о том, что при увеличении разряжения со 100 до 500 мм вод. ст. наблюдается снижение выбросов оксидов азота с 1,721 до 1,501 $\text{г}/\text{м}^3$, увеличение выбросов СО с 0,593 до 0,631 $\text{г}/\text{м}^3$, выбросы углеводородов СН увеличиваются с 0,154 до 0,161 $\text{г}/\text{м}^3$, выбросы ТЧ возрастают с 0,258 до 0,285 $\text{г}/\text{м}^3$. Экспериментальные данные отличаются от расчетных: по NO_x – на 11...12 %, по СО – на 6 %, по СН – на 3...4 %, по ТЧ – на 27...28 %.

В табл. 3 приведены результаты моделирования вредных выбросов дизеля 6 ЧН 15/18 при изменении противодавления на впуске.

Таблица 3
*Результаты моделирования вредных выбросов дизеля б ЧН 15/18
при изменении разряжения на впуске*

№ пп	Значение угла θ град. п.к.в до ВМТ	Расчетные данные, $\text{г}/\text{м}^3$				Экспериментальные данные, $\text{г}/\text{м}^3$			
		C_{NOx}	C_{CO}	C_{CH}	$C_{\text{TЧ}}\text{ сажа}$	C_{NOx}	C_{CO}	C_{CH}	$C_{\text{TЧ}}\text{ все частицы ОГ}$
1	100	1,721	0,593	0,154	0,258	1,54	0,560	0,166	0,41
2	300	1,557	0,614	0,151	0,277	1,39	0,579	0,162	0,44
3	500	1,501	0,631	0,161	0,285	1,34	0,595	0,168	0,46

Результаты моделирования вредных выбросов при изменении противодавления на выпуске приведены в таблице 4.

Таблица 4
*Результаты моделирования вредных выбросов дизеля б ЧН 15/18
при изменении противодавления на выпуске*

№ пп	Значение угла θ град. п.к.в до ВМТ	Расчетные данные, $\text{г}/\text{м}^3$				Экспериментальные данные, $\text{г}/\text{м}^3$			
		C_{NOx}	C_{CO}	C_{CH}	$C_{\text{TЧ}}\text{ сажа}$	C_{NOx}	C_{CO}	C_{CH}	$C_{\text{TЧ}}\text{ все частицы ОГ}$
1	350	1,721	0,593	0,154	0,290	1,54	0,569	0,166	0,41
2	700	1,800	0,585	0,131	0,277	1,62	0,563	0,138	0,46
3	1400	1,845	0,566	0,117	0,309	1,63	0,540	0,115	0,52

В результате моделирования обнаружено, что при изменении $\Delta P_{\text{вып}}$ с 350 до 1400 мм вод.ст. выбросы оксидов азота увеличиваются с 1,721 до 1,845 $\text{г}/\text{м}^3$, выбросы CO снижаются с 0,593 до 0,566 $\text{г}/\text{м}^3$, выбросы углеводородов CH снижаются с 0,154 до 0,117 $\text{г}/\text{м}^3$, выбросы ТЧ (сажа) возрастают с 0,290 до 0,309 $\text{г}/\text{м}^3$. Экспериментальные данные отличаются от расчетных: по NOx – на 11,7...12 %, по CO – на 3...4 %, по CH – на 2...3 %, по ТЧ – на 29...31 % вследствие того, что расчеты велись лишь для сажи топливного происхождения.

Несомненный интерес вызывают данные о влиянии температуры охлаждающей жидкости на уровне вредных выбросов с отработавшими газами, приведенные по данным математического моделирования и эксперимента в табл. 5.

Таблица 5
*Результаты моделирования вредных выбросов дизеля б ЧН 15/18
при изменении температуры охлаждающей жидкости*

№ пп	Значение угла θ град. п.к.в до ВМТ	Расчетные данные, $\text{г}/\text{м}^3$				Экспериментальные данные, $\text{г}/\text{м}^3$			
		C_{NOx}	C_{CO}	C_{CH}	$C_{\text{TЧ}}\text{ сажа}$	C_{NOx}	C_{CO}	C_{CH}	$C_{\text{TЧ}}\text{ все частицы ОГ}$
1	90	6,653	1,375	0,359	0,234	5,94	1,310	0,37	0,35
2	80	5,950	1,390	0,460	0,258	5,41	1,340	0,49	0,41
3	70	5,598	1,460	0,56	0,277	5,136	1,360	0,59	0,47

Результаты моделирования вредных выбросов дизелей 4 ЧН 15/18 при изменении температуры охлаждающей жидкости свидетельствуют о том, что при увеличении $t_{\text{охл.}}$ с 70 до 90 °C наблюдается рост выбросов оксидов азота с 5,598 до 6,653 г/м³, снижение выбросов CO с 1,46 до 1,375 г/м³, выбросы ТЧ падают по саже с 0,277 до 0,234 г/м³. Экспериментальные данные отличаются от расчетных: по NOx – на 9...12 %, по CO – на 5...7 %, по CH – на 3...5 %, по ТЧ – на 23...31 %.

В таблице 6 приведены результаты моделирования вредных выбросов дизеля 4 ЧН 15/18 при изменении давления впрыска.

В результате моделирования обнаружено, что при изменении Pv с 185 до 140 кПа выбросы оксидов азота падают с 5,93 до 4,37 г/м³, выбросы CO возрастают с 4,22 до 6,82 г/м³, выбросы углеводородов CH возрастают с 0,026 до 0,065 г/м³, выбросы ТЧ возрастают с 0,236 до 0,495 г/м³. При уменьшении Pv до 1500 кПа прогнозируется изменение выбросов оксидов азота до 2,43 г/м³, оксида углерода – до 0,72 г/м³, углеводородов до 0,24 г/м³, твердых частиц – до 0,02 г/м³.

Здесь не моделировался закон впрыска по «Common Rail», а лишь принималось значение давления впрыска.

Таблица 6
*Результаты моделирования вредных выбросов дизеля 4 ЧН 15/18
при изменении давления впрыска*

№ пп	Значение угла θ град. п.к.в до ВМТ	Расчетные данные, г/м ³				Экспериментальные данные, г/м ³			
		C _{NOx}	C _{CO}	C _{CH}	C _{TЧ} сажа	C _{NOx}	C _{CO}	C _{CH}	C _{TЧ} все частицы ОГ
1	185	5,929	4,22	0,026	0,236	5,44	3,88	0,028	0,35
2	160	4,928	4,92	0,046	0,39	4,48	4,64	0,048	0,62
3	140	4,369	6,82	0,065	0,495	4,009	6,49	0,067	0,75
4	1500	12,643	2,01	0,003	0,02	-	-	-	-

Таблица 7
*Результаты моделирования вредных выбросов дизеля 4 ЧН 15/18
при изменении температуры воздуха после турбокомпрессора*

№ пп	Значение угла θ град. п.к.в до ВМТ	Расчетные данные, г/м ³				Экспериментальные данные, г/м ³			
		C _{NOx}	C _{CO}	C _{CH}	C _{TЧ} сажа	C _{NOx}	C _{CO}	C _{CH}	C _{TЧ} все частицы ОГ
1	383	3,23	2,809	0,276	0,026	2,96	2,65	0,285	0,039
2	343	2,614	2,373	0,593	0,025	2,42	2,26	0,612	0,036
3	303	2,376	1,903	0,677	0,023	2,18	1,83	0,720	0,033

Результаты моделирования вредных выбросов дизелей 4 ЧН 15/18 при изменении температуры воздуха после турбокомпрессора свидетельствуют о том, что при снижении Tk с 383 до 303 К наблюдается снижение выбросов оксидов азота с 3,23 до 2,37 г/м³, снижение выбросов CO с 2,809 до 1,903 г/м³, выбросы углеводородов CH увеличиваются с 0,276 до 0,677 г/м³, выбросы ТЧ снижаются с 0,026 до 0,023 г/м³. Экспериментальные данные отличаются от расчетных: по NOx – на 8...9 %, по CO – на 4...6 %, по CH – на 3...4 %, по ТЧ – на 30...33 %. Результаты сведены в таблицу 7.

В таблице 8 приведены результаты моделирования вредных выбросов дизеля 4 ЧН 15/18 при изменении степени сжатия.

Таблица 8
*Результаты моделирования вредных выбросов дизеля 4 ЧН 15/18
при изменении степени сжатия*

№ пп	Значение угла θ град. п.к.в до ВМТ	Расчетные данные, $\text{г}/\text{м}^3$				Экспериментальные данные, $\text{г}/\text{м}^3$			
		C_{NOx}	C_{CO}	C_{CH}	$C_{\text{TЧ}}^{сажа}$	C_{NOx}	C_{CO}	C_{CH}	$C_{\text{TЧ}}^{все частицы ОГ}$
1	13,5	3,915	3,62	0,562	0,028	2,925	3,48	0,346	0,045
2	14,5	3,729	3,34	0,530	0,027	3,390	3,15	0,510	0,042
3	15,5	6,00	2,96	0,418	0,025	5,505	2,82	0,402	0,039

В результате моделирования обнаружено, что при увеличении θ с 13,5 до 15,5 выбросы оксидов азота возрастают с 3,915 до 6,00 $\text{г}/\text{м}^3$, выбросы CO снижаются с 3,62 до 2,96 $\text{г}/\text{м}^3$, выбросы углеводородов CH снижаются с 0,562 до 0,418 $\text{г}/\text{м}^3$, выбросы ТЧ снижаются с 0,028 до 0,025 $\text{г}/\text{м}^3$. Экспериментальные данные отличаются от расчетных: по NOx – на 9...10 %, по CO – на 4...6 %, по CH – на 3...4 %, по ТЧ – на 34...36 %.

Результаты моделирования позволяют проследить тенденции уменьшения уровней вредных выбросов дизелей с отработавшими газами при изменении отдельных параметров.

Список литературы

1. Алексенко С.И. Математическое моделирование и исследование процессов в ДВС: Учеб. пособие / С.И. Алексенко, В.В Арапов, В.С Бабкин и др.; Под ред. В.А Вагнер, Н.А. Иващенко, В.Ю. Русакова. - Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 1997. - 198 с.
2. Новоселов А.Л. Снижение вредных выбросов дизелей/ А.Л. Новоселов, А.А. Мельберт, А.А. Жуйкова. - Новосибирск: Наука, 2007. - 139 с.
3. Новоселов А.Л. Основы инженерной экологии в двигателестроении / А.Л. Новоселов, А.А. Мельберт, С.Л. Беседин. - Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 1993. - 98 с.

Получено 25.11.2010

УДК 005.591.6:621.31.22

Ж.К. Азаматова, Б.Н. Азаматов
ВКГТУ, г. Усть-Каменогорск

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ И КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ГИДРОЦИКЛОНОВ ЗА СЧЕТ ИЗМЕНЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ

Проблема инженерной защиты атмосферного воздуха от техногенных выбросов промышленных предприятий в мире и в России чрезвычайно актуальна. По данным ООН ежегодно в атмосферу выбрасывается 2,5 млн т пыли. По прогнозам министерства природных ресурсов с 2030 года первенство в топливо-энергетическом балансе займут уголь и атомная энергетика, что потребует конструктивного и технологического совершенствования пылеочистного оборудования.

В отечественной промышленности для очистки газа от пыли в основном используются низкоэффективные, малопроизводительные циклоны. Высокую эффективность очистки могут обеспечить высокопроизводительные прямоточные циклоны с изменяемой геомет-

рией, основными преимуществами которых являются: возможность стабильного и эффективного разделения в широком диапазоне варьирования расхода газа и концентрации пыли при сравнительно небольшом гидравлическом сопротивлении.

Гидроциклон – аппарат, предназначенный для обесшламливания, сгущения шламов и продуктов флотации, осветления оборотных вод, классификации рудной пульпы в стадиях тонкого измельчения в замкнутом цикле с шаровыми мельницами и обогащения тонких фракций угля и руд в водной среде и тяжелых суспензиях в центробежном поле, создаваемом в результате вращения пульпы.

Принцип действия гидроциклонов основан на сепарации частиц твёрдой фазы во вращающемся потоке жидкости. Величина скорости сепарирования частицы в центробежном поле гидроциклона может превышать скорость осаждения эквивалентных частиц в поле гравитации в сотни раз. Нами рассматривается предложенный ранее [1] гидроциклон с изменяющейся геометрией (рис. 1).

