

# **ВЕСТНИК**

## **НАЦИОНАЛЬНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО**

### **УНИВЕРСИТЕТА “ХПИ”**

---

**Сборник научных трудов**  
**Тематический выпуск**  
**«Автомобиле-и тракторостроение»**

**58. 2008**

**Издание основано Национальным техническим университетом «ХПИ» в 2002 году**

#### **Госиздание**

Свидетельство Госкомитета по информ-  
мационной политике Украины  
КВ N5256 от 2.07.2001

#### **КООРДИНАЦИОННЫЙ СОВЕТ**

##### **Председатель**

Л.Л. ТОВАЖНЯНСКИЙ, д-р техн. наук, проф.

##### **Зам. Председателя**

А.П. Марченко, д-р техн. наук, проф.  
Е.И. Сокол, д-р техн. наук, проф.

##### **Секретарь координационного совета**

К.А. Горбунов, канд. техн. наук, доц.

Е.Е. Александров, д-р техн. наук, проф.  
Т.С. Воропай, д-р фил. наук, проф.  
М.Д. Годлевский, д-р техн. наук, проф.  
А.И. Грабченко, д-р техн. наук, проф.  
В.Г. Данько, д-р техн. наук, проф.  
В.Д. Дмитренко, д-р техн. наук, проф.  
В.Б. Клепиков, д-р техн. наук, проф.  
В.А. Лозовой, д-р техн. наук, проф.  
А.К. Марачковский, д-р техн. наук, проф.  
П.Г. Перерва, д-р техн. наук, проф.  
Н.И. Погорелов, д-р техн. наук, проф.  
М.И. Рыщенко, д-р техн. наук, проф.  
В.Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.  
В.П. Себко, д-р техн. наук, проф.  
В.И. Таран, д-р физ-мат. наук, проф.  
Ю.В. Тимофеев, д-р техн. наук, проф.

#### **РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ**

##### **Ответственный редактор**

В.Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.

##### **Зам. ответственного редактора**

Н.Е. Сергиенко, канд. техн. наук, доц.

##### **Ответственный секретарь**

В.И. Мироненко, канд. техн. наук, доц.

Е.Е. Александров, д-р техн. наук, проф.  
В.П. Волков, д-р техн. наук, проф.  
Д.О. Волонцевич, д-р техн. наук, проф.  
О.В. Григоров, д-р техн. наук, проф.  
Б.И. Кальченко, д-р техн. наук, проф.  
А.Т. Лебедев, д-р техн. наук, проф.  
В.И. Омеляненко, д-р техн. наук, проф.  
В.П. Писарев, д-р техн. наук, проф.  
М.А. Подригало, д-р техн. наук, проф.  
А.М. Пойда, д-р техн. наук, проф.  
В.П. Сахно, д-р техн. наук, проф.  
А.П. Солтус, д-р техн. наук, проф.

#### **АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ**

61002, Харьков, ул. Фрунзе, 21  
Кафедра «Автомобиле-и  
тракторостроения»

Тел. (057) 70-76-464

УДК 629.113:629.114

**Вестник НТУ «ХПИ».** Сборник научных трудов. Тематический выпуск «Автомобиле-и тракторостроение». – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2008. - № 58, - 167 с.

У збірнику представлено теоретичні та практичні результати наукових досліджень та розробок, що виконані викладачами вищої школи, аспірантами, студентами, науковими співробітниками, спеціалістами різних організацій та підприємств.

Для наукових співробітників, викладачів, аспірантів, спеціалістів.

В сборнике представлены теоретические и практические результаты научных исследований и разработок, которые выполнены преподавателями высшей школы, аспирантами, студентами, научными сотрудниками, специалистами различных организаций и предприятий.

Для научных работников, преподавателей, аспирантов, специалистов.

**Друкується за рішенням Вченої ради НТУ «ХП»**

**Протокол № 12 від 28. 11. 2008 р.**

УДК 621.225:51.001.57

**САМОРОДОВ В.Б., БУРЛЫГА М.Б., КОВАЛЬ А.А., РОГОВ А.В.,  
САМОРОДОВ Б.В.**, НТУ «ХПИ», КГПУ, ОАО «Азот»

## **МЕТОДИКА УТОЧНЕНИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ОБЪЕМНОГО КПД АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ ГИДРОНАСОСОВ**

Розроблено та апробовано методику по уточненню математичної моделі об'ємних втрат та об'ємного ККД щодо гідромашин аксіально-поршневого типу на прикладі математичної моделі втрат і ККД Городецького К.І. шляхом уточнення коефіцієнтів втрат. Отримані результати порівняння відносних похибок по моделі Городецького К.І. для гідронасосу ГСТ-90 вказують, що ідентифіковані коефіцієнти втрат більш ефективні.

**Введение.** Коэффициенты потерь для определения объемных и механических потерь а также КПД в объемных гидромашинах аксиально-поршневого типа в расчетно-теоретических исследованиях оставались постоянными практически в течении 30 лет [2, 3]. За это время развитие гидромашиностроения в мире, в частности в Украине на ОАО «Гидросила», шло по пути уменьшения потерь в парах трения, уменьшения внешних утечек, внутренних перетечек, а также потерь на сжатие рабочей жидкости. Это достигалось путем рационального выбора материалов пар трения [1, 4-7], зазоров в них, эффективных с точки зрения эксплуатации рабочих жидкостей, минимизации потерь, как гидромеханических так и объемных, использованием новых высокоточных технологий.

**Анализ последних достижений и публикаций.** За три десятилетия практически в два раза уменьшились средние рабочие зазоры в торцевом распределителе (с 30-40 мкм до 15-20 мкм), в поршневой группе (с 15-20 мкм до 7-10 мкм) [6, 7], более чем на 50% выросла максимальное рабочее (клапанное) давление в объемных гидромашинах [7]. Уменьшению потерь, повышению надежности деталей и узлов аксиально-поршневых гидромашин, работающих в составе трансмиссий мобильных машин, способствовало также внедрение большого числа конструкторско-технологических мероприятий по их усовершенствованию [5, 7].

**Цель и постановка задачи.** Разработка и апробация методики по уточнению математической модели объемных потерь и объемного КПД для гидромашин аксиально-поршневого типа на примере математической модели потерь и КПД Городецкого К.И.

**Математическая модель и алгоритм решения задачи.** Воспользуемся известными и общепринятыми соотношениями для объемного КПД  $\eta_{o1}$  гидронасоса и гидромотора  $\eta_{o2}$ , работающих в составе ГОП в прямом потоке мощности [3]. Здесь и далее индекс «1» относится к регулируемому гидронасосу, а индекс «2» – к нерегулируемому гидромотору соответственно:

$$\eta_{o1} = 1 - \frac{K_{y1}}{\mu} \cdot \frac{\Delta p}{DV|e_1|} \cdot \left( \frac{\omega_{1\max}}{|\omega_1|} + C_{y1} \right) \quad (1); \quad \eta_{o2} = \frac{1}{1 + \frac{K_{y2}}{\mu} \cdot \frac{\Delta p}{DV|e_2|} \cdot \left( \frac{\omega_{2\max}}{|\omega_2|} + C_{y2} \right)}, \quad (2)$$

где в соответствии с работами [3] для гидронасоса и гидромотора соответственно приняты следующие значения коэффициентов потерь:

$$K_{y1} = 0,156 \cdot 10^{-3} \mu, \quad c_{y1} = 3,67 \quad (3) \quad K_{y2} = 0,146 \cdot 10^{-3} \mu, \quad c_{y2} = 4,1. \quad (4)$$

Построим методику по уточнению математической модели объемного КПД на основании последних экспериментальных данных (данные ОАО «Гидросила») с помощью оптимизационной технологии, используя значения коэффициентов потерь по формулам (3), (4) в качестве первых приближений.

Введем три группы индексов  $i, j, k$ , которые характеризуют конкретные экспериментальные режимы работы гидронасоса ГСТ-90 и относятся соответственно к трем линейным массивам. Индекс  $i = \overline{1,7}$  меняется по углу наклона шайбы гидронасоса  $\gamma_1$ , то есть  $i=1$  для  $\gamma_1=1^\circ$ ,  $i=2$  для  $\gamma_1=3^\circ$ ,  $i=3$  для  $\gamma_1=6^\circ$ ,  $i=4$  для  $\gamma_1=9^\circ$ ,  $i=5$  для  $\gamma_1=12^\circ$ ,  $i=6$  для  $\gamma_1=15^\circ$ ,  $i=7$  для  $\gamma_1=18^\circ$ . Индекс  $j = \overline{1,6}$  меняется по значению перепада рабочего давления гидронасоса  $\Delta p$ , то есть  $j=1$  для  $\Delta p=3.5$  МПа,  $j=2$  для  $\Delta p=7$  МПа,  $j=3$  для  $\Delta p=14$  МПа,  $j=4$  для  $\Delta p=21$  МПа,  $j=5$  для  $\Delta p=28$  МПа,  $j=6$  для  $\Delta p=35$  МПа. Индекс  $k = \overline{1,6}$  меняется по значению угловой скорости гидронасоса  $\omega_1$ , то есть  $k=1$  для  $\omega=10.467$  рад/с (100 об/мин),  $k=2$  для  $\omega=20.933$  рад/с (200 об/мин),  $k=3$  для  $\omega=41.867$  рад/с (400 об/мин),  $k=4$  для  $\omega=83.734$  рад/с (800 об/мин),  $k=5$  для  $\omega=157$  рад/с (1500 об/мин),  $k=6$  для  $\omega=261.67$  рад/с (2500 об/мин).

Сконструируем для гидронасоса в прямом потоке мощности безразмерный квадратичный минимизирующий функционал:

$$\Phi_{kj}(K_{y1}[k, j], C_{y1}[k, j]) = \left[ \sum_{i=1}^{i_{\max}} \left( 1 - \frac{\eta_{o1}[i, j, k]}{\eta_{o1}^{\text{эксн}}[i, j, k]} \right)^2 \right]_{\substack{k=\overline{1, k_{\max}} \\ j=\overline{1, j_{\max}}}}, \quad (5)$$

где  $\Phi_{kj}(K_{y1}[k, j], C_{y1}[k, j])$  – суммарное построчное значение безразмерной квадратичной ошибки, характеризующей накопленную по строке разность между расчетным  $\eta_{o1}[i, j, k]$  и экспериментальным  $\eta_{o1}^{\text{эксн}}[i, j, k]$  значениями объемных КПД гидронасоса на режиме, который характеризуется тройкой индексов  $i, j, k$  (по строке меняется только индекс  $i = \overline{1,7}$ ).

В развернутом виде с учетом (5) имеем:

$$\Phi_{kj}(K_{y1}[k, j], C_{y1}[k, j]) = \left[ \sum_{i=1}^{i_{\max}} \left( 1 - \frac{1 - \frac{K_{y1}[i, j, k]}{\mu} \cdot \frac{\Delta p[j]}{DV|e_1[i]} \cdot \left( \frac{\omega_{1\max}}{|\omega_1[k]|} + C_{y1}[i, j, k] \right)}{\eta_{o1}^{\text{эксн}}[i, j, k]} \right)^2 \right]_{\substack{k=\overline{1, k_{\max}} \\ j=\overline{1, j_{\max}}}} \quad (6)$$

Предлагается следующая процедура идентификации коэффициентов потерь  $K_{y1}$  и  $C_{y1}$ . На рис.1 показано построение тренда для коэффициента потерь  $K_{y1}$ , вычисленного по формуле:

$$\overline{K}_{y1}[j] = \left[ \frac{1}{k_{\max}} \sum_{k=1}^{k_{\max}} K_{y1}[k, j] \right]_{j=1, \overline{j_{\max}}} \quad (7)$$

Выражение (7) дает среднее значение коэффициента  $\overline{K}_{y1}$  в зависимости от перепада давления  $\Delta p$  для всего спектра угловых скоростей  $\omega_1$  вала гидронасоса (реализация одного и того же  $\Delta p$  возможна для всех возможных  $\omega_1$ ).