В данной конструкции предусмотрено регулирование диаметров входного и сливного патрубка, а также изменение формы гибкой вставки, выполненной из эластичного материала.

Двухфазная жидкость, поступая тангенциально через входной патрубок в приемную камеру с определенным моментом количества движения, создает в ней центробежное поле, в котором твердые частицы, смещаясь по радиусу к стенке аппарата, вытесняют жидкость в центральную часть, образуя, таким образом, два потока: пристенный (нисходящий) и осевой (восходящий).

Вследствие наличия в гидроциклоне двух потоков: восходящего и нисходящего, очевидно существование точек, в которых осевая скорость равна нулю. Совокупность таких точек образует поверхность нулевых осевых скоростей (НОСк). Знание месторасположения этой поверхности позволит установить диаметры граничных зерен.

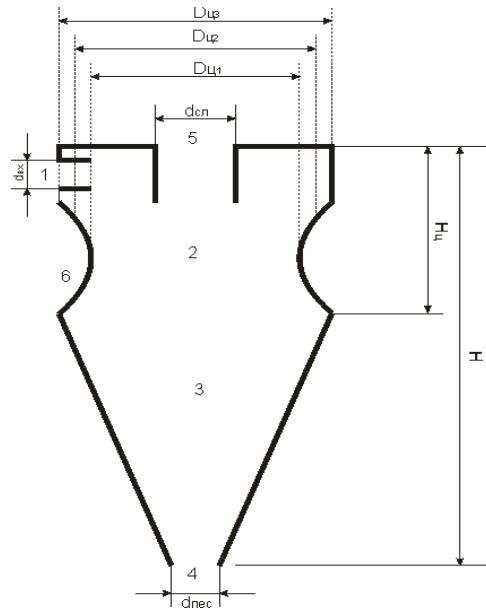


Рисунок 1 – Основные параметры гидроциклона

Основными параметрами (рис. 1), характеризующими работу гидроциклона являются: 1 – входной патрубок, 2 – цилиндрическая камера, 3 – коническая камера, 4 – песковое отверстие, 5 – сливное отверстие, 6 – эластичные (с изменяющейся формой) стенки.

Форма поверхности нулевых осевых скоростей в гидроциклоне очень сложна. Но нас, прежде всего, интересует внутренняя, основная поверхность НОСк, так как поток, содержащийся внутри этой поверхности, почти полностью попадает в сливной патрубок.

В общем случае анализ динамики зоны квазитвердого вращения жидкости описывается уравнением Навье-Стокса в цилиндрической системе координат с учетом массовых сил [1]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial v_r}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} - \frac{v_\varepsilon^2}{r} &= -\frac{1}{\rho_{\text{ж}}} \frac{\partial P}{\partial r} + v \left(\frac{\partial^2 v_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{v_r}{r^2} \right) + g \cos(\bar{G}, \bar{K}_r) \sin(\bar{G}, \bar{K}_z), \\ \frac{\partial v_\varepsilon}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_\varepsilon}{\partial r} + \frac{v_r v_\varepsilon}{r} &= v \left(\frac{\partial^2 v_\varepsilon}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\varepsilon}{\partial r} - \frac{v_\varepsilon}{r^2} \right) + g \sin(\bar{G}, \bar{K}_r) \sin(\bar{G}, \bar{K}_z), \\ \frac{\partial v_z}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} &= v \left(\frac{\partial^2 v_z}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) + g \cos(\bar{G}, \bar{K}_r), \end{aligned} \quad (1)$$

где P – давление жидкости, ρ – плотность жидкости; $v_{\varepsilon, r, z}$ – тангенциальная, радиальная и осевая составляющие скорости, v – кинематическая вязкость жидкости.

На частицу массой m , которая движется в жидкости с ускорением $\frac{d\bar{u}}{dt}$, действуют силы тяжести $\bar{\zeta}$, сила сопротивления \bar{S} , сила давления \bar{P} и кориолисова сила инерции \bar{F}_c , т.е.

$$m \frac{d\bar{u}}{dt} = \bar{\zeta} + \bar{S} + \bar{P} + \bar{F}_c. \quad (2)$$

Выясним направления и модули действующих сил. Исследованиями установлено, что гидроциклоны могут успешно работать не только в вертикальном положении песковым отверстием вниз, но и при горизонтальном, наклонном положении к горизонту, а также при установлении его вертикально устьем вверх.

Когда гидроциклон работает в вертикальном положении песковым отверстием вниз, уравнения движения твердых частиц имеют вид

$$\begin{aligned} m \left(\frac{du_r}{dt} - \frac{u_\varepsilon^2}{r} \right) &= -\frac{\partial P}{\partial r} A_1 d^3 - K A_2 C_f \rho_{\text{ж}} d^2 \frac{(\bar{v}_r - \bar{u}_r)^2}{2}, \\ r \frac{d(r u_\varepsilon)}{dt} &= -\frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \varepsilon} A_1 d^3 - K A_2 C_f \rho_{\text{ж}} d^2 \frac{(\bar{v}_\varepsilon - \bar{u}_\varepsilon)^2}{2} - 2m \omega_z u_{or}, \\ m \frac{du_z}{dt} &= A_1 (\gamma_T - \gamma_{\text{ж}}) d^3 - \frac{\partial P}{\partial z} A_1 d^3 - K A_2 C_f \rho_{\text{ж}} d^2 \frac{(\bar{v}_z - \bar{u}_z)^2}{2}, \end{aligned} \quad (3)$$

при этом предполагалось, что $u_{o\varepsilon} \ll u_{or} \ll u_{oz}$,

где d – диаметр частицы; γ_T – удельный вес твердой частицы; $\gamma_{\text{ж}}$ – удельный вес жидкости.

В гидроциклоне относительные скорости частиц по радиусу направлены как в сторону оси вращения, так и в сторону стенки аппарата. Частицы размером $\delta_i > d$ имеют относительные скорости, направленные к стенке. Согласно правилу векторного произведения и правилу Н.Е. Жуковского кориолисово ускорение направлено по ходу вращения жидкости.

сти в аппарате. Частицы размером $\delta_j < d$ имеют относительные скорости, направленные к оси потока, и кориолисово ускорение в этом случае направлено против вращения жидкости. Таким образом, кориолисова сила действует в плоскости, перпендикулярной динамической оси потока, ускоряя вращательное движение частиц размером $\delta_j < d$ и оказывая тормозящее действие на частицы диаметром $\delta_i > d$.

Следует отметить, что действие кориолисовой силы на граничные частицы равно нулю. Изменение направления продольной скорости по радиусу гидроциклона не влияет на кориолисово ускорение.

Выведем обобщенную формулу для расчета диаметров граничных зерен в вертикально расположенной гидроциклонной камере и ее частные случаи.

Для определения размера частиц, находящихся на линии r_w (где $v_z = 0$), рассмотрим первое уравнение системы (4)

$$m\left(\frac{du_r}{dt} - \frac{u_\varepsilon^2}{r}\right) = -\frac{\partial P}{\partial r} A_1 d^3 - K A_2 C_f \rho_{\text{ж}} d^2 \frac{(\bar{v}_r - \bar{u}_r)^2}{2}.$$

Разделив обе части этого уравнения на $m = A_1 \rho_T d^3$, имеем

$$\frac{du_r}{dt} = \frac{u_\varepsilon^2}{r} - \frac{3\pi\mu d}{m} u_{or} - \frac{\rho_{\text{ж}} v_\varepsilon^2}{\rho_T r}. \quad (4)$$

Учитывая, что на радиусе r_w

$$\frac{dP}{dr} = \rho_{\text{ж}} \frac{v_\varepsilon^2 w}{r_w}, \quad \frac{du_{rw}}{dt} = 0 (u_{rw} = 0),$$

откуда

$$d = \frac{3K C_f \rho_{\text{ж}} r_w \rho_T v_r^2 w}{4(\rho_T u_\varepsilon^2 w - \rho_{\text{ж}} v_\varepsilon^2 w)}. \quad (5)$$

Формула (5) является наиболее универсальной для расчета крупности разделения твердой фазы в гидроциклах, расположенных вертикально устьем конуса вниз или вверх. Поэтому в дальнейшем назовем ее обобщенной формулой.

Одним из малоизученных, и на первый взгляд, не имеющим особого значения вопросом является выбор места расположения входного отверстия. Дело в том, что тангенциально входящая в цилиндрическую часть струя жидкости, преодолевая трение стенки и подвергаясь действию вращающегося смутного потока, получает инверсию струи, т.е. струя утончается по образующей цилиндра вдоль пути. Расширяющаяся струя достигает крышки гидроциклона. Это происходит тем быстрее, чем ближе располагается входное отверстие к крышке.

Диаметр и длина затопленной части сливного патрубка имеет важное при расчётах значение. Сливной патрубок гидроциклона обычно имеет круглое сечение. Диаметр сливного отверстия принимают равным диаметру входного отверстия $d_{cl} = d_{Bx}$. Отсюда минимальный диаметр цилиндрической части $D_{y_{\min}} = (3,0 - 3,1)d_{Bx}$.

Однако односторонний вход двухфазной жидкости в камере не обеспечивает должной симметричности гидроциклонному потоку. С другой стороны, образование значительного радиального течения по внутренней поверхности крышки гидроциклона делает затопленную часть сливного патрубка обязательным элементом гидроциклона. Сливной пат-

рубок придает внутреннему винтовому потоку устойчивость, организует его и управляет им. От параметров сливного патрубка зависят диаметр, и длина цилиндрической части гидроциклона.

Диаметр цилиндрической части гидроциклона тесно связан с длиной его цилиндрической части. Максимальный диаметр гидроциклона, обеспечивающий нормальную классификацию, равен

$$(\bar{D}_u)_{max} = 4d_{cl}. \quad (6)$$

Соответствующая этому диаметру длина цилиндрической части

$$T_u = z_0 + 1,5d_{Bx}. \quad (7)$$

Обычно диаметр сливного патрубка берется равным диаметру входного отверстия. Если $\bar{D}_u \geq d_{wm} + 2d_{Bx}$, то влияние затопленной части сливного патрубка на технологические параметры разделения будет незначительно. При $\bar{D}_u \geq d_{cl} + 2d_{Bx}$ затопленная часть сливного патрубка – обязательный элемент гидроциклона. В этом случае важно определить длину цилиндрической части. Она должна быть достаточной для того, чтобы в плоскости среза сливного патрубка частица оказалась в зоне периферийно-нисходящего потока.

Длина цилиндрической части гидроциклона находится опытным путем исходя из размеров входного отверстия. В большинстве случаев ее приблизительно принимают равной диаметру гидроциклона. Нами для определения длины цилиндрической части предлагается исходить из основного технологического параметра гидроциклона – диаметра наибольшего граничного зерна.

Диаметр пескового отверстия. Установлено, что крупность граничного зерна практически не зависит от разгрузочного отношения d_{nec}/d_{cl} (при $d_{cl} = const$), но при этом эффективность очистки гидроциклона значительно повысится. В результате увеличения разгрузочного отношения начало возвратного тока смешается от плоскости пескового отверстия на расстояние

$$\alpha >= 1,2T_k(d_{nec}/d_{cl})^2. \quad (8)$$

Это, в свою очередь, увеличивает эффективную площадь пескового отверстия и, кроме того, уменьшает поверхность НОСк, но максимальный радиус поверхности нулевых осевых скоростей не меняет значения. При этом максимальная крупность граничного зерна почти не изменяется; сток через песковое отверстие увеличивается, что соответствующим образом уменьшает попадание граничных зерен в слив. Уменьшение длины НОСк дает более крутую кривую распределения. Однако увеличение d_{nec} связано со значительной потерей воды, поэтому улучшать показатели гидроциклона путем увеличения размера пескового отверстия не всегдаrationально.

Величина диаметра пескового отверстия тесно связана с таковой диаметра сливного отверстия. Для гидроциклонов, применяемых в гидротехнике и мелиорации ($\bar{D}_u = 200 - 1000$ мм, $d_{cl} = \frac{1}{4}\bar{D}_u$, $d_{B03} = 0,7 d_{cl}$), на основе множества экспериментальных работ можно рекомендовать следующие размеры пескового отверстия:

$$\bar{D}_u \leq 200 \text{ мм}, d_{nec} = (1 - \frac{1}{2}) d_{cl} n \delta_{max} \leq d_{nec}$$

($n = 4 - 10$) и условия незабиваемости пескового отверстия и насыщенности потока твердыми частицами;

Общая длина гидроциклона определяется по формуле

$$T = T_{cl} + T_u + T_k, \quad (9)$$

где T_{cl} – длина незатопленной части сливного патрубка.

Расчет диаметров граничных зерен производится методом последовательного приближения:

1) по формуле (5) в пределах закона Стокса $C_f = \frac{24}{Re_d}$ подсчитывают d_1 ;

2) определяется соответствующий диаметру d_1 коэффициент сопротивления

$$C_{f_2} = \frac{24\mu}{d_1 v_{r_w}} + 0,67\sqrt{C_{f_2}} ;$$

3) с учетом C_{f_2} вычисляется уточненное значение диаметра граничного зерна d_2 ;

4) повторно находят соответствующий величине d_2 коэффициент C_{f_2} ;

5) получают новое значение d_3 .

Если $|d_3 - d_2| < \varepsilon$ (где ε – практически допустимая малая величина), то считается, что истинный диаметр граничного зерна $d = d_3$, в противном случае пункты 4 и 5 повторяются. Можно поступить и так: в пунктах 2 и 4 вместо C_f подсчитывают число Рейнольдса, после по известному графику для шара находят значения коэффициента сопротивления C_f , затем определяют d .

Для твердых частиц с ($30 \leq Re_d \leq 300$) получим формулы, приведенные в табл. 1-3.

Итак, крупность разделения частиц в гидроциклоне можно вычислить в зависимости от размера граничной частицы (Re_d), закона сопротивления, которому подчиняется движение твердой частицы, максимального размера частиц, попадающих в слив.

Таблица 1

Формулы для расчета диаметров граничных зерен, выраженные через параметры поверхности НОСк

$Re_d \leq 1$	$30 \leq Re_d \leq 300$
$d = \frac{18K\mu r_w v_r w}{\Delta\rho v_\varepsilon^2 w} \quad (10)$	$d = K_* \sqrt[3]{\frac{r_w^2}{v_{ew}^4}}, \quad (11)$ где $K_* = 3,83 v_{rw} \sqrt[3]{K^2 \mu \frac{\rho_{ж}}{\Delta\rho^2}}$

Таблица 2

Формулы для расчета диаметров граничных зерен, выраженные через конструктивные параметры гидроци克лона

$Re_d \leq 1$	$30 \leq Re_d \leq 300$
$d = \frac{r_u d_{ex}^2}{Q_{ex} d_{cl}} \sqrt{\frac{2,205\pi K C_w \mu}{B^2 \Delta\rho} \frac{Q_{cl}}{R_u}} \quad (12)$	$d = \frac{15,32}{\pi} \sqrt[3]{\left(\frac{0,7\pi}{4B}\right)^4} \frac{Q_{cl}}{Q_{ex}} \left(\frac{d_{ex}}{d_{cl}}\right)^2 \sqrt[3]{K \mu \frac{\rho_{ж}}{\Delta\rho^2} \frac{r_u^4}{R_u^2} \frac{d_{ex}^2}{Q_{ex}}} \quad (13)$

Таблица 3

Формулы для расчета максимальных диаметров граничных зерен

$Re_d \leq 1$	$30 \leq Re_d \leq 300$
---------------	-------------------------

$d = \frac{d_{ex}^2}{d_{cl}} \sqrt{\frac{2,205\pi K C_w \mu}{B^2 \Delta \rho Q_{ex}^2} Q_{cl} R_u}$ (14)	$d = \frac{15,32}{\pi} \sqrt[3]{\left(\frac{0,7\pi}{4B}\right)^4 \frac{Q_{cl}}{Q_{ex}} \left(\frac{d_{ex}}{d_{cl}}\right)^2 C_w^3} \sqrt[3]{K^2 \mu \frac{\rho_{ex}}{\Delta \rho^2} \frac{d_{ex}^2}{Q_{ex}^2} R_u^2}$ (15)
----------------------------------------------------------------------------------------------------------	----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Теперь мы имеем формулы расчета, непосредственно связанные с геометрическими параметрами гидроциклона. Но для дальнейшей работы нам понадобится модель гидроциклона с конкретными параметрами.

Для начала следует выбрать параметр, от которого мы будем отталкиваться. Возьмем радиус цилиндрической части гидроциклона равным $R_u=90$ мм. Диаметр сливного отверстия d_{cl} возьмем равным $D_u/4$, т.е. $d_{cl}=45$ мм. Остальные параметры занесены в таблицу 4.

Таблица 4
Геометрические параметры гидроциклона

Параметры циклона					
Диаметр циклона	Высота цилиндрической части	Высота конической части	Диаметр входного потока	Диаметр слива	Диаметр пескового отверстия
Дц	Тц	Тк	dbx	dсл	dпес
мм	мм	мм	мм	мм	мм
180	200	300	45	45	22,5

Изменения стенок гидроциклона будем считать как усредненный диаметр (рисунок 1). Таким образом, изменяемость геометрии стенок цилиндрической камеры гидроциклона будет выражаться в изменении диаметра цилиндрической части.

Помимо изменения стенок цилиндрической части гидроциклона будем изменять диаметры входящего и сливного патрубков.

Воспользуемся формулами (12), (14) для расчета диаметров граничных зерен нашего гидроциклона для чисел Рейнольдса $Re_d \leq 1$. Расчет предложенной модели даёт следующую зависимость диаметра граничных зёрен от усреднённого радиуса прямоточного гидроциклона с изменяющейся геометрией (рис. 2).

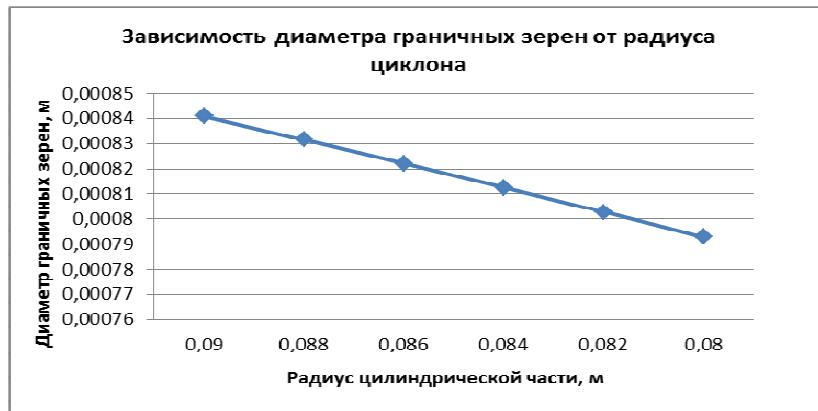


Рисунок 2 – Зависимость диаметра граничных зерен от радиуса гидроциклона: коэффициенты μ, C_w, k взяты за 1; $Q_{bx}=4,4 \text{ л/с}$; $Q_{cl}=4,2 \text{ л/с}$; $\rho_{\text{ж}}=1000 \text{ кг/м}^3$; $\rho_t=3000 \text{ кг/м}^3$; коэффициент $B=0,22$

На рис. 2 показано изменение диаметров граничных зерен в зависимости от радиуса цилиндрической камеры. Мы видим, что крупность граничных зерен уменьшается при уменьшении радиуса циклона.

В целом моделирование осуществлялось при изменении диаметров входного и сливного отверстий в диапазоне от 50 до 40 мм. Расчет и представление трехмерных графиков на основании выполненного моделирования проведено в системе MATLAB (рис. 3-5).

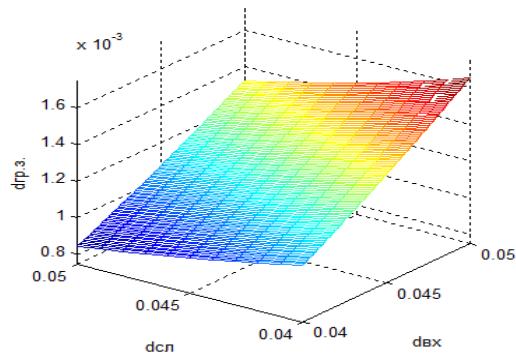


Рисунок 3 – Зависимость диаметра граничных зерен от диаметра входного и сливного патрубков

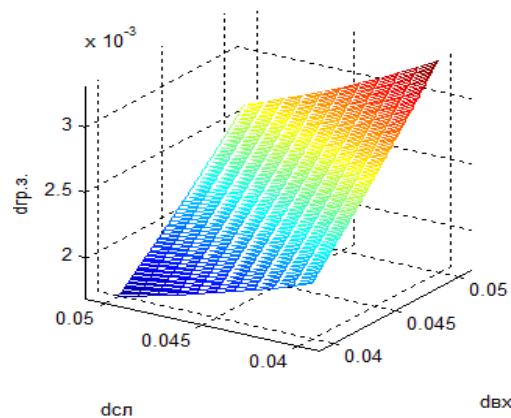


Рисунок 4 – Зависимость максимального диаметра граничных зерен от диаметра входного и сливного патрубков

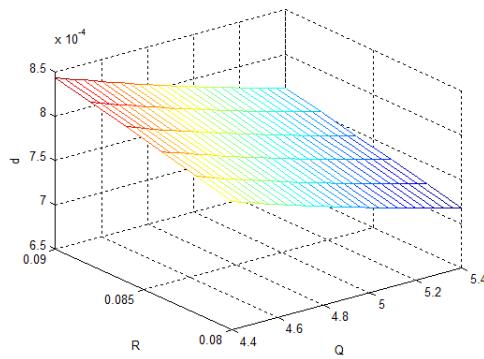


Рисунок 5 – Зависимость диаметра граничных зерен от радиуса гидроциклона и входного напора

При уменьшении диаметра сливного отверстия и прочих постоянных значений ($Q_{вх}$, $Q_{сл}$ и т.д) диаметр граничных зерен возрастает, а при уменьшении входящего отверстия – убывает. Это, предположительно, связано с тем, что при небольшом сливном отверстии радиус поверхности нулевых осевых скоростей и воздушный столб уменьшаются, что ведет к уменьшению скоростей в гидроциклоне, уменьшению центробежной силы и, как следствие, увеличению диаметра граничных зерен.

Рассмотрим изменения радиуса цилиндрической части совместно со скоростью входящего потока $Q_{вх}$ (рис. 6).

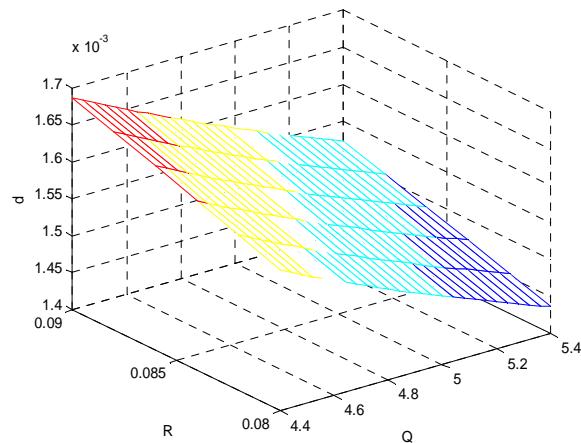


Рисунок 6 – Зависимость максимального диаметра граничных зерен от радиуса гидроциклона и входного напора

Как видно из графика увеличение скорости входящего потока, как и уменьшение радиуса цилиндрической части, ведет к уменьшению диаметра граничных зерен.

Таким образом, проведённое математическое моделирование работы гидроциклона с изменяемой геометрией позволяет подбирать оптимальные режимы работы систем ГЗУ осуществлять на основе расчётных данных автоматизацию работы систем очистки на промышленных предприятиях.

Список литературы

1. Ляхтер В.М. Гидравлическое моделирование / В.М. Ляхтер, А.М. Прудовский. - М., 1984. - 392 с.
2. Абдураманов А.А. Гидравлика гидроциклонов и гидроциклических насосных установок. В 2-х частях. - Алматы: Гылым, 1993. - Ч.1 - 214 с.; - Алматы: Гылым, 1993. - Ч.2. - 138 с.
3. Мустафаев А.М. Гидроциклоны в нефтедобывающей промышленности / А.М. Мустафаев, Б.М. Гутман. - М., 1981. - 260 с.