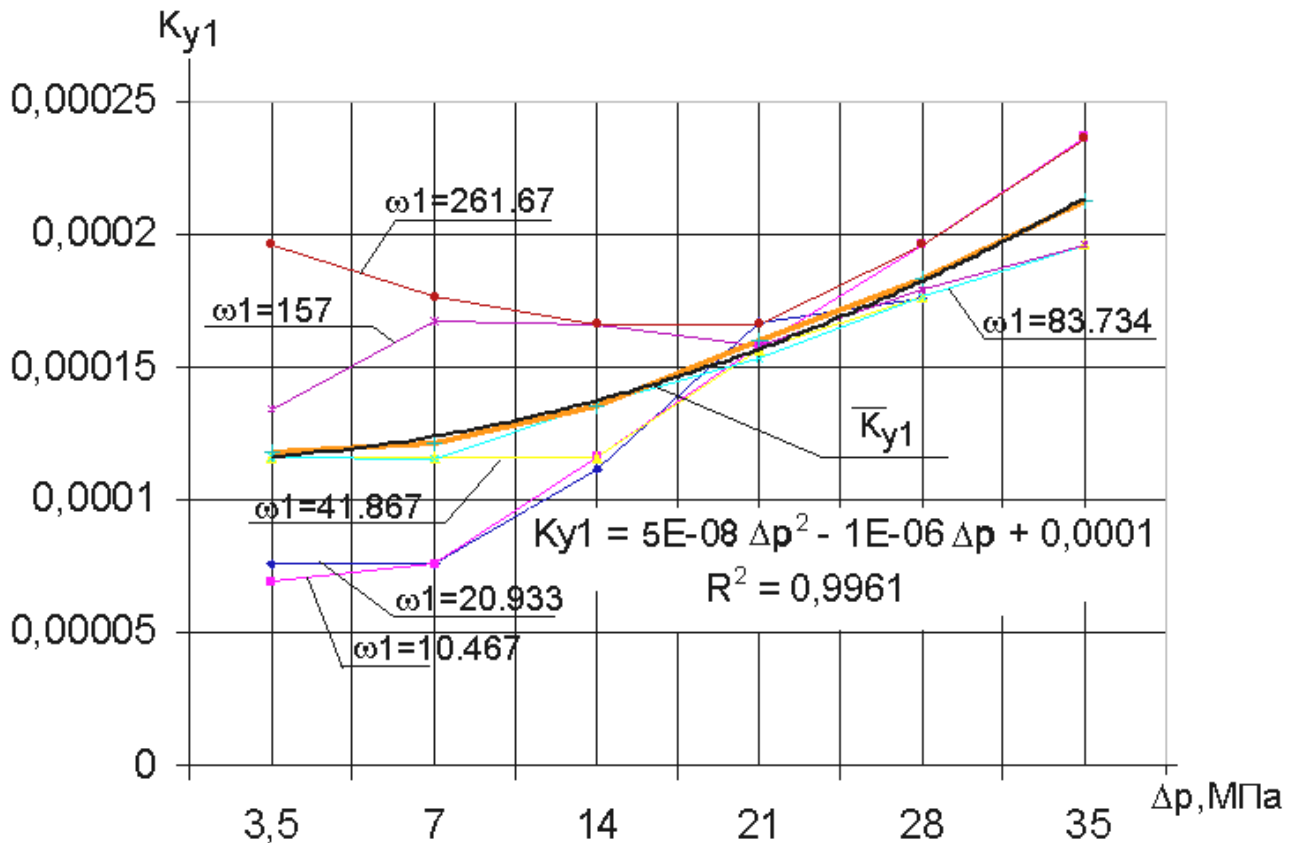


Рисунок 1 – Линия тренда для коэффициента потерь  $\overline{K}_{y1}$  для гидронасоса

Линия тренда для коэффициента потерь  $\overline{K}_{y1}$  аппроксимирована с достаточно высокой точностью полиномом второго порядка. Квадрат смещенной корреляции  $R^2=0,9961$  ( $R^2 \in [0, 1]$ ) достаточно точно отражает близость значений линии тренда к реальным экспериментальным данным.

По аналогии с соотношением (7) и рис.1 строится линия тренда для коэффициента потерь  $\overline{C}_{y1}$  (рис.2) с использованием формулы, учитывающей весь спектр изменения угловых скоростей  $\omega_1$  вала гидронасоса:

$$\bar{C}_{y1}[j] = \left[ \frac{1}{k_{\max}} \sum_{k=1}^{k_{\max}} C_{y1}[k, j] \right]_{j=\overline{1, j_{\max}}} \quad (8)$$

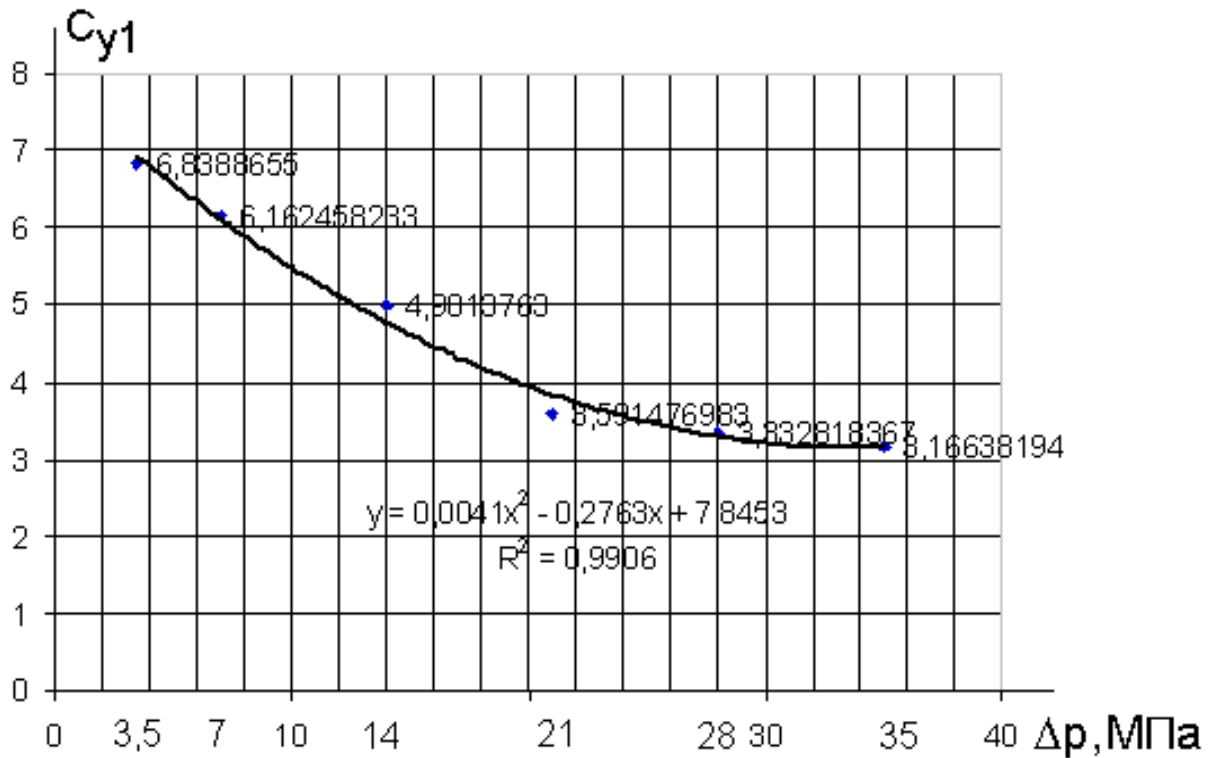


Рисунок 2 – Линия тренда для коэффициента потерь  $\bar{C}_{y1}$  для гидронасоса

Представим далее выражения для  $K_{y1}$  и  $C_{y1}$  в виде:

$$K_{y1} = a_1 \Delta p^2 + a_2 \Delta p + a_3 = (a_1 \ a_2 \ a_3) \times (\Delta p^2 \ \Delta p \ 1)^T = \bar{a} \times (\Delta p^2 \ \Delta p \ 1)^T; \quad (9)$$

$$C_{y1} = b_1 \Delta p^2 + b_2 \Delta p + b_3 = (b_1 \ b_2 \ b_3) \times (\Delta p^2 \ \Delta p \ 1)^T = \bar{b} \times (\Delta p^2 \ \Delta p \ 1)^T, \quad (10)$$

где  $a_p (p=\overline{1,3})$  – варьируемые коэффициенты линии тренда для  $K_{y1}$  с начальными значениями  $a_1^0 = 5 \cdot 10^{-8}$ ;  $a_2^0 = -1 \cdot 10^{-6}$ ;  $a_3^0 = 1 \cdot 10^{-4}$  (см. рис.1);  $b_p (p=\overline{1,3})$  – варьируемые коэффициенты линии тренда для  $C_{y1}$  с начальными значениями  $b_1^0 = 0.0041$ ;  $b_2^0 = -0.2763$ ;  $b_3^0 = 7.8453$  (см. рис.2).

Оптимизируем теперь методом Хука-Дживса квадратичный функционал, теоретический минимум которого равен нулю, по всему множеству  $\eta_{\text{экс}}^{\text{нас}}(i, j, k)$ :

$$\Phi(\bar{a}, \bar{b}) = \sum_i \sum_j \sum_k \left[ 1 - \frac{1 - K_{y1}(\bar{a}) \frac{\Delta p(j)}{DVe(i)} \left( \frac{\omega_{\max}}{\omega_1(k)} + C_{y1}(\bar{b}) \right)}{\eta_{\text{экс}}^{\text{нас}}(i, j, k)} \right]^2 =$$

$$= \sum_i \sum_j \sum_k \left[ 1 - \frac{1 - (a_1 \Delta p^2 + a_2 \Delta p + a_3) \frac{\Delta p(j)}{DVe(i)} \left( \frac{\omega_{\max}}{\omega_1(k)} + (b_1 \Delta p^2 + b_2 \Delta p + b_3) \right)}{\eta_{\text{экс}}^{\text{нас}}(i, j, k)} \right]^2 \rightarrow 0 \quad (11)$$

Оптимизация компонент векторов  $a$  и  $b$  методом Хука-Дживса дает следующий результат:

$$K_{y1} = 73 \cdot 10^{-9} \Delta p^2 + 996875 \cdot 10^{-12} \cdot \Delta p + 99831543 \cdot 10^{-12}; \quad (12)$$

$$C_{y1} = 0.003900475 \Delta p^2 - 0.276782015 \Delta p + 7,844410944. \quad (13)$$

Оптимизация компонент векторов  $a$  и  $b$  методом Пауэлла дает:

$$K_{y1} = -0.0000000100199909 \Delta p^2 + 0.00000487196681943 \cdot \Delta p + 0.00005917092975633; \quad (14)$$

$$C_{y1} = 0.00390047455400884 \Delta p^2 - 0.27678201520113316 \Delta p + 7,84441094358421953. \quad (15)$$

Использование других оптимизационных методов (Розенброка, Нелдера-Мида) для квадратичного функционала в виде (7), а также для функционала, в котором все скобки в квадратах заменены модулями, дали выражения для коэффициентов потерь  $K_{y1}$  и  $C_{y1}$ , приводящие к большим относительным погрешностям при вычислении объемного КПД гидронасоса по сравнению с экспериментом.

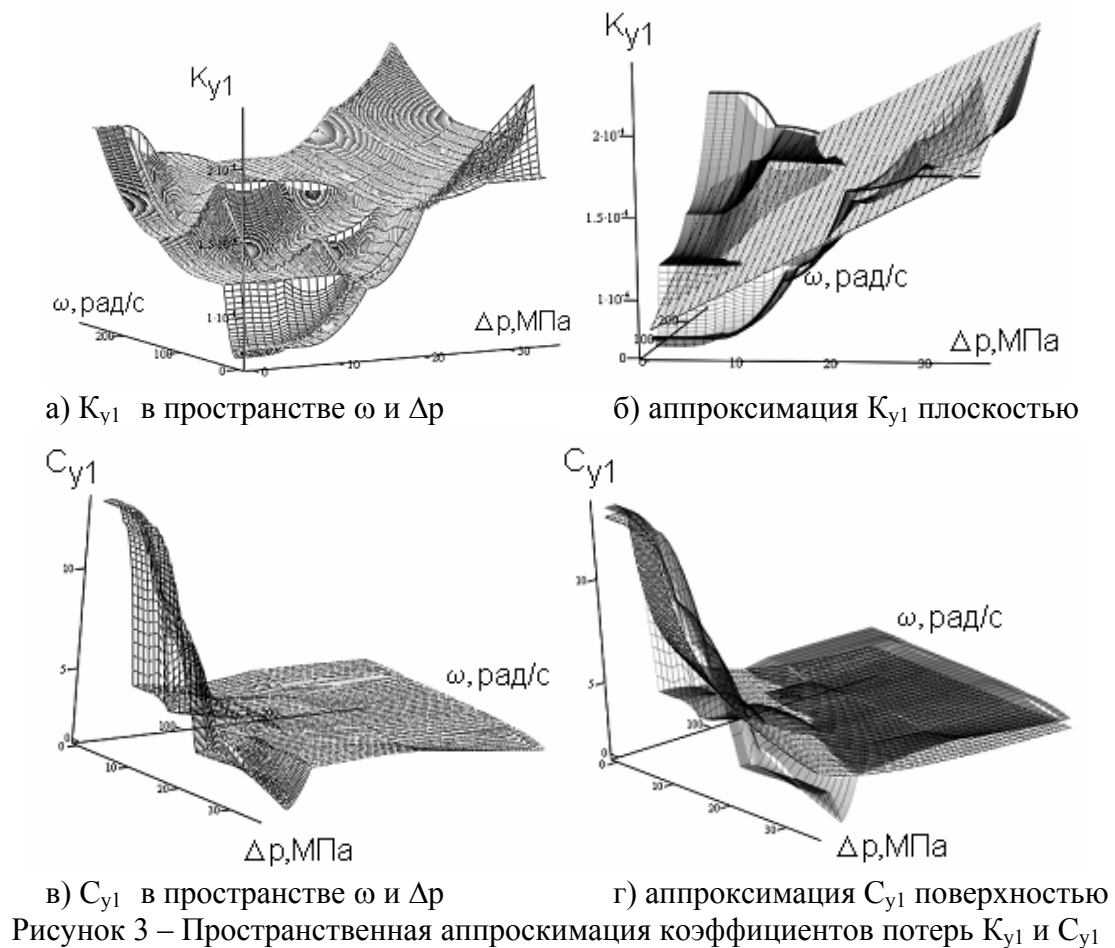
Также была сделана попытка пространственной аппроксимации коэффициентов потерь  $K_{y1}$  и  $C_{y1}$  с помощью плоскости для  $K_{y1}$  и с помощью гиперболической поверхности для  $C_{y1}$  (рис.3).

В результате пространственной аппроксимации получены следующие выражения для коэффициентов потерь:

$$K_{y1} = 0.028933 \cdot 10^{-10} \Delta p - 0.212404 \cdot 10^{-8} \cdot \omega + 0.811415 \cdot 10^{-4}; \quad (16)$$

$$C_{y1} = \frac{1}{0.014136 \cdot 10^{-6} \cdot \Delta p + 0.491494 \cdot 10^{-2} \cdot \omega - 0.024291} + 2.1280615 \quad (17)$$

Анализ результатов проведенного исследования показал, что наиболее рациональными можно принять коэффициенты потерь, которые даны соотношениями (12)-(15), так как в данном случае наблюдается наименьшее отклонение относительных ошибок по величине и их количеству от экспериментальных данных.



Предложенная методика основывается на получении дискретных пар коэффициентов потерь  $K_{y1}$  и  $C_{y1}$  высокой точности для определения дискретных значений объемного КПД при построчном применении функционалов (5),(6). Для каждого из этих коэффициентов строится линия тренда в виде полинома (в нашем случае второго порядка) с учетом средних значений коэффициентов потерь по угловой скорости вала гидронасоса во всем диапазоне его угловых скоростей. Далее с использованием методов оптимизации нулевого порядка оптимизируются коэффициенты полинома, входящие в общий функционал (11) по всему множеству экспериментальных данных.

**Анализ результатов реализации математической модели.** В таблице 1 представлены результаты сравнения относительных ошибок по модели Городецкого К.И. учитывающей предложенные коэффициенты потерь по формулам (12) и (13) только для режима  $i = \overline{1,7}, j = \overline{1,6}, k=6$  для  $\omega=261.67$  рад/с (2500 об/мин) ввиду ограниченного объема статьи.

Анализ результатов табл.1 убеждает, что построчная минимизация квадратичного функционала (6) дает такие значения коэффициентов потерь  $K_{y1}$  и  $C_{y1}$ , которые обеспечивают исключительно высокую точность (в десятки и даже в сотни раз более высокую точность на ряде рабочих режимов) между расчетными и экспериментальными значениями КПД гидронасоса. Очевидно, что модель Городецкого К.И. на ряде режимов имеет неприемлемую точность (выходящую за



Таблица 1 – Сравнение результатов оптимизационных процедур по уточнению математической модели объемного КПД гидронасоса

(Об/мин)/ (рад/с)	МПа	Способ оптимизации	Коэффициенты потерь		Функционал	Углы наклона шайбы гидронасоса, градусы							
<i>n/w</i>	<i>Δp</i>		<i>Ky</i>	<i>Cy</i>	<i>Φ</i>	<i>1</i>	<i>3</i>	<i>6</i>	<i>9</i>	<i>12</i>	<i>15</i>	<i>18</i>	
						1	2	3	4	5	6	7	
2500/ 261.67	3,5	Городецкий К.И.	0,000156	3,67	0,0014564	3,7668	0,565	0,2141	0,094	0,0275	0,0072	0,0212	1
		Аппр-ция по Р и е	<b>0,000196</b>	<b>3,8415259</b>	<b>0,0003385</b>	<b>0,6238</b>	<b>1,5053</b>	<b>0,6774</b>	<b>0,4</b>	<b>0,2552</b>	<b>0,1732</b>	<b>0,1274</b>	2
		Оптимальная аппр-ция	<b>0.0001042149</b>	<b>6.928475</b>		<b>2,3738</b>	<b>0,9817</b>	<b>0,419</b>	<b>0,23</b>	<b>0,128</b>	<b>0,0728</b>	<b>0,0447</b>	3
		Аппр-ция по пов.	0.00008169758	2.92018		9,5882	1,1767	0,6439	0,473	0,3943	0,3414	0,2966	4
	7	Городецкий К.И.	0,000156	3,67	0,0018988	4,1898	1,0658	0,3828	0,169	0,0656	0,3395	0,0528	5
		Аппр-ция по Р и е	<b>0,000176</b>	<b>3,7577785</b>	<b>0,0005668</b>	<b>0,7262</b>	<b>2,0196</b>	<b>0,8467</b>	<b>0,474</b>	<b>0,2921</b>	<b>0,1596</b>	<b>0,0948</b>	6
		Оптимальная аппр-ция	<b>0.0001103867</b>	<b>6.1121</b>		<b>2,3913</b>	<b>1,561</b>	<b>0,624</b>	<b>0,328</b>	<b>0,183</b>	<b>0,2461</b>	<b>0,0239</b>	7
		Аппр-ция по пов.	0.00008169759	2.920179		17,181	2,5118	1,3571	0,976	0,7841	1,0142	0,6064	8
	14	Городецкий К.И.	0,000156	3,67	0,0025217	4,9485	0,6713	0,0482	0,144	0,2384	0,2966	0,3321	9
		Аппр-ция по Р и е	<b>0,000166</b>	<b>3,7177173</b>	<b>0,000344</b>	<b>0,4452</b>	<b>1,6987</b>	<b>0,5303</b>	<b>0,17</b>	<b>0,0069</b>	<b>0,114</b>	<b>0,182</b>	10
		Оптимальная аппр-ция	<b>0.0001280958</b>	<b>4.7807</b>		<b>3,9641</b>	<b>0,8959</b>	<b>0,154</b>	<b>0,076</b>	<b>0,188</b>	<b>0,2567</b>	<b>0,2993</b>	11
		Аппр-ция по пов.	0.00008169761	2.920179		38,609	7,008	3,5557	2,49	1,9692	1,6617	1,4534	12
	21	Городецкий К.И.	0,000156	3,67	0,0069005	7,7575	1,8603	1,2494	1,067	0,9898	0,9347	0,901	13
		Аппр-ция по Р и е	<b>0,000166</b>	<b>3,6590316</b>	<b>0,0002602</b>	<b>0,2263</b>	<b>0,4655</b>	<b>0,6274</b>	<b>0,669</b>	<b>0,6977</b>	<b>0,7053</b>	<b>0,7131</b>	14
		Оптимальная аппр-ция	<b>0.0001529589</b>	<b>3.8511</b>		<b>5,3569</b>	<b>1,4409</b>	<b>1,062</b>	<b>0,948</b>	<b>0,902</b>	<b>0,8657</b>	<b>0,8445</b>	15
		Аппр-ция по пов.	0.00008169763	2.920179		80,383	14,548	6,9073	4,694	3,6464	3,0207	2,6096	16
	28	Городецкий К.И.	0,000156	3,67	0,0074251	-	6,874	3,4472	2,538	1,4584	1,8905	1,7245	17
		Аппр-ция по Р и е	<b>0,000196</b>	<b>3,5222234</b>	<b>0,0002097</b>	-	<b>0,5376</b>	<b>0,3648</b>	<b>0,6</b>	<b>0,0607</b>	<b>0,7915</b>	<b>0,8275</b>	18
		Оптимальная аппр-ция	<b>0.000184976</b>	<b>3.3233</b>		-	<b>3,5307</b>	<b>2,057</b>	<b>1,664</b>	<b>0,828</b>	<b>1,3947</b>	<b>1,3199</b>	19
		Аппр-ция по пов.	0.00008169765	2.920179		-	26,044	11,42	7,55	5,0736	4,7331	4,0447	20
	35	Городецкий К.И.	0,000156	3,67	0,0361607	-	16,1312	6,8699	4,703	3,7297	3,1941	2,8229	21
		Аппр-ция по Р и е	<b>0,000236</b>	<b>3,1197984</b>	<b>0,0004487</b>	-	<b>0,7687</b>	<b>0,5035</b>	<b>0,797</b>	<b>0,9264</b>	<b>1,0182</b>	<b>1,0545</b>	22
		Оптимальная аппр-ция	<b>0.0002241472</b>	<b>3.1973</b>		-	<b>1,4119</b>	<b>1,325</b>	<b>1,301</b>	<b>1,288</b>	<b>1,299</b>	<b>1,2827</b>	23
		Аппр-ция по пов.	0.00008169767	2.920179		-	44,4342	17,532	11,24	8,4244	6,8383	5,7846	24

трехпроцентный барьер) при использовании коэффициентов потерь, рекомендованных в работе [3]. Например, это позиции табл.1 (первая цифра – номер столбца, вторая – номер строки таблицы): 1-1, 1-5, 1-9, 1-13, 2-17, 2-21, 3-17, 3-21, 4-21, 5-21, 6-21, 7-111. Причем, неудовлетворительная точность модели Городецкого К.И. наблюдается, прежде всего, при малых углах наклона шайбы гидронасоса. Здесь величина трехпроцентной относительной ошибки между экспериментом и расчетом отражает известную в теории и практике объемного гидропривода максимальную среднестатистическую ошибку измерения объемного КПД [2, 3, 5, 7]. В табл.1 темно-серым цветом выделены относительные ошибки, которые «проигрывают» в сравнении с результатами модели Городецкого К.И., однако не превосходят трехпроцентного барьера. Качественно аналогичные результаты по точности получены также для всего спектра угловых скоростей  $\omega_1$  ( $k = \overline{1,6}$ ), перепадов давления  $\Delta p$  ( $j = \overline{1,6}$ ) и параметра регулирования  $e$  ( $i = \overline{1,7}$ ). Попытка пространственной аппроксимации оказалась неудачной, что видно из табл.1.

Таким образом, в подавляющем большинстве случаев идентифицированные в настоящей работе коэффициенты потерь  $K_{y1}$  и  $C_{y1}$  по формулам (12) и (13), более эффективны чем в модели Городецкого К.И., и полученные значения указанных коэффициентов наиболее адекватно на сегодняшний день описывают объемные потери и объемный КПД в объемных гидромашинах аксиально-поршневого типа.

**Выводы.** 1. Разработана и апробирована методика по уточнению математической модели объемных потерь и объемного КПД для гидромашин аксиально-поршневого типа на примере математической модели потерь и КПД Городецкого К.И. [2, 3] путем идентификации коэффициентов потерь. 2. Получены результаты сравнения относительных ошибок по модели Городецкого К.И., учитывающей предложенные коэффициенты потерь для всего спектра имеющихся экспериментальных данных для гидронасоса ГСТ-90. Результаты показали, что идентифицированные коэффициенты потерь  $K_{y1}$  и  $C_{y1}$ , более эффективны, чем в модели Городецкого К.И., что дает возможность наиболее адекватно на сегодняшний день описать объемные потери и объемный КПД в объемных гидромашинах аксиально-поршневого типа.

**Список литературы:** 1. Аврамов В.П., Самородов В.Б. Гидрообъемные передачи в гидрообъемных трансмиссиях транспортных машин: Учеб. Пособие.–Харьков:ХПИ.–1986.–76с. 2. Городецкий К.И.. Механический КПД объемных гидромашин //Вестник машиностроения.– 1977.– №7.– С.19-23. 3. Городецкий К.И., Михайлин А.А. Математическая модель объемных гидромашин //Вестник машиностроения.– 1981.– №9.– С.14-17. 4. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости (конструкции, теория, проектирование, расчет, производство, эксплуатация) в10-ти томах. Том 3: Трансмиссии, Книга 2: Бесступенчатые трансмиссии: расчет и основы конструирования / В.Б. Самородов, Е.Е. Александров, Д.О. Волонцевич, А.С. Палащенко / под ред. Е.Е. Александрова. – Харьков: ХГПУ, 1997.–185 с. 5. Объемные гидромеханические передачи: Расчет и конструирование / О.М. Бабаев, Л.И. Игнатов, Е.С. Кисточкин и др.–Л.: Машиностроение,1987.–256 с. 6. Панасенко С.М. Объемные потери торцового распределения аксиально-поршневой гидромашин гидропривода трансмиссии трактора // Тракторная энергетика в растениеводстве: Сб.науч.тр. - Харьков: ХГТУСХ.- 1999. - С. 113-120. 7. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных транспортных машин / Самородов В.Б., Александров Е.Е., Лебедев А.Т. и др. – Харьков: ХГАДТУ.– 2001.– 642 с.

УДК 629.1.032.531.3

**САМОРОДОВ В.Б., РЕБРОВ А.Ю.,** НТУ «ХПИ»

# **РАЗВИТИЕ КЛАССИЧЕСКИХ МЕТОДОВ ТЯГОВОГО РАСЧЕТА ТРАКТОРА С УЧЕТОМ ОСНОВНЫХ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ МТА**

Запропоновано математичну модель основних техніко-економічних показників (ТЕП) роботи машино-тракторного агрегату на базі колісного трактора в агрегаті з плугом, побудовану на основі просторово-топологічних підходу. Отримані дані, зв'язують основні ТЕП та дають змогу науково обґрунтувати раціональне агрегування та режими роботи колісних тракторів на прикладі ВАТ „ХТЗ ім. С. Орджонікідзе”.

**Введение.** Развитие методов теории трактора неразрывно связано с совершенствованием технологий сельскохозяйственного производства, повышением технического уровня тракторов, пересмотром концепции развития трактора как машины данного функционального назначения. Методы определения свойств и показателей трактора постоянно совершенствуются и уточняются, получают развитие новые подходы в реализации задач теории трактора. В настоящее время на наш взгляд получили широкое распространение два направления развития в теории трактора. К первому следует отнести совершенствование методов определения основных технико-экономических показателей (ТЭП) машинотракторного агрегата (МТА) в целом с учетом агрегируемого орудия. И второе – это развитие новой тягово-энергетической концепции трактора. Оба эти направления рассматривают совместно энергетическое средство – трактор и модуль приводного или не приводного сельскохозяйственного орудия, что дает предпосылки для решения актуальной задачи – повышения основных ТЭП МТА.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Определение тягово-скоростных характеристик колесного трактора, оснащенного механической трансмиссией, с учетом буксования и влияния увеличения сопротивления плуга от скорости движения МТА, решалась в работах [2, 4, 5-10]. В работах [3-5, 8-10] приведены уточненные математические модели тягово-мощностного баланса трактора, описана взаимосвязь суммарной крюковой нагрузки, реальной скорости движения МТА, эффекта буксования МТА при одновременном учете потерь в трансмиссии, потерь на буксование, перекачивание и скоростной составляющей потерь при обработке почвы в процессе тяговых технологий. В работе [9] представлена математическая модель, позволяющая установить взаимосвязи крюковой нагрузки (с учетом скоростных потерь по Горячкину В.П. [1]), с потерями в гидрообъемно-механической трансмиссии с учетом буксования колесного трактора и определить основные ТЭП МТА в целом. Пространственно-топологический подход [10] в представлении взаимосвязей между основными ТЭП МТА позволяет получить полную картину его функционирования и определить зоны, в которых МТА наиболее полно реализует свои потенциальные возможности.