Получено 04.11.2010

УДК 656.13: 621.134.1

А.А. Давыдов, А.А. Макенов

ВКГТУ им. Д. Серикбаева, г. Усть-Каменогорск

**НЕКОТОРЫЕ СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ПАССИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ
АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

В настоящее время к конструкциям автотранспортных средств предъявляются дополнительные требования, которые диктуются требованиями их пассивной безопасности.. Эти требования в общем виде могут быть сформулированы следующим образом: конструкции современных автомобилей нужно разрабатывать с учетом условий, которые исключают возможность получения травм водителем и пассажирами при ДТП вследствие нарушения жизненного пространства, высоких нагрузок и невозможности эвакуации из салона автомобиля [1].

Исходя из этого, элементы кузова при ДТП должны быть способными поглощать энергию удара, уменьшая нагрузки на организм человека.

В результате натурных исследований ДТП установлено, что встречные столкновения транспортных средств составляют 65,4 %; боковые столкновения – 21,4 %; попутные столкновения – 13,2 % для легковых автомобилей и соответственно 59,5 %; 17,5 %; 23 % – для автобусов [2].

Как видно, наиболее значительное распространение имеют встречные столкновения автотранспортных средств, и, как правило, такого рода столкновения сопровождаются наиболее тяжелыми последствиями. Поэтому важнейшей задачей является повышение безопасности водителей транспортных средств и пассажиров при встречных столкновениях. Эта задача может быть решена на основе применения энергопоглощающих элементов несущей системы автомобиля, в том числе и энергопоглощающих бамперов.

Наиболее простым способом снижения энергии встречного удара является установка в передней части автомобиля специальных буферных устройств (бамперов). Это обеспечивает снижение тяжести последствий ДТП для водителя и пассажиров и защиту от повреждения кузова автомобиля.

При проектировании автотранспортного средства бампер необходимо рассматривать

не только как деталь, являющуюся частью декоративного оформления, но и как средство, которое повышает внешнюю пассивную безопасность автомобиля и снижает стоимость его ремонта после столкновения. Решающим фактором, обуславливающим эффективность применения бампера, являются его энергопоглощающие свойства. При этом процесс энергопоглощения не должен зависеть от температуры и скорости деформации.

В практике проектирования безопасного автомобиля выдвигается требование, чтобы в результате испытаний ни одна из деталей автомобиля (исключая сам бампер) не была бы повреждена и при начальной скорости столкновения 16 км/ч замедление автомобиля не превышало $6 \cdot g$ [3]. С точки зрения энергопоглощающих свойств бампера чрезвычайно важным является характер протекания процесса деформации. Известным показателем бампера может служить выражение

$$\eta = \frac{\int_0^{S_{MAX}} F dS}{F_{MAX} \cdot S_{MAX}},$$

где F – сила; S – деформация.

В соответствии с этим выражением у идеального бампера сила не должна изменяться в зависимости от величины деформации. Однако в действительности, учитывая конструктивные особенности бампера, сила изменяется по закону прямолинейной функции. От характера изменений силы зависит конструкция опоры бампера.

Критерии энергопоглощающих бамперов сведены к следующему: характеристики в зависимости от скорости и массы; восстанавливаемость; высокий коэффициент полезного действия; высокая плотность рассеивания энергии удара; большой эффективный ход; малый остаточный коэффициент.

Теоретические и практические исследования показали, что ход подвижного элемента и усилие энергопоглощающего бампера должны зависеть от скорости начала удара и массы автомобиля.

На основе изучения материалов зарубежного и отечественного автомобилестроения можно привести классификацию существующих энергопоглощающих устройств и выполнить их анализ.

По принципу действия энергопоглощающие устройства подразделяются на следующие виды:

- a) системы, которые превращают кинетическую энергию удара в работу упругой или пластической деформации;
- б) системы, которые превращают кинетическую энергию удара в тепловую работу трения;
- в) системы комбинированные, которые обладают одновременно свойствами систем а и в.

Систему, которая превращает кинетическую энергию удара в работу упругой или пластической деформации, можно получить с помощью следующих конструкций:

1. Сотовые конструкции и конструкции пористых шариков. В результате удара происходит пластическая деформация рабочих элементов. Необходимо отметить, что такая конструкция имеет почти идеальную характеристику.

Недостатком таких конструкций является то, что они пригодны для разового использования. После удара такие элементы не восстанавливаются и требуют полной замены.

2. Конструкции с наличием пружинящих элементов. В качестве пружинящих элемен-

тов могут применяться пружины, резиновые изделия и др.

Эти конструкции имеют характеристику далеко не идеальную. Анализ характеристики действия такой конструкции позволяет сделать вывод, что увеличение деформации возникает только при повышении нагрузки. Другим недостатком данной конструкции является то, что кинетическая энергия удара переходит в потенциальную энергию сжатия пружинящего элемента, и когда скорость автомобиля снижается от 36 км/ч до 0, возникает опасность отдачи, которая сообщает водителю и пассажиру дополнительный импульс движения, а он, в свою очередь, увеличивает силу удара и, естественно, при этом возрастает тяжесть травмирования людей.

Система, которая превращает кинетическую энергию удара в тепловую работу трения, осуществляется:

1. Конструкцией с наличием фрикционного элемента или материала с высоким внутренним трением (пенополиуретан). Недостаток ее заключается в том, что только при малых нагрузках часть характеристики близка к идеальной, а с дальнейшим возрастанием нагрузки деформации увеличивается незначительно. С помощью данной конструкции можно создать относительно дешевое энергопоглощающее устройство, однако, только для автомобилей небольшой массы и рассчитанных на небольшую силу удара.

2. Гидравлические конструкции открытого и закрытого типа. К открытому типу можно отнести эластичный полый буфер, который заполнен водой. Под действием удара вода с высокой скоростью выдавливается из отверстий бампера. Этот вид конструкции имеет ряд недостатков: сравнительно большой удельный вес, малая величина деформации, при определенной температуре бампер теряет свои свойства. К закрытому типу можно отнести бампер, который снабжен гидравлическим телескопическим устройством. Поглощение энергии осуществляется за счет просачивания жидкости через калиброванные отверстия. Характеристика такой конструкции очень близка к идеальной, и рабочий процесс не зависит от температуры окружающей среды.

Комбинированные системы объединяют все вышеперечисленные конструкции: конструкции с наличием пружинящих и фрикционных элементов; конструкции с металлическим деформируемым корпусом и жидким наполнителем.

Следует также отметить, что материалы, которые используются в настоящее время для автомобильных бамперов, разрушаются при столкновении с относительной скоростью, равной 9 км/ч, а при больших относительных скоростях происходят значительные повреждения кузова.

Поэтому необходимо проектировать такие конструкции бамперов и передней части автомобиля (соотношения их жесткости и прочности), чтобы при слабом ударе бампер защищал от повреждения элементы кузова автомобиля, которые имеют большую стоимость, а при тяжелых столкновениях бампер и передняя часть автомобиля деформировались бы совместно, поглощая значительную часть энергии удара и защищая, таким образом, пассажиров от серьезных телесных провреждений.

Правильно сконструированный бампер должен обеспечивать внутреннюю и внешнюю пассивную безопасность автомобиля и поглощать большую часть кинетической энергии, которая возникает при ударе.

Исследования показали, что бампер современного легкового автомобиля может предохранить фары и облицовку радиатора при наезде на неподвижное препятствие со скоростью не более 1 м/с [2].

Применение бамперов, которые поглощают энергию удара, требует изменения конст-

рукции многих элементов кузова автомобиля. Для размещения амортизаторов необходимо усиливать рамы и нижние части несущих кузовов и изменять их конфигурацию. Из-за увеличения массы бампера приходится устанавливать более жесткие и прочные рессоры. На многих моделях автомобилей изменены колеса, шины, рулевые механизмы, детали подвески.

Нами разработаны конструкции механического и пневматического энергопоглощающих элементов бамперов, которые существенно снижают тяжесть последствий ДТП, поглощая энергию удара.

Механический энергопоглощающий элемент состоит из штока 1 (рис. 1), на котором расположен пакет тарельчатых пружин 7, находящихся в обойме 4. Обойма пружин соединена с кронштейном 5 посредством резьбы. На обойму пружин по резьбе навинчивается гильза 2 фиксатора 3, которая удерживает его, в пазах фиксатора установлены два шарика 6.

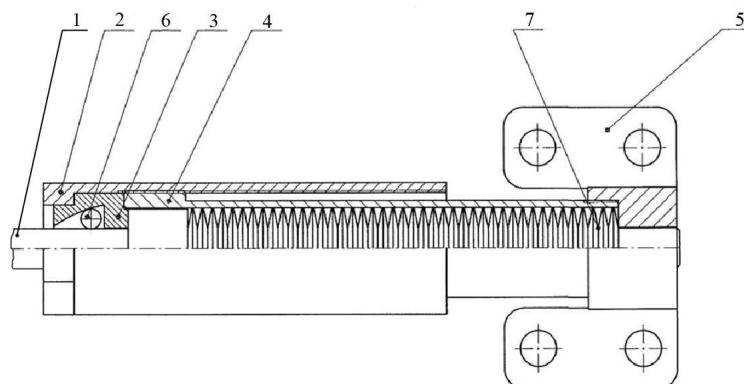


Рисунок 1 – Механический энергопоглощающий элемент

При ударе шток 1 перемещается вправо и сжимает пакет пружин 7, которые опираются в буртик штока. Сжимаясь, пружины поглощают энергию удара. После сжатия пакет пружин стремится вернуть шток в исходное положение, что может вызвать обратный удар. Однако этого не происходит, т.к. фиксатор препятствует перемещению штока в обратном направлении.

Детали энергопоглощающего элемента бампера нагружаются максимальной силой, равной силе сжатия пакета тарельчатых пружин упругого элемента P_{np} . Эту нагрузку воспринимают следующие элементы энергопоглощающего бампера: кронштейн; буртик штока; шарики фиксирующего устройства (фиксатора) и резьба крепления гильзы и обоймы пружин.

При расчете величин деформации кузова и времени деформации нами использован метод математического моделирования удара «автомобиля-оболочки» о жесткую преграду [2-4].

В качестве объекта нами был принят автомобиль с полной массой $m_a = 1500$ кг, а начальная скорость удара V_u изменялась в пределах от 5 до 60 км/ч.

Результаты расчетов представлены в таблице 1.

Таблица 1

Расчетные значения величины и времени деформации кузова

Скорость начала удара V_h , км/ч (м/с)	Деформация кузова, м		Время деформации, с	
	1*	2*	1*	2*
5 (1,39)	0,0061	0	0,0088	0
10 (2,78)	0,024	0	0,018	0
15 (4,17)	0,055	0	0,028	0
20 (5,56)	0,098	0,032	0,035	0,069
25 (6,94)	0,152	0,087	0,044	0,086
30 (8,33)	0,219	0,154	0,054	0,104
35 (9,72)	0,298	0,232	0,061	0,121
40 (11,11)	0,389	0,324	0,070	0,136
45 (12,50)	0,494	0,428	0,079	0,156
50 (13,89)	0,610	0,545	0,088	0,173
55 (15,28)	0,739	0,673	0,096	0,190
60 (16,62)	0,880	0,814	0,105	0,208

* Примечание: 1 – обычный бампер, 2 – энергопоглощающий бампер

Разработанный энергопоглощающий элемент бампера позволяет полностью погасить энергию удара о жесткую преграду с начальной скоростью удара 16 км/ч. С повышением начальной скорости удара кузов автомобиля начинает деформироваться, но величина его деформации существенно меньше, чем в случае удара автомобиля с обычным бампером.

Кроме того, применение данного энергопоглощающего элемента бампера снижает нагрузки, которые воспринимает организм человека, находясь в автомобиле при ДТП.

Конструкцию данного энергопоглощающего элемента бампера можно использовать на легковых автомобилях другого класса, для чего необходимо изменить упругость энергопоглощающего элемента в зависимости от массы автомобиля, варьируя количеством тарельчатых пружин и их взаимным расположением в обойме.

В существующих подобных конструкциях бамперов применение пружин в качестве упругого элемента сопровождается обратным ударом при ее возврате. Конструкция предлагаемого бампера этого недостатка лишена.

Пневматический энергопоглощающий элемент бампера (рис. 2) состоит из металлического цилиндра 2, внутри которого размещен поршень 5, жестко соединенный со штоком 1.