**Цель и постановка задачи.** Целью настоящей работы является обоснование выбора параметров МТА на базе колесного трактора с позиций повышения его основных ТЭП на основе пространственно-топологических представлений, а также изучение факторов, определяющих производительность МТА, включая режимы работы и агрегатирование, на примере тракторов ХТЗ-17121.

**Математическая модель и алгоритм решения задачи.** Для полноприводных колесных тракторов с компоновкой, выполненной по схеме 4К4б – с колесами одинакового размера тягово-сцепные качества и производительность агрегатов на их основе определяются комплексом конструктивных параметров и технологических свойств.

Традиционно тяговый расчет трактора начинается с выбора массы трактора и двигателя, которые обеспечат выполнение энергонасыщенных операций при заданной скорости движения. Известно [2], что масса трактора связана с номинальным тяговым усилием на крюке посредством коэффициента, который находится в узких пределах для каждой компоновочной схемы. Выбор массы трактора и его двигателя в данной работе не рассматривается. Остановимся на определении основных ТЭП для колесного трактора в агрегате с плугом.

Касательная сила тяги, развиваемая колесным движителем по двигателю, зависит от характеристики самого двигателя, параметров трансмиссии и ходовой системы трактора:

$$P_{km1} = \frac{M_d \cdot u_1 \cdot \eta_{tp1}}{r_{c1}}; \quad P_{km2} = \frac{M_d \cdot u_2 \cdot \eta_{tp2}}{r_{c2}} \quad (1)$$

где  $M_d$  – значение крутящего момента двигателя, соответствующее внешней скоростной характеристике, Нм;

$u_1, u_2, \eta_{tp1}, \eta_{tp2}$  – передаточное число и КПД участков трансмиссии привода переднего и заднего мостов;

$r_{c1}, r_{c2}$  – статические радиусы ведущих колес трактора.

Принимая допущение о том, что двигатель работает на внешней скоростной характеристике, представляем его крутящий момент в виде функции угловой скорости коленчатого вала. Варьируя передаточным числом трансмиссии в достаточно широких пределах можно определить значения касательной силы тяги по двигателю. Однако, в полностью касательные силы тяги (1) не могут быть реализованы вследствие перераспределения крутящего момента по мостам трактора. Для тракторов марки ХТЗ применен жесткий привод к ведущим мостам – межосевой дифференциал отсутствует.

С другой стороны реализация тягового сопротивления, развиваемого плугом, зависит от сцепных свойств движителя и характеристик почвы. Тяговые свойства колесного движителя определяются площадью пятна контакта колес с опорой, динамическим радиусом колеса, прессованием и сдвигом грунта. Указанные параметры зависят от прогиба шин ведущих колес, [11, 12]:

$$f_{wi} = \frac{c_{2i} \cdot G_i}{2 \cdot (p_{wi} + p_{oi})} + \sqrt{\left( \frac{c_{2i} \cdot G_i}{2 \cdot (p_{wi} + p_{oi})} \right)^2 + c_{1i} \cdot G_i}, \quad (2)$$

где  $G_i$  – нагрузка на колесо, кН ;

$p_{0i}$ ,  $c_{1i}$ ,  $c_{2i}$  – постоянные для данной шины коэффициенты, кПа, м<sup>2</sup>/кН, 1/м;

$p_{ши}$  – внутришинное давление, кПа.

В процессе реализации тягового усилия происходит перераспределение веса между мостами трактора. Вес, приходящийся на переднее и заднее колеса, Н:

$$G_1 = \frac{G \cdot \frac{l_2}{L} - \left( P_{км1} - f \cdot G \cdot \frac{l_2}{L} \right) \cdot \frac{h_{кр}}{L}}{2};$$

$$G_2 = \frac{G \cdot \frac{l_1}{L} + \left( P_{км1} - f \cdot G \cdot \frac{l_1}{L} \right) \cdot \frac{h_{кр}}{L}}{2}$$
(3)

где  $l_1$ ,  $l_2$ ,  $h_{кр}$  – расстояние от центра масс трактора до передней, задней осей и высота приложения крюковой нагрузки от опоры соответственно.

Расположение центра тяжести трактора выбирают из условия равномерного распределения веса по мостам при реализации номинального тягового усилия:

$$l_2 = 0,5 \cdot L + \frac{P_{кр.ном} \cdot h_{кр}}{G}$$
(4)

Коэффициент, зависящий от размеров шины и ее нормы слойности [11], кПа:

$$p_{0i} = \left( 16,7 \cdot (n_{ci} - 1) \cdot \sqrt{\frac{D_i}{b_i} - 1,4} \right) - 28 \quad ,$$
(5)

где  $n_{ci}$  – норма слойности шины;

$D_i$ ,  $b_i$  – наружный диаметр и ширина профиля шины, м.

Коэффициенты выражения (2) определяются зависимостями [11]:

$$c_{1i} = \frac{(x_{1i}^2 + x_{2i}^2) \cdot (y_{1i} + y_{2i}) - (x_{1i} + x_{2i}) \cdot (x_{1i} \cdot y_{1i} + x_{2i} \cdot y_{2i})}{2 \cdot (x_{1i}^2 + x_{2i}^2) - (x_{1i} + x_{2i})^2};$$
(6)

$$c_{2i} = \frac{2 \cdot (x_{1i} \cdot y_{1i} + x_{2i} \cdot y_{2i}) - (x_{1i} + x_{2i}) \cdot (y_{1i} + y_{2i})}{2 \cdot (x_{1i}^2 + x_{2i}^2) - (x_{1i} + x_{2i})^2}.$$
(7)

Коэффициенты  $x_{1i}$ ,  $x_{2i}$ ,  $y_{1i}$ ,  $y_{2i}$  определяются при двух внутришинных давлениях и соответствующим им максимальным нагрузкам на колесо, приведенным в ГОСТ 7463-80:

$$x_{1i} = \frac{f_{cwi}}{p_{ш.мин i} + p_{0i}}; \quad x_{2i} = \frac{f_{cwi}}{p_{ш.макс i} + p_{0i}}; \quad y_{1i} = \frac{f_{cwi}^2}{Q_{мин i}}; \quad y_{2i} = \frac{f_{cwi}^2}{Q_{макс i}},$$
(8)

где  $p_{ш.\min i}$ ,  $Q_{\min i}$  – минимально допустимое давление в шине и максимально допустимая нагрузка при этом давлении;

$p_{ш.\max i}$ ,  $Q_{\max i}$  – максимально допустимое давление в шине и максимально допустимая нагрузка при этом давлении;

$f_{ши}$  – статические прогибы шин:

$$f_{ши} = \frac{D_i}{2} - r_{ci}, \quad (9)$$

где  $D_i$ ,  $r_{ci}$  – наружный диаметр и статический радиус шины.

Используя формулу (2) можно определить прогиб шины, а также рассчитать площадь пятна контакта с опорой и динамический радиус шины в зависимости от ее конструктивных параметров, внутришинного давления и нагрузки на колесо. Динамический радиус колеса:

$$r_{ki} = \frac{D_i}{2} - f_{ши}. \quad (10)$$

Пятно контакта шины с грунтом представляет собой эллипс, контурная площадь которого:

$$F_{ki} = \frac{\pi}{4} \cdot a_{ki} \cdot b_{ki}, \quad (11)$$

где  $a_{ki}$ ,  $b_{ki}$  – большая и малая полуоси эллипса, либо длина и ширина пятна контакта.

Статистический анализ результатов статических испытаний шин показал, что ширина пятна контакта и его длина могут быть определены по зависимостям [11, 12]:

$$a_{ki} = c_{3i} \cdot \sqrt{D_i \cdot f_{ши} - f_{ши}^2}. \quad (12)$$

$$b_{ki} = 2 \cdot \sqrt{2 \cdot R_{при} \cdot f_{ши} - f_{ши}^2}. \quad (13)$$

где  $c_{3i}$  – коэффициент, зависящий от размеров и нормы слоистости шины;

$R_{при}$  – приведенный коэффициент.

$$c_{3i} = \frac{20,5}{11,9 + \left| \frac{D_i}{b_i} - \frac{|n_{ci} - 9|}{2} - 3 \right|}. \quad (14)$$

$$R_{при} = \frac{b_i + H_i}{2,5}, \quad (15)$$

где  $H_i$  – высота профиля шины.

$$H_i = \frac{D_i - D_{ni} \cdot 0,0245}{2}, \quad (16)$$

где  $D_{ni}$  – номинальный посадочный диаметр обода, дюйм.

Качение колеса по сминаемому основанию – грунту сопровождается процессами колееобразования, определяющими прессование и уплотнение грунта, сопротивление качению. Деформация грунта под колесом моста [12]:

$$h_{vi} = \sqrt[3]{\frac{G_i^2}{k_0^2 \cdot b_{ki}^2 \cdot D_i}} \quad (17)$$

где  $k_0$  – коэффициент объемного смятия почвы [12].

Сила сопротивления качению колеса:

$$P_{fi} = G_i \cdot \sqrt{\frac{G_i}{k_0 \cdot b_{ki} \cdot D_i^2}}, \quad (18)$$

Коэффициент сопротивления качению:

$$f_i = \frac{P_{fi}}{G_i}. \quad (19)$$

Уплотнение грунта характеризуется максимальным давлением под колесом  $q_{\max}$  и параметром уплотняющего воздействия на почву (УВП)  $U$ .

Максимальное давление под колесом, кПа:

$$q_{\max i} = 0,832 \cdot \sqrt{\frac{G_i}{2 \cdot b_i \cdot R_{\text{нп}i}} \cdot \frac{\sigma_{ki} \cdot \sigma_0}{\sigma_{ki} + \sigma_0}}. \quad (20)$$

где  $\sigma_0$  – предел прочности на одноосное сжатие [12];

$\sigma_{ki}$  – модуль упругости шины.

$$\sigma_{ki} = \frac{1,59 \cdot G_i}{a_{ki} \cdot f_{\text{ши}i}} \quad (21)$$

Показатель УВП определяется максимальным давлением колес переднего и заднего мостов на почву, кН/м:

$$U = 1,25 \cdot b_i \cdot (q_{\max i} + 0,3 \cdot k_U \cdot q_{\max i+1}) \quad (22)$$

где  $k_U$  – коэффициент, характеризующий число проходов колес по участку грунта.

$$k_U = \frac{1}{\lg 2 - \lg 1} - \left( \frac{1}{\lg 2 - \lg 1} - 1 \right) \cdot \frac{q_{\max i}}{q_{\max i+1}}, \text{ если } q_{\max i+1} \geq q_{\max i}, \text{ иначе } k_U = 1 \quad (23)$$

Значение допустимого значения параметра УВП  $[U]=75$  кН/м, его превышение приводит к снижению урожайности обрабатываемых культур.

Зная нагрузки на колеса мостов и динамические радиусы колес, уточняем значения касательных сил тяги, принимая допущение о том, что для жесткого межосевого привода момент между мостами распределяется пропорционально распределению веса трактора по мостам:

$$\begin{aligned} P_{k1} &= \frac{M_d \cdot u_1 \cdot \eta_{\text{тп1}}}{r_{k1}} \cdot \frac{2 \cdot G_1}{G}; \\ P_{k2} &= \frac{M_d \cdot u_2 \cdot \eta_{\text{тп2}}}{r_{k2}} \cdot \frac{2 \cdot G_2}{G} \end{aligned} \quad (24)$$

При жестком межосевом приводе существует кинематическое несоответствие между линейными относительными скоростями движения в пятне контакта колес с грунтом. Это несоответствие вызвано несколькими причинами. Во-первых, для тракторов с колесами разных размеров невозможно подобрать передаточные числа в приводах мостов так, чтобы обеспечить равенство линейных скоростей в пятне контакта. Во-вторых, даже для тракторов с шинами равных типоразмеров возможен разный износ шин, а также разные нагрузки и давления в шинах мостов, что обуславливает разные динамические радиусы колес. Такое несоответствие вызывает циркуляцию мощности в контуре привода мостов, и характеризуется коэффициентом кинематического несоответствия [2, 12]:

$$k_H = \frac{r_{ki}}{r_{ki+1}} \cdot \frac{u_{i+1}}{u_i}. \quad (25)$$

Максимально возможная по сцеплению с почвой касательная сила тяги моста трактора определяется зависимостью:

$$P_{k\varphi i} = 2 \cdot (c_c \cdot F_{ki} + G_i \cdot \operatorname{tg}(\varphi_c)), \quad (26)$$

где  $C_c$ ,  $k_c$ ,  $\varphi_c$  – коэффициенты, характеризующие свойства почвы.

Буксование колес мостов определяется решением уравнений:

$$P_{ki} = P_{k\varphi i} \cdot \left( 1 - \frac{k_c \cdot (1 - \delta)}{\delta \cdot a_{ki}} \cdot \left( 1 - e^{\frac{-\delta \cdot a_{ki}}{k_c \cdot (1 - \delta)}} \right) \right). \quad (27)$$

Однако, полученные значения буксования мостов по формуле (27) не будут согласованы, так как они определены исключительно исходя из свойств почвы, характеристик движителя и режима работы двигателя. Буксования мостов должны быть



согласованы и удовлетворяют условию совместного движения вместе с трактором при одинаковой действительной скорости:

$$V_{т1} \cdot (1 - \delta_1) = V_{т2} \cdot (1 - \delta_2). \quad (28)$$

Поэтому уточняем значение буксования переднего и заднего мостов:

$$\delta_1 = \begin{cases} \delta_1, & \text{при } k_n \leq 1 \\ 1 - \frac{1}{k_n} \cdot (1 - \delta_2) \end{cases}; \quad \delta_2 = \begin{cases} \delta_2, & \text{при } k_n \geq 1 \\ 1 - k_n \cdot (1 - \delta_1) \end{cases}. \quad (29)$$

Полученные значения коэффициентов буксования при помощи (29) дают одинаковую действительную скорость трактора:

$$V = V_i = (1 - \delta_i) \cdot \frac{\omega_{дв} \cdot r_{ki}}{u_i}. \quad (30)$$

Максимально возможная ширина захвата плуга из условий обеспечения 100% загрузки двигателя на данном скоростном режиме определяется с использованием «рациональной» формулы В.П. Горячкина [1]:

$$B = \frac{\sum_{i=1}^2 P_{k\phi i} \cdot \left( 1 - \frac{k_c \cdot (1 - \delta_i)}{\delta_i \cdot a_{ki}} \cdot \left( 1 - e^{\frac{-\delta_i \cdot a_{ki}}{k_c \cdot (1 - \delta_i)}} \right) \right) - \sum_{i=1}^2 f_i \cdot G_i - f_n \cdot G_n}{k \cdot h \cdot \left( 1 + \frac{\varepsilon}{k} \cdot V^2 \right)} \quad (31)$$

где  $G_n$  – вес плуга;

$f_n$  – коэффициент, характеризующий потери на передвижение плуга;

$k, \varepsilon$  – коэффициенты, характеризующие сопротивление пласта деформации (удельное сопротивление почвы), форму рабочей поверхности корпуса плуга и технологические свойства почвы;

$h$  – глубина вспашки.

Сила тяги на крюке, [1]:

$$P_{кр} = f_n \cdot G_n + k \cdot B \cdot h \cdot \left( 1 + \frac{\varepsilon}{k} \cdot V^2 \right). \quad (31)$$

Производительность МТА, га/ч:

$$S = 0,36 \cdot B \cdot V. \quad (32)$$

Погектарный расход топлива кг/га:

$$W = \frac{Q_{\text{дв}}}{S}. \quad (33)$$

где  $Q_{\text{дв}}$  – часовой расход топлива двигателем в соответствии с внешней скоростной характеристикой.

Крюковая мощность МТА:

$$N_{\text{кр}} = P_{\text{кр}} \cdot V. \quad (34)$$

Эффективность работы МТА оценивается по крюковому и эффективному КПД:

$$\eta_{\text{кр}} = \frac{N_{\text{кр}}}{N_e}. \quad (35)$$

$$\eta_{\text{эф}} = \frac{k \cdot B \cdot h \cdot V}{N_e} \quad (36)$$

Таким образом, представленная математическая модель основных ТЭП МТА позволяет оценить его функциональные качества с учетом ограничений по скорости обработки почвы, ее допустимому уплотнению с позиций максимума производительности, минимума расхода топлива в зависимости от конструктивных параметров трактора и марки агрегатируемого орудия.

**Анализ результатов реализации математической модели.** Исходные данные выбраны для трактора ХТЗ -17221 весом 91 кН с двигателем ЯМЗ-236ДЗ номинальной мощностью 128 кВт и шинами 21,3 R24; внутришинное давление передних колес – 0,14 МПа, задних – 0,12 МПа, глубина вспашки  $h = 0,27$  м;  $\eta_{\text{тр}} = 0,87$ ; почва – средний суглинок:  $k = 40 \dots 60$  кН/м<sup>2</sup>;  $f_{\text{п}} = 0,5$ ;  $\varepsilon = 2 \dots 3$  кН·с<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>;  $C_c = 7300$  Па;  $k_c = 0,02$  м;  $\varphi_c = 30^\circ$ ;  $\sigma_0 = 2,6$  МПа;  $k_0 = 0,14 \cdot 10^7$  Н/м<sup>2</sup>; передаточное число трансмиссии варьировалось в пределах 30-80.

Расчеты производились для выполнения пахотных работ на разных фонах среднего суглинка, при этом удельное сопротивление грунта варьировалось в пределах  $k = 40 \dots 60$  кН/м<sup>2</sup>. В ходе расчета определялись режимы максимальной производительности агрегата и режимы максимальной крюковой мощности (табл. 1.), при этом необходимо отметить, оба режима реализовывались при максимальной развиваемой двигателем мощности, т.е. в режиме, близком к номинальному. Характерной особенностью является несовпадение указанных режимов, причем режим максимальной производительности в исследуемом диапазоне сопротивления почвы реализуется при передаточном числе трансмиссии 71-72, буксовании 15-19%, силе тяги на крюке 46-47 кН и скорости движения в очень узком интервале значений 1,54-1,59 м/с (5,5-5,7 км/ч). В тоже время режим максимальной крюковой мощности реализуется при передаточном числе трансмиссии 54, буксовании 8,3-8,9%, силе тяги на крюке 33,7 кН и скорости движения 2,3 м/с (8,2 км/ч).

Таблица 1 – Результаты расчетов технико-экономических показателей МТА

$k$ , кПа	$S$ , га/ч	$u_{тр}$	$B$ , м	$\delta_1$ , %	$\delta_2$ , %	$N_{кр}$ , кВт	$P_{кр}$ , кН	$V$ , м/с	$W$ , кг/га	$\eta_{кр}$	$\eta_{эф}$	$U$ , кН/м
Режим максимальной производительности												
40	1,385	72	2,49	18,39	16,84	72,6	47,0	1,54	17,47	0,627	0,465	190
50	1,138	71	2,00	17,56	16,04	73,2	46,3	1,58	21,26	0,632	0,478	190
60	0,967	71	1,68	17,29	15,79	73,4	46,0	1,59	25,15	0,634	0,487	190
Режим максимальной крутяковой мощности												
40	1,189	54	1,43	8,92	8,29	77,3	33,7	2,29	20,46	0,668	0,399	191
50	1,001	54	1,21	8,92	8,29	77,3	33,7	2,29	24,31	0,668	0,420	191
60	0,864	54	1,04	8,92	8,29	77,3	33,7	2,29	28,15	0,668	0,435	191

Взаимосвязи приведенных параметров приведены на рис. 1.

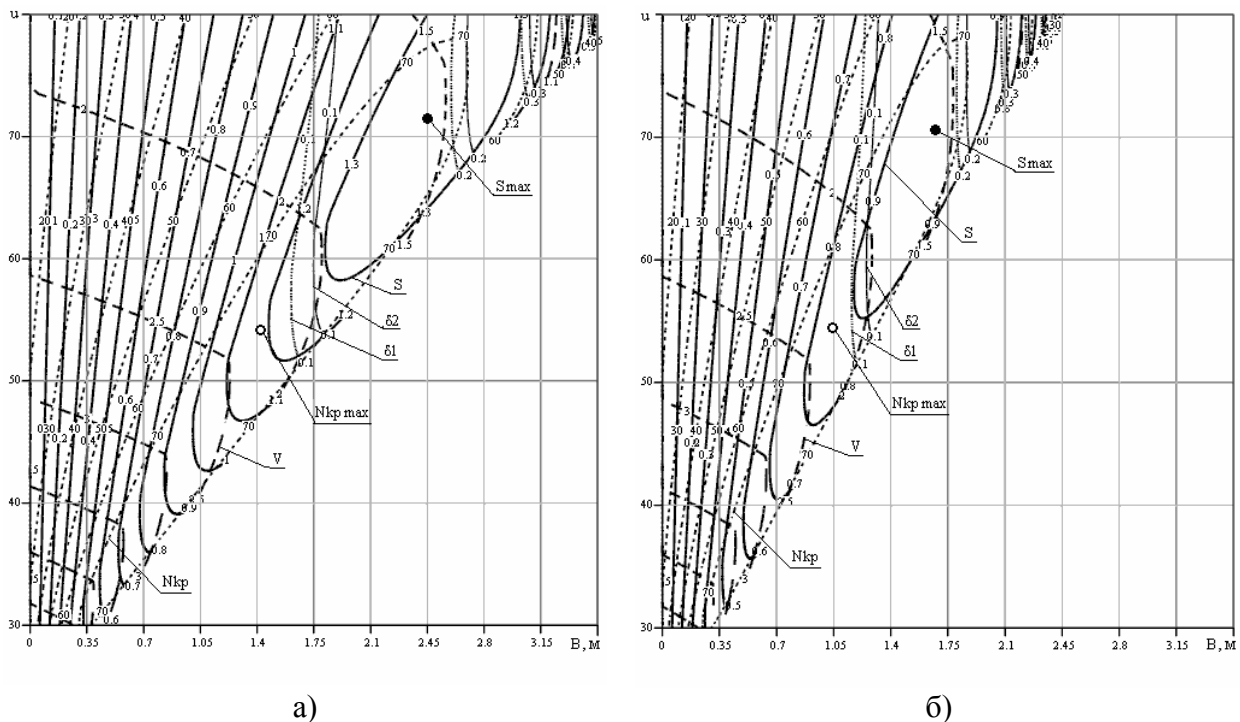


Рисунок 1. – Топология линий равных значений параметров МТА:  
а –  $k = 40 \text{ кН/м}^2$ , б –  $k = 60 \text{ кН/м}^2$

Для трактора ХТЗ -17221 передаточные числа трансмиссии на рабочем диапазоне составляют: 59,3; 50,2; 44,2; 37,8. Полученные значения передаточных чисел для режима максимальной крутяковой мощности близки (54) к имеющимся. Однако максимум производительности МТА наблюдается при передаточном числе 71-72.

### Выводы

1. Рациональным с точки зрения максимума производительности для трактора ХТЗ - 17221 является передаточное число трансмиссии 71-72, что позволяет повысить производительность на 12-16 % при снижении удельного расхода топлива на 11-15 %.
2. Режим максимальной производительности реализуется при буксовании 15-19%, силе тяги на крюке 46-47 кН и скорости движения 1,54-1,59 м/с (5,5-5,7 км/ч).
3. Для осуществления режима максимума производительности желательно для данного типа почвы агрегатировать трактор ХТЗ -17221 плугом со сменной шириной захвата. (Например, ПЛ-5-40 с шириной захвата  $B = 1,9...2,7$  м. и культурными корпусами для работы на скоростях 1,4...1,9 м/с).

**Список литературы:** 1. Акад. В.П. Горячкин. Рациональная формула силы тяги плугов. Теория, конструкция и производство сельскохозяйственных машин. Собрание сочинений., т.IV. Сельхозгиз, 1936, стр. 362. 2. Кутьков Г.М. / Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. – М.: Колос, 2004. – 504 с.: илл. 3. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві. // Навч. посібник / В.Т. Надикто, М.Л. Крижачківський, В.М. Кюрчев, С.Л. Абдула. – 2006. – 337 с., іл. 4. Самсонов В.А. / Оценка эффективности и сравнение тракторов при проектировании и модернизации. Тракторы и сельскохозяйственные машины. № 3. М.: – 2006. – С.11-16. 5. Самородов В.Б., Лебедев А.Т. Митропан Д.М., Сергиенко Н.Е. Рациональное агрегатирование тракторов на вспашке // Тракторы и сельскохозяйственные машины. М.: – 2004. – №11 – С. 43-55. 6. Мелешко М.Г., Бобровник А.И., Гуськов В.В., И.Н. Жуковский. Сомнительное сравнение тракторов//Тракторы и сельскохозяйственные машины. №6 М.: – 2005.– С.33-34. 7. Лебедев А.Т., Лебедев С.А. Оптимизация скорости движения тракторного агрегата // Вісник Полтавської державної аграрної академії. –Полтава: – 2006. – №4(43). –С.66-71. 8. Коваль А.А., Самородов В.Б./ Крюковая нагрузка и основные технико-экономические показатели колесного трактора на вспашке. Тракторы и сельскохозяйственные машины. №6 М.:2007.–С.15-17. Тракторы и сельскохозяйственные машины. №3 М.: 2007.–С.15-17. 9. Годлевский М.Д., Самородов Б.В. Развитие методики по определению основных технико-экономических показателей колесного трактора с бесступенчатой трансмиссией // Східно-європейський журнал передових технологій. – Харків.– 2006. – №6. – С. 27-30. 10. Самородов Б.В. Оптимизационный алгоритм по определению основных технико-экономических показателей трактора с гидрообъемно-механической трансмиссией // Збірник наукових праць Національної гірничої академії. – Дніпропетровськ: НГУ. – 2005. – №21. – С. 169-174. 11. Ходовая система – почва – урожай / И.П. Ксенович, В.А. Скотников, М.И. Ляско. – М.: Агропромиздат. – 1985. – 304 с. 12. Тракторы: теорія / В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др.; Под общ. ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение. – 1988. -376 с. 13. Проектування сільськогосподарських машин. Частина 1. Плуги загального призначення. За ред. М.В. Бакума. – Харків. -2003. -336 с.