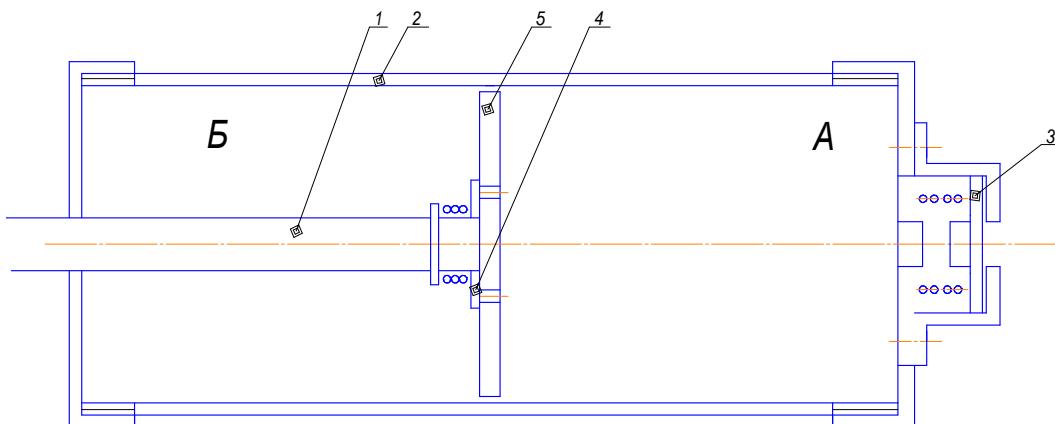


Рисунок 2 – Энергопоглощающий элемент бампера: 1 – шток; 2 – цилиндр; 3 – впускной клапан; 4 – перепускной клапан; 5 – поршень

Шток другим концом соединяется с бампером транспортного средства. Полость *A* цилиндра соединяется с пневмосистемой тормозного привода. Воздух из рабочей тормозной системы в полость *A* поступает через впускной клапан 3. Пружина впускного клапана подобрана таким образом, чтобы в полости *A* давление было равно давлению в тормозной системе. В поршне смонтирован перепускной клапан 4, посредством которого полость *A* цилиндра сообщается с полостью *B*. Пружина перепускного клапана подобрана таким образом, что клапан открывается в случае, если давление в полости *A* цилиндра становится несколько больше давления в рабочей тормозной системе.

В исходном состоянии поршень занимает крайнее левое положение. Оба клапана (впускной и выпускной) закрыты, а в полости *A* давление воздуха равно давлению воздуха в рабочей тормозной системе транспортного средства (рис 3, *a*).

При фронтальном ударе транспортного средства о препятствие сила удара от бампера передается на шток, который перемещается вместе с поршнем вправо, уменьшая объем полости *A*. Давление воздуха в полости *A* возрастает и перепускной клапан открывается. Воздух под давлением из полости *A* поступает в полость *B* (рис 3, *б*). При этом совершается работа, т.е. затрачивается энергия удара.

Размеры цилиндра (диаметр и длина) зависят от массы транспортного средства, на котором установлен энергопоглощающий элемент. Увеличением количества энергопоглощающих элементов можно регулировать величину поглощаемой энергии удара.

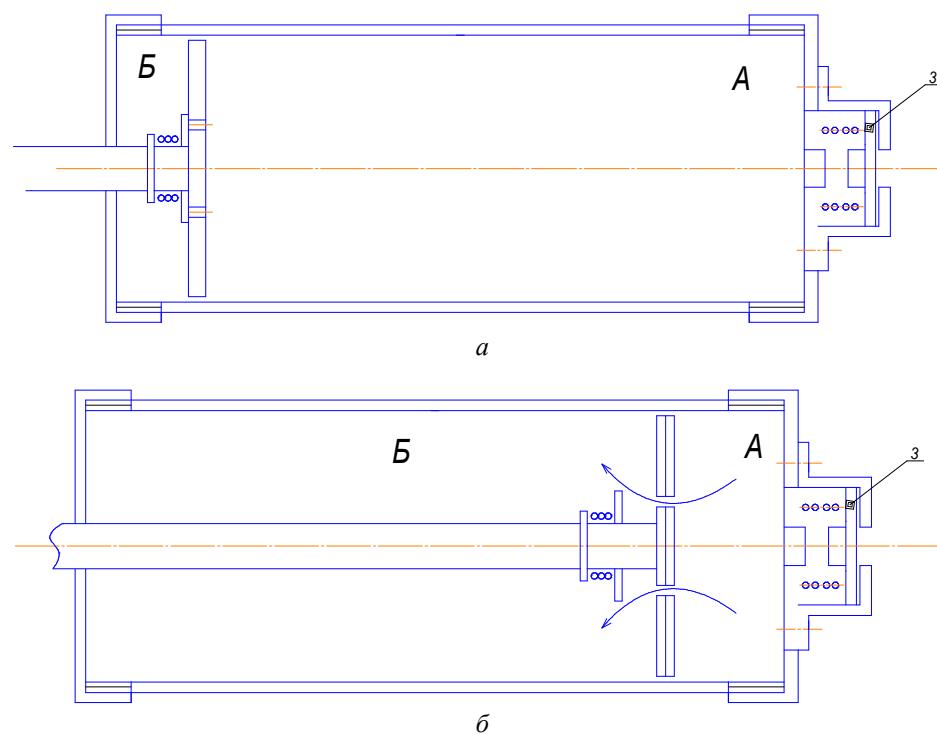


Рисунок 3 – Работа энергопоглощающего элемента

После совершения рабочего процесса, т.е. поглощения энергии удара, давление воздуха в полостях *A* и *B* цилиндра энергопоглощающего элемента выравнивается и становит-

ся равным давлению воздуха в рабочей тормозной системе. Благодаря этому, поршень вместе со штоком зафиксирован в каком-то определённом положении, т.е. гарантируется отсутствие обратного удара.

По истечении некоторого времени давление воздуха в полости B будет падать, т.к. происходит утечка воздуха через уплотнения. Поршень будет перемещаться влево. При этом давление в полости A тоже будет падать. Когда давление в полости A станет ниже давления в рабочей тормозной системе, впускной клапан откроется и в какой-то момент, когда поршень займет крайнее левое (исходное) положение, давление в полости A станет равным давлению в рабочей тормозной системе. При этом впускной клапан закроется. Энергопоглощающий элемент автоматически займёт свое рабочее состояние. Этот «восстановительный» процесс происходит медленно, т.к. утечка воздуха из полости B происходит с достаточно небольшой интенсивностью, исключая возможность появления вторичного (обратного) удара.

Благодаря тому, что во время «активной» работы энергопоглощающего элемента (поглощение энергии удара) параметры процесса (площадь поршня и давление воздуха полости A) остаются постоянными, характеристика элемента близка к идеальной характеристике (рис. 4).

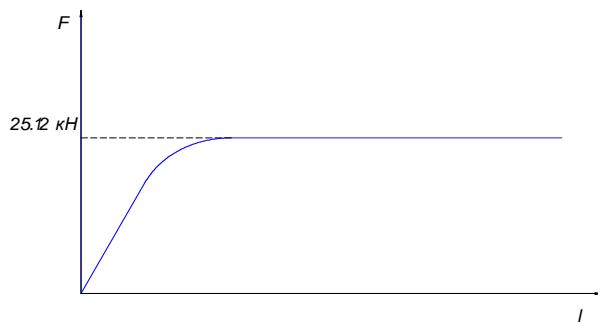


Рисунок 4 – Характеристика энергопоглощающего элемента

При выборе параметров энергопоглощающего элемента в качестве одного из транспортных средств, на которых возможно применение предлагаемой системы внешней пассивной безопасности, нами был принят городской автобус полной массой $M_a = 11000 \text{ кг}$.

Выбранные параметры энергопоглощающего элемента:

диаметр цилиндра $D_u = 200 \text{ мм} = 0,2 \text{ м}$;

рабочий ход поршня $l_n = 500 \text{ мм} = 0,5 \text{ м}$.

Количество энергопоглощающих элементов варьируется от двух до двенадцати, что позволяет выявить зависимость эффективности работы системы от числа её энергопоглощающих элементов.

Расчетные значения предельной скорости столкновения и других параметров энергопоглощающей системы представлены в табл. 2.

Максимальное количество энергопоглощающих элементов системы ограничено габаритной шириной транспортного средства.

Таблица 2

Параметры энергопоглощающей системы

№	Предельная скорость	Количество энергопоглощающих	Поглощенная энергия
---	---------------------	------------------------------	---------------------

п-п	столкновения, м/с (км/ч)	элементов <i>n</i>	столкновения, КДж
1	2,14 (7,7)	2	25,2
2	3,03 (10,9)	4	50,5
3	3,7 (13,4)	6	75,3
4	4,2 (15,5)	8	97,0
5	4,7 (17,3)	10	121,5
6	5,3 (19)	12	154,1

Нами по данной конструкции бампера транспортного средства и энергопоглощающего элемента бампера автотранспортного средства подготовлены заявки в Комитет по правам интеллектуальной собственности Министерства юстиции Республики Казахстан и получены соответствующие заключения о выдаче патента на полезную модель и инновационного патента на изобретение.

Список литературы

1. Афанасьев Л.Л. Конструктивная безопасность автомобиля / Л.Л. Афанасьев, А.Б. Дьяков, В.А. Иларионов. – М.: Машиностроение, 1983. – 284 с.
2. Иванов В.Н. Активная и пассивная безопасность автомобилей. – М.: Выш. шк., 1974. – Ч.2. – 388 с.
3. Веселов А.И. Требования безопасности и развития конструкций автомобилей / А.И. Веселов, Ю.М. Немцов. – М.: НИИавтопром, 1973. – 163 с.
4. Батуев Г.А. Инженерные методы исследования ударных процессов / Г.А. Батуев, А.К. Голубков и др. – М., Машиностроение, 1969. – 248 с.

Получено 11.10.2010

УДК 621.9.075. 25

С.Д. Капаева
ВКГТУ, г. Усть-Каменогорск

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИЗОТЕРМ РАСКЛИНИВАЮЩЕГО ДАВЛЕНИЯ СМАЧИВАЮЩИХ ПЛЕНОК ВОДОРАСТВОРIMОЙ ПОЛИМЕРНОЙ СМАЗОЧНО-ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ЖИДКОСТИ ПРИ РЕЗАНИИ МЕТАЛЛОВ

Смачивающие пленки играют важную роль во многих технологических и природных процессах [1-3]. Они определяют физические и механические свойства смачивания поверхностей, а также механизм и кинематику протекающих в этих телах процессов массо- и энергообмена. Параметры толщины, вязкость и устойчивость смачивающих пленок во многом определяют пути протекания данных процессов. Смазочное свойство жидкости приводит к уменьшению схватывания, задира, трения и интенсивности износа режущей части инструмента. Имеются несколько отличающихся друг от друга теорий, объясняющих эффект снижения трения и механизм проникновения жидкостей в зону резания.

К смачивающим пленкам относят пленки жидкостей, покрывающие поверхность конденсированного тела. В отличие от эмульсионных пленок, они являются несимметричными: одна их поверхность граничит с конденсированной фазой (твердой), другая – с жидкостью или газом.

Согласно В. Гиббсу, на границах любых смежных фаз существуют переходные слои, в

пределах которых интенсивнее свойства и состав жидкости от объема. В межфазных переходных слоях тензор давления анизотропен. Его нормальная составляющая P_N постоянна и для плоских пленок равна давлению в газовой фазе P . Тангенциальная же составляющая является функцией расстояния от разделяющей поверхности:

$$P_T = f(z). \quad (1)$$

Пленка считается толстой, если ее толщина превышает сумму толщин переходных межфазных слоев, существующих вблизи поверхностей раздела пленка-поверхность и пленка-газ. В тонких пленках в их средней части остается прослойка объемной фазы, давление в которой равно

$$P_o = P_N = P. \quad (2)$$

Рассмотрим свойства тонких пленок, толщина которых меньше суммы толщин переходных межфазных слоев, что приводит к их перекрытию и отличию физико-химических свойств от фазы жидкости в объеме.

При перекрытии межфазных слоев исчезают разделяющие переходные слои прослойки со свойствами объемной жидкой фазы. Нормальная составляющая тензора давления P_N , оставаясь равной давлению в газовой фазе P , уже отличается в данном случае от давления P_o в объемной жидкой фазе, из которой пленка образовалась путем локального уменьшения ее толщины.

Разность $P_N - P_o$ определяет расклинивающее давление пленки

$$\Pi = P_N - P_o = P - P_o. \quad (3)$$

При постоянстве давления в объемной фазе P_o , температуре T , химических потенциалов M_i и потенциалов поверхностной пленки Ψ_o и Ψ_s свободная энергия Гиббса ΔG площади пленки может быть определена на основании изотерм расклинивающего давления $\Pi(h)$

$$\Delta G = - \int_{\infty}^h \Pi(h) dh. \quad (4)$$

Значение ΔG при указанных выше условиях равно работе уменьшения пленки в обратимом изобарно-изотермическом равновесном процессе от $h = \infty$ до некоторой конечной толщины h .

Из уравнения (3) следует, что величина расклинивающего давления пленки равна увеличению энергии Гиббса при увеличении ширины пленки.

$$\Pi(h) = - \left(\frac{\partial G}{\partial h} \right) P_o, T, M_i, \Psi_i. \quad (5)$$

Теоретический расчет различных слагаемых свободной энергии Гиббса для тонких пленок всегда значительно сложнее, чем непосредственный расчет расклинивающего давления.

Минимум функции $G(h)$, определяющий состояние устойчивости равновесия, отвечает условию:

$$\frac{\partial^2 G}{\partial h^2} > 0. \quad (6)$$

Это приводит к увеличению устойчивости смачивающих пленок:

$$\frac{\partial P}{\partial h} < 0. \quad (7)$$

С увеличением ширины пленки должна уменьшаться величина расклинивающего давления.

Тот или иной вид изотерм $P(h)_T$ определяется вкладом поверхностных сил различной природы.

$$P(h) = P_e(h) + P_m(h) + P_s(h) + P_a(h) + P_c(h), \quad (8)$$

где P_e - ионно-электростатическая составляющая расклинивающего давления, связанная с перекрытием диффузных тонких слоев заряженных поверхностей пленки; P_m – молекулярная составляющая, обусловленная силами дисперсионного взаимодействия твердой поверхности и газа через пленку жидкости, точнее перекрытие тех межфазных областей, в которых тензор флюктуационного электромагнитного поля анизотропен; P_s – структурная составляющая расклинивающего давления, вызванная перекрытием граничных слоев жидкости со структурой, измененной по сравнению с объемной, фазой; P_a – адсорбционная составляющая расклинивающего давления, связанная с перекрытием диффузных адсорбционных слоев нейтральных молекул в ионных растворах; P_c – составляющая, обусловленная «сферическим» взаимодействием адсорбционных слоев поверхностно-активных веществ (ПАВ) и полимеров.

Все составляющие расклинивающего давления находятся в тесном взаимодействии и влияют на фактическое значение указанных величин.

При изменении концентрации ПАВ и полимеров в составе смазочно-охлаждающей жидкости (СОЖ) будет в основном изменяться составляющая расклинивающего давления P_e , но в настоящее время не имеется сведений о взаимодействии ее с остальными составляющими и ее влиянии на фактическую величину расклинивающего давления. Еще более сложно обстоит дело, когда существуют структурные особенности граничных слоев жидкости. При одновременном перекрытии ионных атмосфер и граничных слоев с измененной структурой формально можно разделить составляющие P_e и P_s , но при этом потребуется учет зависимости P_e от структурных особенностей и толщины граничных слоев, а также зависимости P_s от строения диффузионных ионных слоев в состоянии их перекрытия (существенную роль может играть также и структурное отталкивание, связанное с гидратацией полярных групп молекул ПАВ и полимеров).

Поэтому, в данном случае целесообразно изучить действие граничной пленки водорастворимой полимерной СОЖ на процесс резания путем экспериментального метода определения изотерм расклинивающего давления. Для этого были разработаны девять составов СОЖ с различными водорастворимыми полимерами. Полимеры, используемые в составах, сочетали в себе противоположные свойства - это пониженное поверхностное натяжение, т.е. хорошую смачиваемость, проникаемость в трещины металла и повышенную вязкость для создания наибольшего давления в жидкости междудвигающимися поверхностями.

Для экспериментального определения изотерм $P(h)$ применяют различные методы. Исследования были выполнены методом Дерягина и Кусакова [1] с помощью пузырьков

газа различного радиуса R_0 , которые, всплывая, приближались к горизонтально установленной плоской гладкой пластинке (рис. 1).

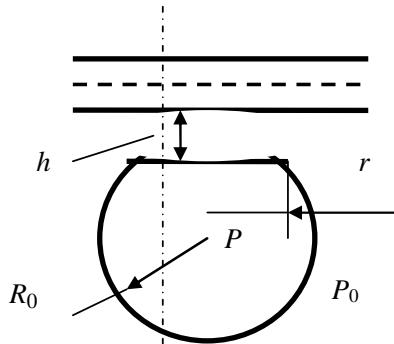


Рисунок 1 – Пузырьковый метод получения изотерм расклинивающего давления смачивающих пленок

При достаточно медленном приближении пузырька и небольшом радиусе площади контакта r , спустя некоторое время образуется пленка равномерной толщины h , находящаяся в равновесии с объемной жидкостью, окружающей пузырек. Радиус r определяется условием равенства давления выталкивания пузырька давлению, действующему на плоскую круглую пеленку

$$\frac{4}{3}\pi R_0^3(\rho_1 - \rho_2)g = \left(\frac{2\sigma}{R_0}\right)\pi r^2, \quad (9)$$

где ρ_1 и ρ_2 – плотности газа и жидкости, соответственно; g – ускорение силы тяжести.

Как видно из этого равенства, для получения относительно мало деформирующихся пузырьков они не должны быть особенно велики, так как отношение $\frac{r}{R_0}$ прямо пропорционально R_0 . В случае очень малых пузырьков – проведению экспериментов мешает растворение сжатого в пузырьке газа. Кроме того, сокращается площадь пленки, что усложняет измерение ее толщины. Все это ограничивало диапазон удобных для измерений пузырьков значениями $10^{-2} < R_0 < 10^{-1}$ см [1].

Расклинивающее давление плоской пленки определяется уравнением (1), в котором $P = \left(\frac{2\sigma}{R_0}\right) + P_0$ отвечает давлению газа в пузырьке и P_0 – давлению в объемной жидкости, окружающей пузырек.

При достижении микротрещины величиной более $50 \text{ } \overset{\circ}{\text{A}}$ к расклинивающему давлению прибавляется давление в объеме жидкости. В расчете разрушающего усилия определили среднее нормальное давление жидкости между движущимися поверхностями [4]

$$P = \mu \frac{\omega C_R}{\psi^2}. \quad (10)$$

Плотность жидкости и кинематическая вязкость определялись методами, описанными из практикума по курсу общей физики [5].

$$\psi = 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt[4]{V}; \quad \mu = \frac{\nu}{\rho}, \quad (11)$$

где V – окружная скорость резания, м/мин; ω - угловая скорость детали, рад/с; μ – динамическая вязкость; ν – кинематическая вязкость; ρ – плотность жидкости, кг/м³; C_R – коэффициент нагруженности принимаем по [1].

В расчете давления жидкости приняли окружную скорость резания равную 180 м/мин. Коэффициент ψ , зависящий от окружной скорости [4]:

$$\psi = 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt[4]{V}, \quad (12)$$

где V – окружная скорость детали, м/с,

$$\psi = 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt[4]{3} = 1,248 \cdot 10^{-5}.$$

По данным практики [1], коэффициент нагруженности участка контакта инструмента и детали, учитывая значительную окружную скорость 3 м/с, приняли равный 12.

При диаметре 50 мм и скорости 3 м/с деталь совершает 30 оборотов в секунду, т.е. угловая скорость равна $\omega = 60$ рад/с.

Давление жидкости между контактирующими поверхностями детали и резца приняли:

$$P = \mu \frac{\omega C_R}{\psi^2} = \mu \cdot 5,769 \cdot 10^7 \text{ Па},$$

$$P = \mu \frac{720}{1,557 \times 10^{-10}} \text{ Па}. \quad (13)$$

Проведя расчет при различных скоростях резания в различных средах получены результаты, показанные в таблице.

В результате исследований раскрыта особенность механизма действия полимерных СОЖ, заключающаяся в появлении расклинивающей силы P_p в плоскости сдвига под действием граничной пленки с взаимоисключающими друг друга свойствами. Изотермы расклинивающего давления пленки в плоскости сдвига меняются в пределах $8,95 \cdot 10^2 - 7,77 \cdot 10^5$ Па, а толщина пленки – в пределах 400 – 25 Å⁰. При достижении микротрещины величиной более 50 Å⁰, к расклинивающему давлению прибавляется давление в объеме жидкости и достигает 2 852 025 Па.

Результаты исследования физико-технических свойств составов полимеросодержащей СОЖ для обработки металлов резанием

Наименование СОЖ	Плотность, кг/м ³	Кинематическая вязкость, ν, МН·с/м ²	Динамическая вязкость, μ, Па·с	Толщина адсорбционной пленки, Å ⁰	Расклинивающее давление, Па	Давление в объеме жидкости, Па	Поверхностное напряжение, 10 ⁻³ Дж/м ²	Результирующее усилие, при h>h _{кр} , Па
№1	1015	5,075	0,005	400	$8,95 \cdot 10^2$	144225	71,1	145120
№2	1010	7,07	0,007	350	$4,55 \cdot 10^3$	201915	69,7	206463
№3	1005	10,05	0,01	300	$7,15 \cdot 10^3$	188450	68,5	295600

№4	978	14,65	0,015	250	$1,55 \cdot 10^4$	432675	61,5	448175
№5	980	19,60	0,020	175	$3,11 \cdot 10^4$	576900	60	608000
№6	988	24,70	0,025	100	$6,88 \cdot 10^4$	721125	58,1	789925
№7	878	30,75	0,035	75	$2,15 \cdot 10^5$	1009575	44,5	1224575
№8	884	35,35	0,040	50	$5,75 \cdot 10^5$	1153800	44,1	1728800
№9	888	39,95	0,045	25	$7,77 \cdot 10^5$	1298025	42,9	2852025
Вода	998	1,001	0,001	-	-	28845	75,5	-

Примечания: h – ширина микротрещины; h_{kp} – ширина микротрещины при которой действует на разрушение решетки не только расклинивающее давление, но и давление в объеме СОЖ. Она равна удвоенной ширине пленки

Список литературы

1. Дерягин Б.В. Экспериментальное исследование сольвации поверхностей / Б.В. Дерягин, М.М. Кусаков // Известия АН СССР: Серия химия. – 1937. – №5. – С. 1119-1152
2. An experimental investigation of polymolenlar solvate filmf.-Acta Phus.-Chim. URSS. – 1939. – vol. 10. – №1. – Р.25-44. – №2. – Р. 153-174.
3. Дерягин Б.В. Смачивающие пленки / Б.В. Дерягин, Н.В. Чураев. – М.:Наука, 1984. – 160 с.
4. Якушев А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения / А.И. Якушев, Л.Н. Воронцов, Н.М. Федотов. – М.: Машиностроение, 1986. – 350 с.
5. Майсова Н.Н. Практикум по курсу общей физики. – М.: Высшая школа, 1970. – 447 с.

Получено 28.11.2010

УДК 625.174

М.У. Рахимбердинова

ВКГТУ им. Д. Серикбаева, Усть-Каменогорск

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ СНЕГОЗАДЕРЖИВАЮЩИХ УСТРОЙСТВ

Зимнее содержание дорог представляет собой комплекс мероприятий, включающий защиту дорог от заносов, их очистку от снега, борьбу с зимней скользкостью, защиту от лавин и борьбу с наледями.

Зимний период года является самым сложным для эксплуатации дорог и организации движения, а также характеризуется короткой светлой частью суток, низкой температурой воздуха, снегопадами и метелями, формирующими снежные отложения и зимней скользкостью.

Комплекс мер по зимнему содержанию включает:

– профилактические меры, цель которых предупредить или максимально ослабить образование снежных и ледяных отложений на дороге (уменьшение снегозаносимости дорог, профилактическая обработка покрытий химическими противогололёдными материалами и др.);

– защитные меры, с помощью которых преграждают доступ к дороге снега и льда, поступающего с прилегающей местности (защита от метелевого переноса, снежных лавин и др.);

– меры по удалению уже возникших снежных и ледяных отложений (очистка дорог от снега и льда), а также по уменьшению их воздействия на автомобильное движение (посыпка обледеневшей поверхности дороги фрикционными материалами).