УДК 621.753

**АБЛЯСКИН О.И.**, НТУ «ХПИ»

## **ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНОГО СПОСОБА БАЗИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ ПРИ КОНСТРУИРОВАНИИ СБОРОЧНЫХ ЕДИНИЦ**

Розглянуті особливості базування деталей складальних одиниць по циліндричним поверхням. Викладена методика призначення допустимих відхилень розмірів та розташування базових поверхонь спряжених деталей у залежності від схеми їх базування.

**Введение.** При разработке конструкторской документации важное значение имеет обоснование технических требований, предъявляемых к изготовлению деталей сборочных единиц. Правильное назначение этих требований имеет не только техническое значение – обеспечение необходимой работоспособности и долговечности конструкции, но и экономическое, определяющее стоимость изготовления соответствующих изделий.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Существующие нормативные материалы [1,2] не затрагивают вопросы обоснования технических требований к базовым поверхностям валов, корпусов, втулок и т.п., используемым для установки подшипников, зубчатых колес и др. Вопросы базирования деталей в таких сопряжениях рассмотрены в [3], где проанализированы ситуации, которые могут возникнуть при сопряжении деталей, имеющих те или иные отклонения расположения базовых поверхностей. Однако и в этой работе недостаточно освещена методика назначения характера сопряжения деталей при заданном допуске их взаимного расположения.

**Цель и постановка задачи.** Целью работы является рассмотрение вопросов выбора рационального способа базирования деталей на валах и в расточках корпусов и обоснование назначения технических требований к базовым поверхностям сопрягаемых деталей, изложение методики выбора характера сопряжения деталей по цилиндрическим поверхностям с целью обеспечения необходимых технических требований к их взаимному расположению.

**Обоснование технических требований к изготовлению деталей и их назначение.** Сборка сборочной единицы с обеспечением взаимозаменяемости при заданном расположении деталей в одном, например, осевом направлении, обеспечивается расчетом размерных цепей. Но существует также проблема обеспечения правильного углового (без перекоса) базирования деталей, устанавливаемых на валах и в расточках корпусов. Известно [3], что даже при сопряжении с натягом цилиндрическая поверхность не может обеспечить вполне определенное взаимное угловое расположение сопряженных деталей, если длина участка сопряжения менее 0,8 диаметра посадочной поверхности. С учетом этого обстоятельства должны назначаться соответствующие предельные значения отклонений расположения торцов сопрягаемых деталей относительно оси вращения либо оси расточки.

При механической обработке деталей в условиях крупносерийного или массового производства режущим инструментом, установленным на размер, размеры деталей распределяются в пределах поля допуска, как правило, по закону нормального

распределения. Рассеивание случайной величины около ее математического ожидания характеризуется дисперсией  $D$  или средним квадратичным отклонением  $\sigma$ , причем  $\sigma = \sqrt{D}$ . При распределении случайной величины по нормальному закону поле рассеивания в  $6\sigma$  ( $\pm 3\sigma$  от математического ожидания) представляет собой практически предельное поле рассеивания случайной величины – вероятность выхода случайной величины за границы значений  $\pm 3\sigma$  (процент риска) составляет 0,27%. Поэтому при рассмотрении вопросов точности изготовления деталей в машиностроении принимают величину допуска размера  $t = 6\sigma$  [3].

При определении суммарной погрешности (погрешности сборочной единицы) используют известное положение теории вероятности о дисперсии суммы нескольких независимых случайных величин [4]:

$$D \sum_{i=1}^n x_i = \sum_{i=1}^n D x_i, \quad (1)$$

где  $D x_i$  – дисперсия случайной величины  $x_i$ . В последнем выражении дисперсии являются показателями точности сборочной единицы и составляющих ее деталей, размеры которых являются влияющими на упомянутый показатель. Учитывая, что  $D x_i = \sigma_{x_i}^2$ , можно записать  $\sigma_{\Sigma}^2 = \sum_{i=1}^n \sigma_{x_i}^2$ , а так как  $\sigma_{\Sigma} = \frac{t_{\Sigma}}{6}$  и  $\sigma_{x_i} = \frac{t_i C_i}{6}$ , где в зависимости для  $\sigma_{x_i}$  учтен коэффициент приведения, то

$$t_{\Sigma} = \sqrt{\sum_{i=1}^n C_i^2 t_i^2}. \quad (2)$$

В этих зависимостях  $\sigma_{x_i}$  и  $\sigma_{\Sigma}$  – среднее квадратичное отклонение величины  $x_i$  и суммы величин соответственно;

$t_i$  и  $t_{\Sigma}$  – допуск размера составляющего (влияющего) звена и суммарный допуск этих размеров;

$n$  – количество деталей, размеры которых являются влияющими на показатель точности сборочной единицы;

$C_i$  – коэффициент приведения, определяющий направление и степень воздействия влияющего размера на конечный. Величину коэффициентов  $C_i$  определяют из рассмотрения расчетной схемы.

Опытным путем установлено [3], что, если расчетная схема содержит только векторные величины, при проектных расчетах в зависимость (2) для определения величины суммарного вектора погрешности следует вводить поправочный коэффициент, учитывающий характер рассеивания размеров в пределах их допусков и равный 0,85:

$$t_{\Sigma} = 0,85 \sqrt{\sum_{i=1}^n C_i^2 t_i^2}. \quad (3)$$

При сопряжении деталей по цилиндрической поверхности величина зазора в сопряжении  $\Delta = D - d$  является случайной величиной. Здесь  $D$  и  $d$  – соответственно диаметры отверстия и вала. Среднее значение зазора  $\Delta_m = Em - em$ , где  $Em$  и  $em$  – соответственно средние отклонения размеров отверстия и вала. Рассеивание величины зазора определяется выражением (2):  $t_\Delta = \sqrt{t_a^2 + t_b^2}$ , где  $t_a$  и  $t_b$  – допуски размеров соответственно отверстия и вала, рассматриваемые как случайные независимые скалярные величины. Наибольший  $\Delta_{\max}$  и наименьший  $\Delta_{\min}$  вероятностные зазоры в сопряжении  $\Delta_{\max} = \Delta_m + 0,5t_\Delta$ ;  $\Delta_{\min} = \Delta_m - 0,5t_\Delta$ . Погрешность базирования детали на валу определяется относительным поворотом (перекосом) детали  $l$  в пределах зазора  $\Delta$  (рис.1, а). Наибольшая и наименьшая вероятностные погрешности базирования (угол перекоса в радианах) составляют  $\omega_{ц\max} = \frac{\Delta_{\max}}{l}$ ;  $\omega_{ц\min} = \frac{\Delta_{\min}}{l}$ , где индекс "ц" указывает на осуществление базирования по цилиндрической поверхности. Отклонение торца детали  $l$  от перпендикулярности к оси вала определяется также величиной диаметра (плеча), на котором рассматривается это отклонение:  $Z_{ц} = \omega_{ц} d_a$ .

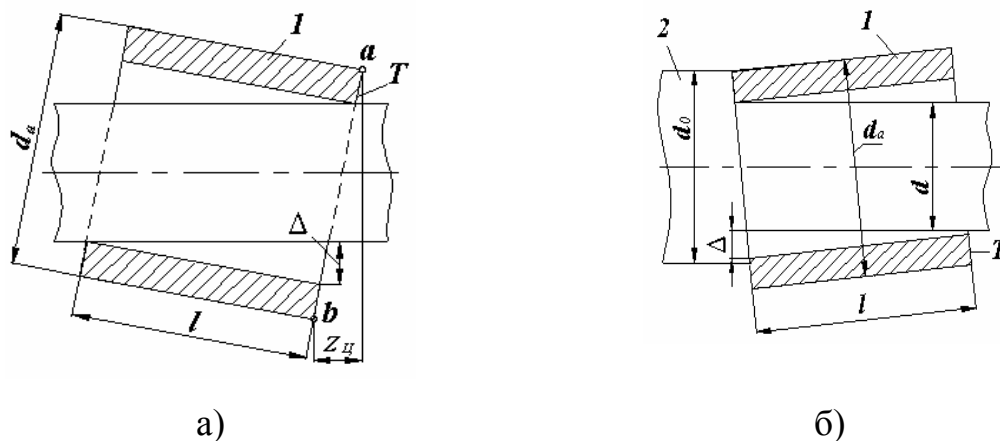


Рисунок 1 – Варианты базирования детали на валу:  
а – по цилиндрической поверхности; б – по торцу

При использовании торца  $T$  детали  $l$  в качестве базового для установки на вал следующей детали максимальная величина погрешности расположения этого торца определится выражением (3):  $t_\Sigma = 0,85\sqrt{Z_{ц\max}^2 + t_1^2}$ , где  $t_1$  – допуск перпендикулярности правого торца детали  $l$  к оси отверстия. Поскольку этот допуск рассматривается на диаметре  $d_a$ , коэффициент приведения при  $t_1$   $C_1 = \frac{d_a}{d_a} = 1$ .

Аналогичная ситуация возникает и при упоре левого торца детали  $l$  в буртик вала в случае, если перекося торца буртика относительно оси посадочной поверхности превышает перекося детали  $l$ , определяемый ее длиной и величиной зазора в сопряжении с валом.

На рис. 1, б показано положение детали, которое она займет в случае относительно большого диаметрального зазора, не препятствующего плотному

взаимному прилеганию торцов детали  $l$  и буртика вала. Максимальная величина погрешности расположения торца  $T$  детали  $l$  определится выражением

$$t_{\Sigma} = 0,85\sqrt{t_1^2 + C_2^2 t_2^2}, \quad (4)$$

где  $t_1$  – допуск параллельности торцов детали  $l$  на диаметре  $d_a$ ;

$t_2$  – допуск перпендикулярности торца буртика вала на диаметре  $d_0$ ;

$C_2 = \frac{d_a}{d_0}$  – коэффициент приведения погрешности  $t_2$  от диаметра  $d_0$  к диаметру  $d_a$ .

Коэффициент приведения для  $t_1$  здесь, как и ранее,  $C_1 = \frac{d_a}{d_a} = 1$ .

Если рассматривать торец  $T$  детали  $l$  как сборочную базу для установки на вал следующей детали, то величина перекося оси детали  $l$  при базировании по цилиндрической поверхности или торцу вала будет одной из влияющих величин для определения положения торца  $T$ . Для определения поверхности, которая является базирующей для детали  $l$ , необходимо сравнить величины  $\omega_{ц\max}$  и  $\omega_{т\max}$ , где  $\omega_{т\max}$  – угол перекося детали при ее базировании по торцу. Меньшая из этих величин и определяет поверхность базирования детали  $l$  на валу.

Ограничение величины перекося при сопряжении деталей характерно, в основном, при установке на валы подшипников качения и зубчатых колес и имеет целью обеспечение расчетного ресурса этих деталей в эксплуатации. Допускаемые торцевые биения заплечиков валов и отверстий, служащих для базирования подшипников качения, приведены в [1, 2 и др.] и составляют величины, оцениваемые допусками 6–8 квалитетов точности для подшипников класса точности 0 в зависимости от величины посадочных диаметров  $d$  или  $D$  их колец.

На рисунке 2 в качестве примера приведена конструктивная схема вала-шестерни, установленного на двух подшипниках, разделенных втулкой 2. В осевом направлении левый подшипник базируется по торцу мазеудерживающего кольца 1, правый – по торцу втулки 2. Оба подшипника – роликовые конические № 7309 класса точности 0, диаметр шеек под подшипники –  $45k6^{+0,018}_{+0,002}$  мм. Допускаемое торцевое биение опорных поверхностей – 0,02 мм [2], что при диаметре буртика 55 мм примерно соответствует допуску 6-го квалитета (0,019 мм). Диаметр торцов кольца 1 и наружный диаметр втулки  $d_e$  также прием равным 55 мм.

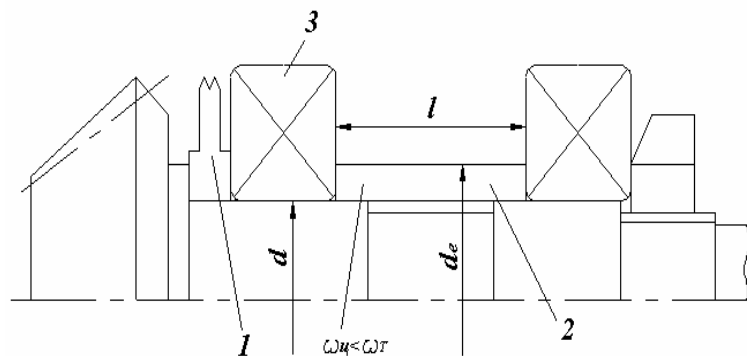


Рисунок 2 – Схема базирования подшипников



Погрешність базирования левого подшипника зависит от перпендикулярности  $t_0$  торца буртика вала к оси посадочной поверхности и параллельности  $t_1$  торцов кольца 1:  $t_\Sigma = 0,85\sqrt{t_0^2 + t_1^2}$ . Коэффициенты приведения погрешностей  $C_0 = C_1 = 1$ . Кольца и втулки, используемые в конструкциях подшипниковых узлов, являются относительно простыми деталями, поэтому допуски расположения их торцевых поверхностей можно принять достаточно жесткими, особенно при большом количестве таких деталей в наборе. Приняв допуск параллельности торцов кольца 1 по IT5 (0,013 мм на диаметре 55 мм), для допуска перпендикулярности торца буртика  $t_0$  из зависимости (3) получим

$$t_0 = \sqrt{\left(\frac{t_\Sigma}{0,85}\right)^2 - t_1^2} = \sqrt{\left(\frac{0,02}{0,85}\right)^2 - 0,013^2} = 0,0196 \text{ мм.}$$

При базировании правого подшипника по торцу втулки 2 требования к расположению ее правого торца будут зависеть от способа базирования самой втулки на валу. При посадке втулки на вал с натягом и длине втулки не менее 0,8 диаметра вала втулка базируется по цилиндрической поверхности. Допуск перпендикулярности ее правого торца к оси отверстия принимается равным 0,02 мм [2]. Требования к расположению левого торца не предъявляются. Однако, если конструкция втулки симметрична, указанный допуск назначается на каждый из торцов.