При патрульной снегоочистке дорогу очищают путём систематических проездов (патрулирования) машин по обслуживаемому участку в течение всего времени, пока продолжается метель или снегопад. К патрульной снегоочистке необходимо приступать, как

только начинается метель или снегопад.

Очистку следует вести на возможно большей скорости, что способствует увеличению дальности отбрасывания снега. Учитывая это, очистку ведут плужными снегоочистителями. Для удаления снега без образования валов очистку следует вести со скоростью не менее 30-35 км/ч. Патрульную снегоочистку можно вести как одиночными машинами, так и отрядом снегоочистителей. Преимущество работы отряда заключается в том, что снег сразу удаляется за пределы дорожного полотна, благодаря чему устраняются препятствия для снеговетрового потока и дорога хорошо продувается.

Удаление снежных валов обычно производится роторными снегоочистителями или валоразбрасывателями. Снежные валы часто расположены над кюветом или очень близко к нему, так как полосу расчистки всегда стремятся сделать как можно шире. В этом случае вал сначала сдвигают автогрейдером на проезжую часть, а затем роторным снегоочистителем удаляют его, отбрасывая снег в сторону.

Заносимые участки можно защитить от снежных заносов тремя путями: задержать переносимый метелью снег на подступах к дороге и вызвать образование снежных отложений на безопасном расстоянии или в заранее подготовленном месте; увеличить скорость снеговетрового потока над дорогой и предотвратить снежные отложения на дороге; полностью укрыть дорогу от снега с помощью специальных снегозадерживающих устройств.

Надёжным средством защиты дорог от снежных заносов являются высокие снегозадерживающие устройства: двухпанельные с просветностью решётки 50 % и однопанельные с просветностью решётки до 70 % (рис. 1).

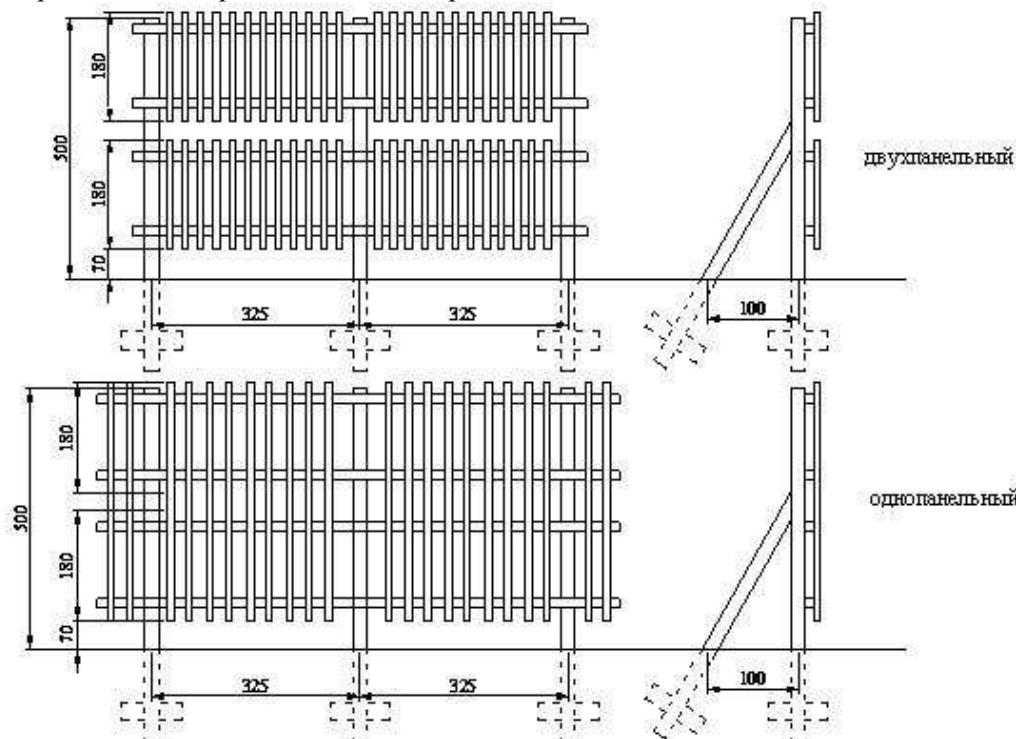


Рисунок 1 – Базовые защитные устройства

В зависимости от направления метелевых ветров и рельефа местности устройства уста-

навливают на расстоянии $h = (15 - 25)$ Нз от дороги, где Нз – высота устройства. Высоту снегозадерживающего устройства определяют исходя из объёма снегоприноса к дороге.

Заборы выше 5 метров по технико-экономическим соображениям делать не рекомендуется. Если по расчёту требуется большая высота, то устраивают два, три и более рядов снегозадерживающих устройств.

Работа устройств снегопредупреждающего действия основана на увеличении скорости снеговетрового потока в момент прохождения над дорогой, что предотвращает образование на ней снежных отложений. Устройства снегопредупреждающего действия рекомендуется устанавливать при одновременном соблюдении следующих условий: господствующие ветры направлены под постоянным углом от 50 до 90° к оси дороги; сухой и легкоподвижный снег; объём снегопереноса более 300-500 м³/м.

Защищать устройствами снегопредупреждающего действия можно выемки до 5 м, низкие насыпи, нулевые места. Для защиты полувыемок-полунасыпей устройства снегопредупреждающего действия (рис. 2) следует применять, если уклон косогора не превышает 45°. Устройства снегопредупреждающего действия могут быть изготовлены из дерева или сборные из железобетона, или из полимерных материалов вторичного производства.

Снегозадерживающие устройства – простейшие из них снежные стенки или валы, высотой 0,5–0,8 м, которые устраивают снегособирателями (риджерами). Лучше работают стенки с размывами или из отдельных столбов и пирамид. Снежные валы можно устраивать, когда толщина снежного покрова не менее 20 см.

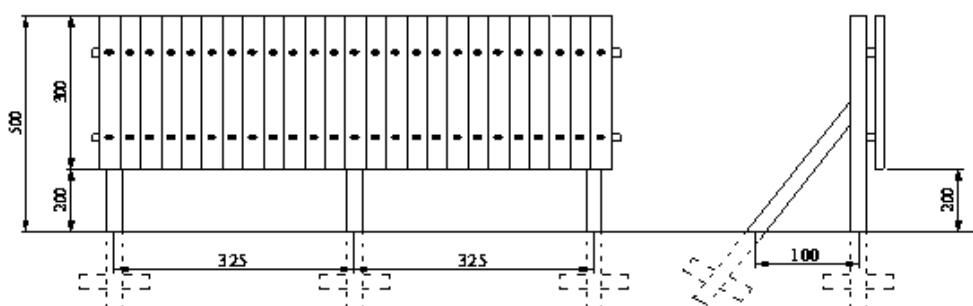


Рисунок 2 – Снегопредупреждающий забор

Наиболее распространенным видом защитных устройств из снега являются траншеи, которые выкапывают с помощью двухтвальных снегоочистителей или бульдозеров. Снегозащитные траншеи прокладывают в несколько рядов параллельно дороге. Число траншей, которые необходимо одновременно иметь для надёжной защиты дороги, зависит от объёма снегопереноса (до 100 м³/м – не менее 3; до 200 м³/м – не менее 4; свыше 200 м³/м – не менее 5). Оптимальное расстояние между траншеями составляет 12 – 15 м. Ближайшая траншея должна быть расположена от дороги не ближе 30 м и не дальше 100 м. После заполнения траншей снегом до половины глубины, их прочищают.

Переносные деревянные щиты (рис. 3) – маневренное средство снегозащиты – могут применяться в качестве самостоятельного средства защиты дорог от снежных заносов и как средство усиления посадок и постоянных заборов. Значительно меньше заносятся снегом щиты с неравномерно распределённым заполнителем, при котором решётка скрущена в верхней части и разрежена в нижней. Применяются четыре типа щитов с разрезенной нижней частью:

- тип I – щиты высотой 2 м с общей просветностью 50 %, просветностью нижней половины – 60 %, верхней – 40 %;
- тип II – щиты высотой 1,5 м с общей просветностью 50 %, просветностью нижней половины – 60 %, верхней – 40 %;
- тип III – щиты высотой 2 м с общей просветностью 50 %, просветностью нижней половины – 70 %, верхней – 50 %;
- тип IV – щиты высотой 1,5 м с общей просветностью 60 %, просветностью нижней половины – 70 %, верхней – 50 %;

Наряду с деревянными снегозащитными устройствами используются щиты из пластмассовых материалов. Щиты привязывают к кольям. Расстояние от щита до дороги назначают равным 15-20 высотам щита, между рядами в многорядных щитовых линиях – равным 25-30 высотам щита.

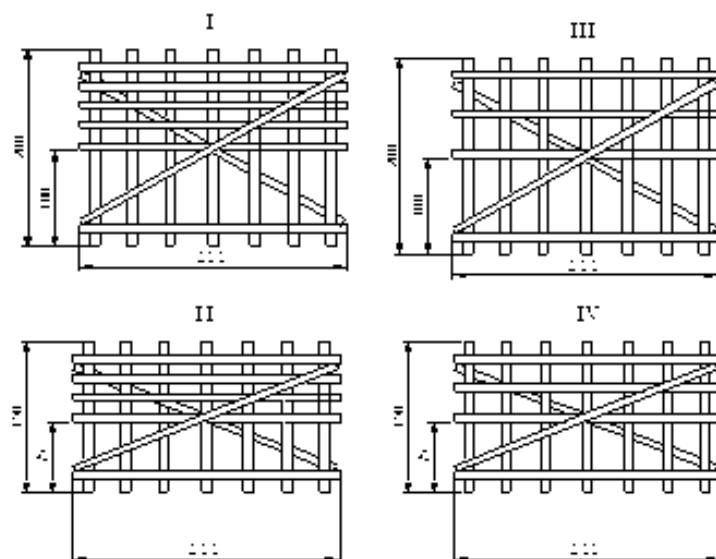


Рисунок 3 – Переносные деревянные щиты

При объемах снегоприноса до $75 \text{ м}^3/\text{м}$ можно применять временные пространственные снегозащитные средства (рис. 4), предложенные кандидатом технических наук В.А. Коломийцем. Они могут иметь рулонное или листовое заполнение. Их устанавливают параллельно оси дороги на расстоянии 30 Н от бровки земляного полотна.

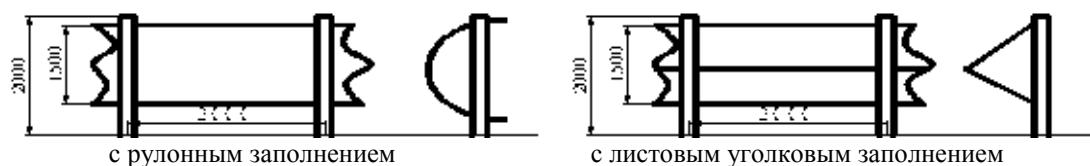


Рисунок 4 – Временные пространственные снегозащитные средства

На основе проделанного анализа по снегозадерживающим устройствам предложена полезная модель, которая относится к области дорожного строительства и может быть использована при защите транспортных дорог от снежных заносов, а также при задержа-

ния снега в поле. Известно, снегозадерживающее устройство, изготовленное из деревянных плашек, которые сбиты в щиты разных конструкций с фиксируемыми размерами при помощи гвоздей [1].

Недостатком известного снегозадерживающего устройства является использование большого объема дорогостоящих деревянных пиломатериалов с низкой долговечностью, значительным весом конструкции, неустойчивостью при значительном снеге и ветровой нагрузке.

Известно снегозадерживающее устройство, включающее щиты с каркасами, состоящими из соединенных между собой вертикальных и горизонтальных планок, причем вертикальные планки содержат нанизанные на них полиэтиленовые бутылки, жестко вставленные своими горлышками в днища соседних бутылок [2]. Недостатком этого устройства является низкая мобильность установки, неустойчивость, сложность конструкции, их дороговизна. При вторичном использовании бутылок, недостатком будет являться подбор одинаковых по геометрическим размерам бутылок для составления геометрически подобных щитов.

Прототипом полезной модели является снегозадерживающее устройство, содержащее установленные наклонно друг к другу щиты, изготовленные из стержней, образующих геометрически неизменный треугольник, и соединенных между собой на вершинах внахлест, причем треугольники свободно стыкуются двумя вершинами с вершинами соседних в ряд установленных треугольников. Устройство снабжено щитовыми экранами, выполненными из упругого материала и размещенными в проемах внутри треугольников и, кроме того, между шахматно расположенными треугольниками, причем последние размещены под углом к продольной оси устройства. Шахматно и наклонно расположенные треугольники закреплены между собой затяжками на уровне середины высоты устройства, причем одна из вершин треугольников является опорой и свободно установлена на поверхности земли. Устройство имеет торцевые треугольники, расположенные наклонно и поперек продольной оси устройства, причем одной вершиной они стыкуются с крайними шахматно расположенными треугольниками, а двумя другими вершинами свободно опираются на поверхность земли [3]. Недостатком данного устройства является сложность изготовления щитов, содержащих детали различной длины и толщины, а также потребность в отслуживших автопокрышках, причем одного размера, для составления и сборки щитов. К тому же щиты будут иметь большой вес, так как содержат большое количество подвешенных в щитах покрышек, что значительно затруднит их сборку и установку, а также потребует установки массивных, надежных опор, что повлечет общее удорожание конструкции. Задача, на решение которой направлено заявляемое техническое решение, заключается в повышении эффективности снегозадержания, а также в снижении трудоемкости установки-переустановки щитов на поверхности с любым рельефом и плотностью грунта.

Технический результат заключается в возможности регулирования сечения пропускных отверстий и расширении технологических возможностей щитов без их разборки, а также в установке закольцованного комплекса щитов на любой поверхности с любым рельефом и твердостью опорной поверхности.

Сущность полезной модели состоит в том, что щиты выполнены из планок, расположенных внахлест в виде подвижной решетки и закольцованны между собой. Полезная мо-

дель поясняется чертежами (рис. 5). На рис. 6 показана схема снегозащитного устройства с минимальной пропускной способностью, вплоть до полного отсутствия пропускных отверстий. На рис. 7 представлена фотография снегозадерживающих щитов, по форме выполненных в виде решетки, закольцованной в снегозадерживающее устройство.

Снегозадерживающее устройство содержит щиты 1, выполненные из подвижно соединенных планок 2, которые соединены между собой подвижно при помощи жесткого соединяющего элемента 3, выполненного, например из гвоздей. Щиты 1 закольцованы в единое снегозадерживающее устройство при помощи ремня, скоб 4 или др. Высота щита 1 (h) минимальна, ширина (b) максимальна, а величина отверстия по площади максимальна (рис. 6, а). В случае если высота щита 1 (h) больше, то размеры отверстия по площади меньше (рис. 6, б), что приводит к снижению пропускной способности щита. Если высота щита 1 (h) максимальна, ширина (b) минимальна (рис. 6), то площадь пропускных отверстий сведена к возможному минимуму.

Снегозадерживающее устройство работает следующим образом: ветровой поток, насыщенный снежными частицами, двигаясь с большой скоростью, набегает на щиты 1 снегозащитного устройства. Планки 2 щита 1, выполненные с возможностью увеличения или уменьшения проходного отверстия при помощи жесткого соединяющего элемента 3, регулируют поступление снежного потока в зависимости от силы ветра. В зависимости рельефных условий, силы ветра щиты могут быть закольцованы, например при помощи ремня 4. При этом уменьшается его энергия, а частицы снега стремятся упасть на опорную поверхность. Кольцевая форма снегозащитного устройства вначале принимает ветро-снеговой поток выпуклой стороной щитов, а затем, по мере продвижения ветра, вогнутой стороной щитов. Кольцевая форма снегозадерживающего устройства позволяет мгновенно принять порывы снежного ветрового потока с любой стороны, так как не имеет граней. Одновременно снежно-ветровой поток, даже с одинаково установленными размерами отверстий решетки щитов, проходит сквозь их отверстия под различным углом к закольцованным щитам, а значит, под различным углом стоящее к ветру отверстие будет иметь различную площадь для прохода ветра. Иными словами, поворачиваемый к ветровому потоку щит с отверстиями под углом к направлению ветра будет иметь постоянно изменяющееся по ходу кольца сечение косого отверстия. Соответственно, по краям снегозащитного устройства, перпендикулярно к снежно-ветровому потоку, его пропускная способность будет меньше, как и расстояние между выпуклой и вогнутой стороной снегозащитного устройства. Кольцевая форма снегозадерживающего устройства заставляет набегающий снежно-ветровой поток резко менять свое направление, поток ветра начинает от краев двигаться к середине устройства, где встречается с потоком, двигающимся в максимальные отверстия, и перекрестным воздействием гасит его. Дальше, по ходу ветрового потока, он встречается со второй стенкой снегозадерживающего устройства, где гасится окончательно. В зависимости от требуемой пропускной способности можно устанавливать несколько устройств одно за другим регулировать высоту снегозадерживающего устройства, а также ширину и площадь ромбовидных косых отверстий, образованных планками щитов. Планки соединены подвижно, поэтому сдвигая их, мы как бы выравниваем их в вертикальной плоскости, одновременно увеличивая высоту и уменьшая расстояние между сторонами отверстия в горизонтальной плоскости. Чем меньше отверстия, тем меньше пропускная способность щитов и, соответственно, боль-

ше задерживающая способность.

Рассматриваемое устройство по сравнению с известными позволяет регулировать пропускную способность снегозадерживающих щитов без их разборки, путем изменения формы подвижной решетки, образуемой планками щитов. Легкий вес и простота установки позволяют мобильно передислоцировать щиты в места наибольшей потребности в них, причем для мобильной установки щитов не требуются дополнительные опоры, а для сборки самих щитов не требуются поперечные планки, что значительно снижает трудоемкость сборки-разборки щитов и расширяет технологические возможности представленного устройства.

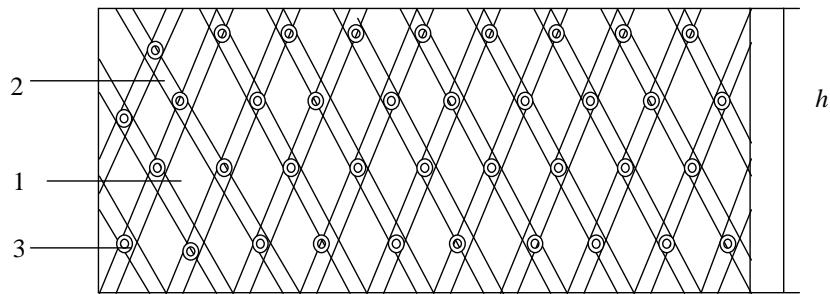


Рисунок 5 – Схема снегозадерживающего устройства, общий вид щита

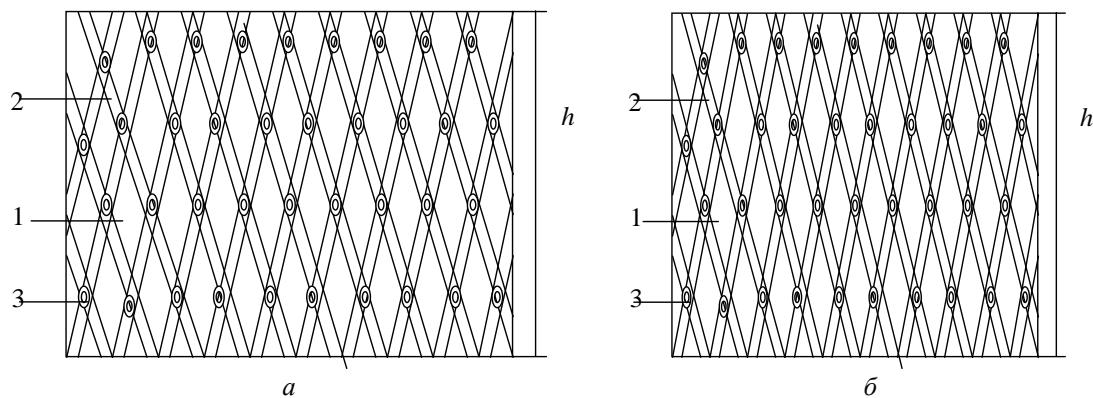


Рисунок 6 – Схема снегозадерживающего устройства, с меньшей пропускной способностью



4

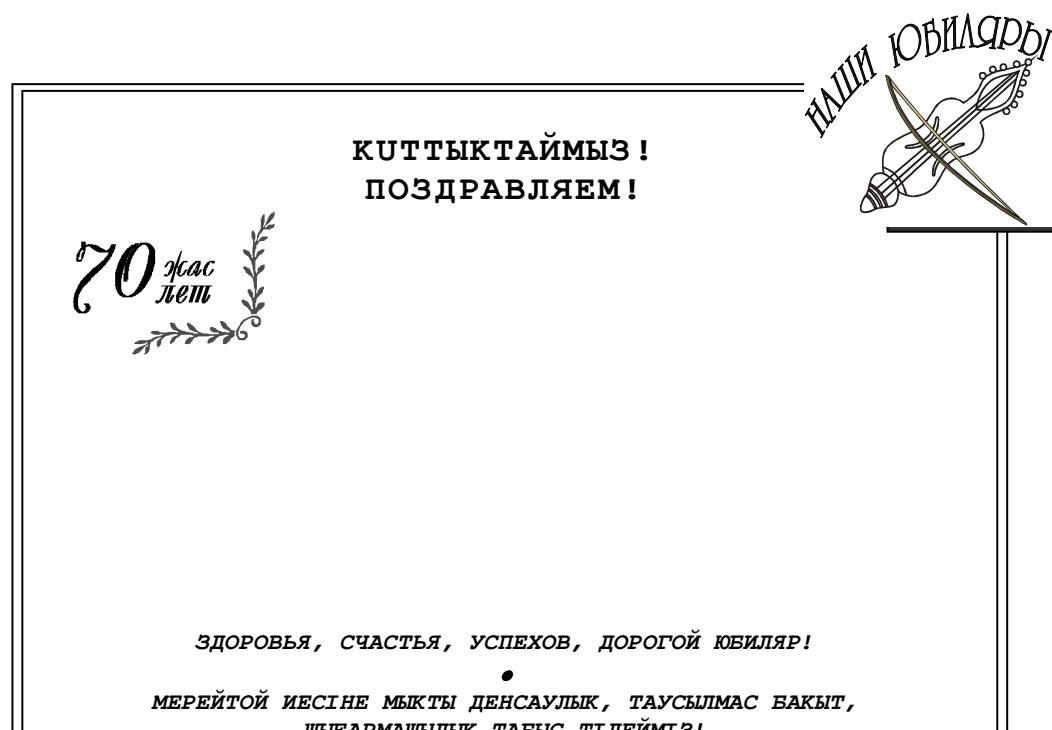
Рисунок 7 – Фотография снегозадерживающего щита

Таким образом, на основании выполненных экспериментальных исследований по устройству новых видов снегозащитных устройств для уменьшения снегоприноса с последующим образованием наката и наледей, можно сделать следующие выводы. В практике зимнего содержания из-за дорогоизны изготовления и расходов по завозу и обратному вывозу вначале и в конце зимы, а также неоднократных перестановок со значительными потерями времени и трудозатрат после каждой выработки ограждения, а также из-за ограниченности финансирования использование временных переносных щитов, изготовленных из дерева, ничтожно мало. В связи с этим, очевидно, что экономически целесообразно оснащать и устанавливать снегозащитные щиты, изготовленные серийно из отходов пластиковой промышленности не только на автомобильных дорогах, но и на железных дорогах, что способствовало бы значительной экономической эффективности, уменьшению снегоприноса, улучшению безопасных условий движения в зимний период.

Список литературы

1. Зимнее содержание автомобильных дорог / Ред. Дюнин А.К. - М., 1983. - С. 65.
2. Описание изобретения к предварительному патенту РК №8425, Е01F 7/00; Опубл. 14.01.2000; Бюл. № 1
3. Описание изобретения к предварительному патенту РК № 12102, Е01F 7/02; Опубл. 15.10.2002; Бюл. № 10.

Получено 10.12.2010





**ЖАКСЫЛЫКОВА
МАЯКА ФАЙЗУЛОВИЧА,**

кандидата педагогических наук, доцента ка-
федры физвоспитания и спорта