При установке втулки на вал с зазором или по переходной посадке указанное отклонение расположения ее торца будет результирующим, включающим перекося  $Z_{ц\max}$  торца вследствие перекося оси втулки относительно оси вала при наличии зазора в посадке и перекося  $t_2$  торца втулки относительно оси отверстия. Приняв допуск перпендикулярности торца втулки по IT5 (0,013 мм на диаметре 55 мм), для  $Z_{ц\max}$  получим

$$Z_{ц\max} = \sqrt{\left(\frac{t_\Sigma}{0,85}\right)^2 - t_2^2} = \sqrt{\left(\frac{0,02}{0,85}\right)^2 - 0,013^2} = 0,0196 \text{ мм.}$$

При длине втулки  $l = d = 45$  мм величина допустимого вероятностного зазора в посадке составит

$$\Delta_{\max} = Z_{ц\max} \frac{l}{d_e} = 0,0196 \frac{45}{55} = 0,0160 \text{ мм.}$$

При изготовлении отверстия во втулке по 7-му или 8-му квалитетам точности (IT7 = 25 мкм, IT8 = 39 мкм) рассеивание величины зазора соответственно составит  $t_\Delta = \sqrt{t_a^2 + t_b^2} = \sqrt{0,025^2 + 0,016^2} \approx 0,030$  мм или  $t_\Delta = \sqrt{0,039^2 + 0,016^2} \approx 0,042$  мм. Средняя величина зазора  $\Delta_m = \Delta_{\max} - 0,5t_\Delta = 0,016 - 0,5 \cdot 0,030 = 0,001$  мм или  $\Delta_m = 0,016 - 0,5 \cdot 0,042 = -0,005$  мм (натяг), а среднее отклонение размера отверстия  $Em = em + \Delta_m = 0,010 + 0,001 = 0,011$  мм или  $Em = 0,010 - 0,005 = 0,005$  мм. При этом поле

допуска размера отверстия определится как  $Em \pm \frac{IT7}{2} = 0,011 \pm \frac{0,025}{2} = 0,0235... - 0,0015$

мм или  $Em \pm \frac{IT8}{2} = 0,005 \pm \frac{0,039}{2} = 0,0245... - 0,0145$  мм. Обработка отверстия в размер

$\varnothing 45H7 \left( \begin{smallmatrix} +0,025 \\ 0 \end{smallmatrix} \right)$  мм практически полностью удовлетворяет установленным требованиям.

Если стандартное поле допуска отверстия подобрать затруднительно, следует задавать его расположение числовыми величинами.

Если длина втулки  $l < 0,8d$ , то отклонение ее правого торца от перпендикулярности к оси вала определяется допусками перпендикулярности  $t_0$  торца буртика вала, параллельности  $t_1$  торцов кольца  $1$ ,  $t_3$  кольца левого подшипника и  $t_2$  втулки  $2$ , т.е. основной базой для втулки  $2$  является ее торец. Поскольку количество погрешностей, влияющих на конечную величину, значительно, примем допуски  $t_1$  и  $t_2$  более жесткими – 0,008 мм на диаметре 55 мм ( $IT4$ ). По тем же соображениям примем для левого подшипника класс точности 6 с допуском параллельности торцов внутреннего кольца  $t_3 = 0,010$  мм [5]. Таким образом, допуск перпендикулярности торца буртика вала определится выражением

$$t_0 = \sqrt{\left(\frac{t_\Sigma}{0,85}\right)^2 - t_1^2 - t_2^2 - t_3^2} = \sqrt{\left(\frac{0,020}{0,85}\right)^2 - 0,008^2 - 0,008^2 - 0,010^2} = 0,018 \text{ мм.}$$

Полученные величины соответствуют обычно задаваемым ограничениям торцевого биения буртиков валов, однако требуют более точного изготовления промежуточных деталей.

Требования к перпендикулярности опорных поверхностей буртиков стаканов и корпусных деталей относительно оси отверстия при установке в них наружных колец подшипников назначаются по той же методике, что и при установке подшипников на вал.

Результаты расчетов показывают, что конструкция подшипникового узла с базированием втулки по цилиндрической поверхности является более технологичной. Следует отметить, что выполнение требований стандарта [1] по ограничению суммарного перекося колец подшипников с разбивкой величины перекося на составляющие требует существенного ужесточения допускаемых перекосов торцов опорных буртиков.

**Выводы.** Обеспечение требуемого ресурса деталей механизмов (подшипников качения, зубчатых колес и др.) требует анализа условий их базирования на сопряженных деталях с назначением необходимой точности обработки базовых поверхностей.

**Список литературы:** 1. ГОСТ 3325-85. Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки. – Введен 01.01.1985 г. 2. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения. Справочник. – М.: Машиностроение, 1975. – 572 с. 3. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Расчет допусков размеров. – М.: Машиностроение, 1981. – 189 с. 4. Якушев А.И., Воронцов Л.Н., Федотов Н.М. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. – М.: Машиностроение, 1987. – 352 с. 5. Спришевский А.И. Подшипники качения. – М.: Машиностроение, 1969. – 632 с.

УДК 631.312-52

**МИРОНЕНКО В.И., СКЛЯРОВ А.В., ГАЛУЦКИХ А.Д.,** НТУ «ХПИ»

# **ПОТЕРИ НА ТРЕНИЕ В ЧУВСТВИТЕЛЬНОМ ЭЛЕМЕНТЕ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ НАВЕСНОГО ПАХОТНОГО АГРЕГАТА**

Визначено втрати на тертя в чутливому елементі системи регулювання орного агрегату.

**Введение.** При создании систем регулирования навесного пахотного агрегата разрабатывают схему, разбивают ее на отдельные звенья и выполняют анализ их параметров.

Одним из основных звеньев системы регулирования является чувствительный элемент. Рассмотрим пружинный чувствительный элемент.

**Цель и постановка задачи.** Целью данных исследований является определение зависимостей, позволяющих определить величину потерь на трение в чувствительном элементе.

**Кинематические и силовые зависимости.** Определим некоторые кинематические зависимости, определяющие положение отдельных звеньев (рис 1.)

Положение оси D вращения нижней тяги определятся выражением:

$$a_n = l_{1n} \cdot \sin(\alpha_n + \alpha_{no}) - a_{no},$$

где  $\alpha_n = \alpha_n(t)$  – функция, найденная на основе экспериментальных данных;  
 $\alpha_n = 0,0502t$ .

Начальное положение звена определяется углом

$$\alpha_{no} = \arcsin \frac{a_{no}}{l_{1n}},$$

Деформация пружины датчика

$$b_n = l_{2n} \sin(\beta_n - \beta_{n0}) + b_{n0},$$

где  $\beta_{n0} = \arcsin \frac{b_{n0}}{l_{2n}}$ ;  $\beta_n = \beta_n(t) = \alpha_n(t)$ .

Сила, приложенная к пружине чувствительного элемента,

$$P_n = \frac{l_{1n}}{l_{2n}} (R_{DX_0} + k a_n),$$

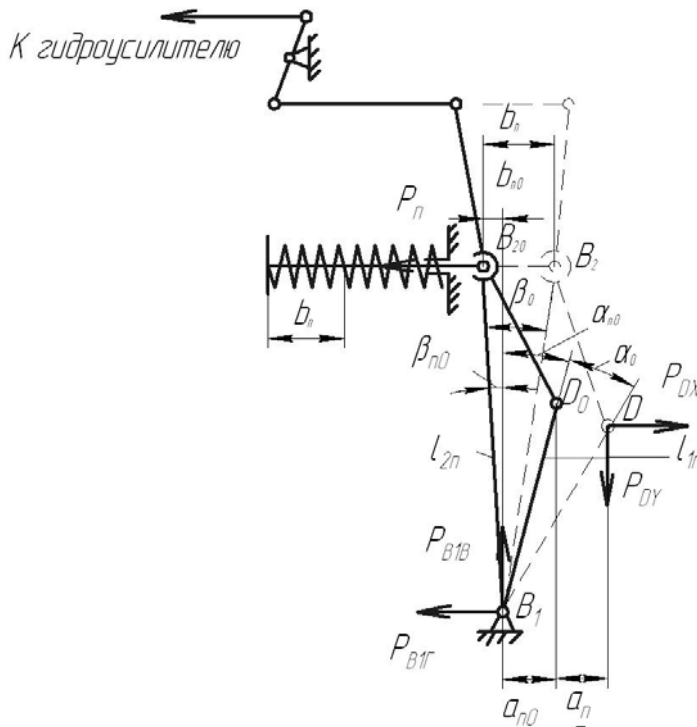


Рисунок 1 – Пружинный датчик системы регулирования.

где  $R_{DX0} = 10$  кН – предварительное усилие на пружине;  
 $k = 220$  кН/м жесткость пружины.

Составляющая реакция в шарнире  $B_1$  определяется следующими зависимостями

$$\sum x_i = 0,$$

$$R_{B1Г} = R'_{DX} - P_n;$$

$$\sum y_i = 0,$$

$$R_{B1B} = R'_{DY}.$$

Результирующая реакция в шарнире  $B_1$

$$R_{B1} = \sqrt{R_{B1Г}^2 + R_{B1B}^2}.$$

Силы с учетом трения действующие в механизме датчика:

$$R_{B1C} = R_{B1} \sqrt{1 + f_{B1}^2};$$

$$R_{ПC} = R_{П} \sqrt{1 + f_{B2}^2},$$

где  $f_{B1}$  и  $f_{B2}$  – Коэффициенты трения в шарнирах  $B_1$  и  $B_2$ .

Мощность трения в шарнирах датчика, приведенная к точке D имеет вид:

$$W_{ТП} = R_{DC} r_{DX} f_{DK} \|\omega_{ln1} - \omega_3\| + R_{B1C} r_{B1} f_{B1} \|\omega_{ln1}\| + P_{ПC} r_{B2} f_{B2} \|\omega_{ln1}\|,$$

где  $\omega_{ln1}$  – угловая скорость ведущего звена  $l_1$ , определяемая на основании результатов эксперимента.

Мощность дополнительного момента для преодоления трения в шарнирах датчика, приведенная к шарниру D:

$$\Delta W = \Delta M_n \|\omega_3\| - \|\omega_{ln1}\|;$$

где дополнительный момент трения:

$$\Delta M = \frac{1}{\|\omega_3\| - \|\omega_{ln}\|} \left[ R_{DC} r_{DX} f_{DK} \|\omega_{ln}\| - \|\omega_3\| + R_{B1C} r_{B1} f_{B1} \|\omega_{ln}\| + P_{PC} r_{B2} f_{B2} \|\omega_{ln}\| \right].$$

В табл. 1 приведены параметры пружинного чувствительного элемента САР глубины пахоты Т-150К.

Таблица 1 – Параметры пружинного чувствительного элемента

Параметр	$l_{1n}$ , м	$l_{2n}$ , м	$a_{n0}$ , м	$b_{n0}$ , м	$\alpha_{n0}$ , рад	$\beta_{n0}$ , рад	$\omega_{11n}$ , рад	$\Gamma_{B1}$ , м	$\Gamma_{B2}$ , м	$f_{B1}$	$f_{B2}$
Величина	0,1304	0,2603	0,01	0,012	0,139992	0,080086	0,0522	0,0315	0,0125	0,003	0,15

В табл. 2 приведены результаты расчета на ЭВМ параметров пружинного чувствительного элемента САР навесного пахотного агрегата по приведенной математической модели.

Таблица 2 – Результаты расчетов

Время регулирования $t$ , с	Реакция $R_{DX}$ , кН	Угловая скорость $\omega_3$ , с <sup>-1</sup>	Величина $a_n$ , мм	Величина $b_n$ , мм	Сила $P_n$ , кН	Реакция $R_{B1C}$ , кН
0	29,6	0,010997	5,03	10,09	11,108	18,492
0,1	28,5	0,011142	5,68	11,40	11,251	19,449
0,2	27,4	0,011286	6,33	12,70	11,394	20,406
0,3	26,3	0,011433	6,98	14,01	11,537	21,363
0,4	25,2	0,011579	7,63	15,32	11,679	22,321

В табл. 3 приведены результаты расчетов для различных коэффициентов трения в шарнирах чувствительного элемента. Анализ полученных результатов показывает, что для шарниров без смазки ( $f=0,15$ ) дополнительный момент трения составляет  $\Delta M=190,52...216,82$  Нм. Если в шарнирах В<sub>2</sub> и D установить подшипники скольжения ( $f=0,06$ ), то величина дополнительного момента составит  $\Delta M=5,93...6,94$  Нм, т.е. уменьшиться более чем в 30 раз.

Таблица 3 – Расчетные параметры

Коэффициент трения $f_D$	Коэффициент трения $f_{B2}$	Время, с	0	0,1	0,2	0,3	0,4
0,15	0,15	Момент трения $\Delta M_n$ , Нм	190,52	197,09	203,68	210,24	216,82
0,15	0,07		176,18	182,51	188,85	195,18	210,52
0,07	0,15		123,58	128,03	132,48	136,95	141,43
0,07	0,07		89,33	92,43	95,54	98,65	101,76
0,15	0,003		77,51	80,42	83,33	86,24	89,16
0,003	0,15		32,09	32,77	33,45	34,14	34,83
0,003	0,003		5,93	6,43	6,43	6,98	6,94

**Выводы.** Таким образом, трение в шарнирах чувствительного элемента силового регулирования пахотного агрегата существенно увеличивает потери в кинематических парах, что в конечном итоге сказывается на качества работы системы.

УДК 621.83.062.1

**РОГОВ А.В.**, НТУ «ХПИ»

# **УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ МОДЕЛИРОВАНИЯ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ДЛЯ АНАЛИЗА НЕРАВНОМЕРНОГО ДВИЖЕНИЯ ТЯГОВО-ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

Запропонована модифікація методики моделювання опорної поверхні методом тріангуляції на основі висоти вузлових точок. Представлена методика дозволяє моделювати опорну поверхню довільної форми для подальшого використання для аналізу динаміки руху тягово-транспортного засобу.

**Анализ последних достижений и публикаций.** В работах [1, 2] представлена методика моделирования опорной поверхности по высотам узловых точек квадратной сетки, накладываемой на моделируемую поверхность. Несмотря на показанную в [1,2] эффективность предложенной методики, она обладает двумя недостатками: невозможность адекватно построить поверхность для случая затяжного спуска или подъема и неопределенность участка поверхности в местах стыка квадратных участков накладываемой сетки, поскольку гладкость и непрерывность функции в местах стыка не была доказана. Данные недостатки могут привести к невозможности исследования движения транспортного средства в частных случаях моделируемой опорной поверхности, а также из-за разрывов первого рода в частных производных на стыках квадратных участков.

**Цель и постановка задачи.** В данной статье представлена усовершенствованная методика моделирования опорной поверхности, позволяющая адекватно описать опорную поверхность в общем случае, а также аналитическое доказательство непрерывности и гладкости функции поверхности в местах стыка треугольных участков сетки. Подобная методика в комплексе с математической моделью системы поддресоривания, движителя, узлов и агрегатов транспортного средства и т.д. позволяет проводить детальный анализ функциональности транспортно-тягового средства при движении по реальной поверхности – как правило, подобный анализ проводился для частных случаев идеально ровной поверхности, что не соответствует действительности и снижает точность полученных результатов.

**Методика моделирования.** В отличие от методики, представленной в работах [1,2], на поверхность, служащую опорной для моделирования динамики транспортного средства, накладывается треугольная сетка со стороной  $\Delta$ . Каждому треугольнику соответствует функция двух аргументов  $F_i(x; y)$ , определяющая высоту точки внутри отдельного треугольника сетки в зависимости от ее координаты (рис. 1).

В каждом отдельном треугольнике сетки в предлагаемой методике функция  $F_i(x; y)$  должна содержать точки треугольника (значение функции в этих точках равно заданным высотам) и обладать частными производными  $\frac{\partial F_i(x; y)}{\partial x}$  и  $\frac{\partial F_i(x; y)}{\partial y}$ , равными в узловых точках одному числу, независимо от того, из какого треугольника рассматривается узловая точка, поскольку одна точка сетки рассматривается отдельно

при построении функций  $F_i(x; y)$  для шести треугольников (на рис. 1 такими точками являются А и В). Данные условия обеспечивают гладкость и непрерывность общей поверхности в узловых точках. Гладкость и непрерывность общей поверхности на линиях стыка треугольников будет доказана ниже. Таким образом, для каждой точки необходимо соблюдение трех условий (высота, производная по  $x$ , производная по  $y$ ), следовательно, функция участка сетки  $F_i(x; y)$  должна удовлетворять одновременно 9 условиям.

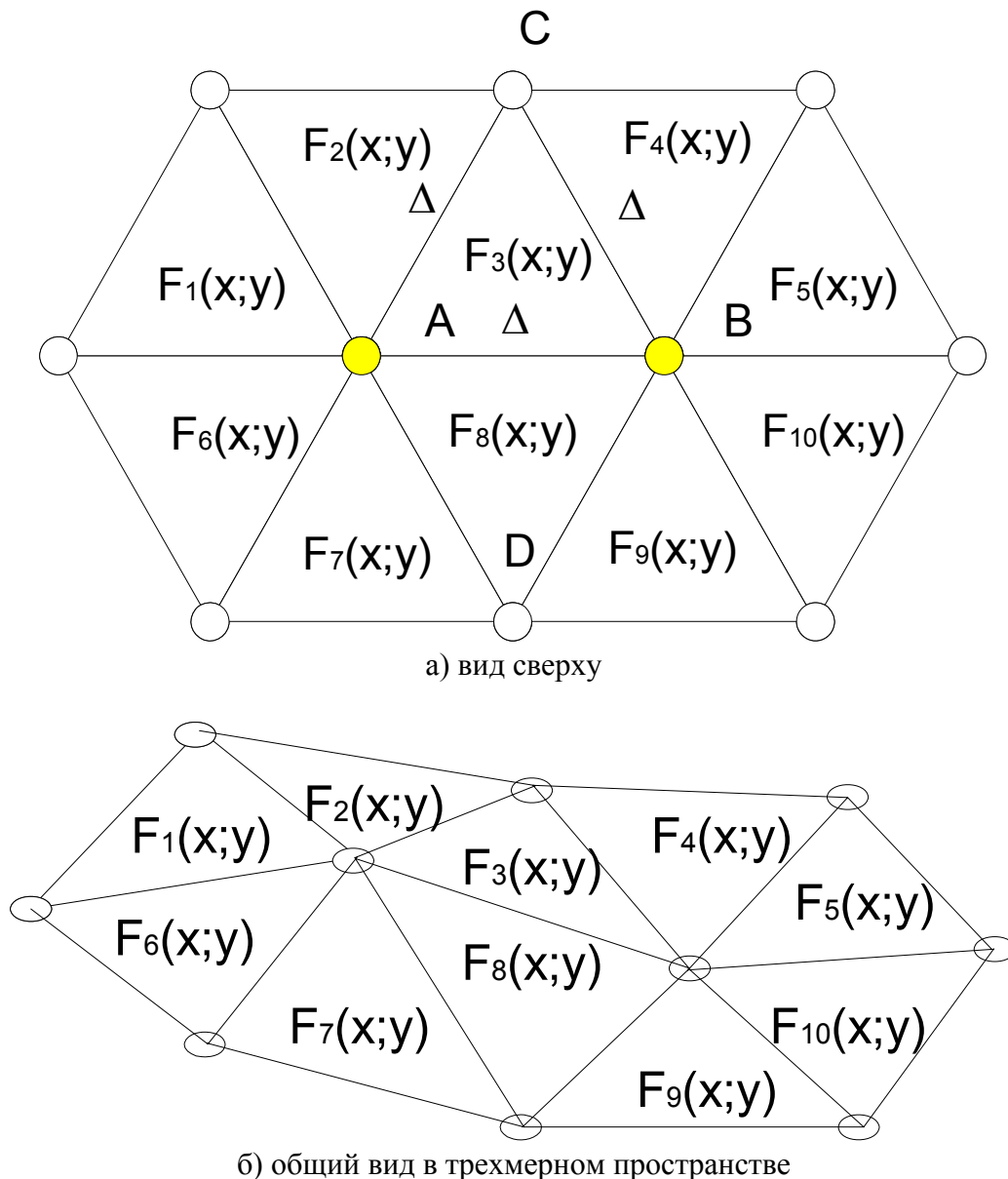


Рисунок 1 – Расчетная схема для построения опорной поверхности

Простейший симметричный вид такой функции выглядит следующим образом:

$$F_i(x; y) = F_0(x; y; \bar{a}) = a_0 + a_1x + a_2y + a_3x^2 + a_4y^2 + a_5x^3 + a_6x^2y + a_7xy^2 + a_8y^3, \quad (1)$$

где  $\bar{a}$  - 9-мерный вектор неизвестных, определяющий вид функции. Данный вектор необходимо определить, подставив координаты узловых точек и приравняв значения функции (1) и ее частных производных заданным величинам.

Величины частных производных определяются в каждой точке вне зависимости от треугольника, в составе которого рассматривается точка:

$$\begin{aligned}\frac{\partial F_i(x; y)}{\partial x} &= \frac{z(x + \Delta; y) - z(x - \Delta; y)}{2\Delta}, \\ \frac{\partial F_i(x; y)}{\partial y} &= \frac{1}{4\Delta} \left[ z\left(x - \frac{1}{2}\Delta; y + \frac{\sqrt{3}}{2}\Delta\right) + z\left(x + \frac{1}{2}\Delta; y + \frac{\sqrt{3}}{2}\Delta\right) \right] - \\ &- \frac{1}{4\Delta} \left[ z\left(x - \frac{1}{2}\Delta; y - \frac{\sqrt{3}}{2}\Delta\right) - z\left(x + \frac{1}{2}\Delta; y - \frac{\sqrt{3}}{2}\Delta\right) \right],\end{aligned}\quad (2)$$

где  $z(x; y)$  – заданные высоты узловых точек.

С учетом общего вида функции (1) ее частные производные выражаются следующим образом:

$$\frac{\partial F_i(x; y)}{\partial x} = a_1 + 2a_3x + 3a_5x^2 + 2a_6xy + a_7y^2; \quad (3)$$

$$\frac{\partial F_i(x; y)}{\partial y} = a_2 + 2a_4y + a_6x^2 + 2a_7xy + 3a_8y^2. \quad (4)$$

Таким образом, параметры  $a_0 \dots a_9$  для каждой функции (1) определяются из системы уравнений:

$$\left\{ \begin{aligned} a_0 + a_1x_A + a_2y_A + a_3x_A^2 + a_4y_A^2 + a_5x_A^3 + a_6x_A^2y_A + a_7x_Ay_A^2 + a_8y_A^3 &= z_A \\ a_0 + a_1x_B + a_2y_B + a_3x_B^2 + a_4y_B^2 + a_5x_B^3 + a_6x_B^2y_B + a_7x_By_B^2 + a_8y_B^3 &= z_B \\ a_0 + a_1x_C + a_2y_C + a_3x_C^2 + a_4y_C^2 + a_5x_C^3 + a_6x_C^2y_C + a_7x_Cy_C^2 + a_8y_C^3 &= z_C \\ a_1 + 2a_3x_A + 3a_5x_A^2 + 2a_6x_Ay_A + a_7y_A^2 &= p_A \\ a_1 + 2a_3x_B + 3a_5x_B^2 + 2a_6x_By_B + a_7y_B^2 &= p_B \\ a_1 + 2a_3x_C + 3a_5x_C^2 + 2a_6x_Cy_C + a_7y_C^2 &= p_C \\ a_2 + 2a_4y_A + a_6x_A^2 + 2a_7x_Ay_A + 3a_8y_A^2 &= q_A \\ a_2 + 2a_4y_B + a_6x_B^2 + 2a_7x_By_B + 3a_8y_B^2 &= q_B \\ a_2 + 2a_4y_C + a_6x_C^2 + 2a_7x_Cy_C + 3a_8y_C^2 &= q_C \end{aligned} \right. , \quad (5)$$



где  $x_i$ ;  $y_i$ ;  $z_i$  – координаты трех узловых точек;  $p_i$  – требуемое значение частной производной (3), определяемое по выражению (2);  $q_i$  – требуемое значение частной производной (4).

Для доказательства гладкости и непрерывности общей кусочно-заданной функции, определяемой различными функциями (1) в каждом треугольнике, достаточно рассмотреть два треугольника ABC и ABD (рис. 1) и доказать гладкость и непрерывность функции на линии AB – т.е. тождественные равенства:

$$\begin{cases} F_2(x; y_A) \equiv F_8(x; y_A) \\ \frac{\partial F_2(x; y_A)}{\partial y} \equiv \frac{\partial F_8(x; y_A)}{\partial y} \end{cases} \quad (6)$$

Справедливость данного утверждения для остальных сторон треугольника доказывается симметричностью функции (1) и решаемой задачи. Предположим, что на

рис. 1 координаты точки  $A(0;0;z_A)$ , тогда  $B(\Delta;0;z_B)$ ,  $C\left(\frac{1}{2}\Delta; \frac{\sqrt{3}}{2}\Delta; z_C\right)$ ,

$D\left(\frac{1}{2}\Delta; -\frac{\sqrt{3}}{2}\Delta; z_D\right)$ . Для функции  $F_2(x; y)$  система (5) преобразуется к виду:

$$\left\{ \begin{array}{l} a_0 = z_A \\ a_0 + a_1\Delta + a_3\Delta^2 + a_5\Delta^3 = z_B \\ a_0 + a_1\frac{1}{2}\Delta + a_2\frac{\sqrt{3}}{2}\Delta + a_3\frac{1}{4}\Delta^2 + a_4\frac{3}{4}\Delta^2 + a_5\frac{1}{8}\Delta^3 + a_6\frac{\sqrt{3}}{8}\Delta^3 + a_7\frac{3}{8}\Delta^3 + a_8\frac{3\sqrt{3}}{8}\Delta^3 = z_C \\ a_1 = p_A \\ a_1 + 2a_3\Delta + 3a_5\Delta^2 = p_B \\ a_1 + a_3\Delta + \frac{3}{4}a_5\Delta^2 + \frac{\sqrt{3}}{2}a_6\Delta^2 + \frac{3}{4}a_7\Delta^2 = p_C \\ a_2 = q_A \\ a_2 + a_6\Delta^2 = q_B \\ a_2 + a_4\Delta\sqrt{3} + \frac{1}{4}a_6\Delta^2 + \frac{\sqrt{3}}{2}a_7\Delta^2 + \frac{9}{4}a_8\Delta^2 = q_C \end{array} \right. \quad (7)$$

а для функции  $F_8(x; y)$  эта система имеет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} a_0 = z_A \\ a_0 + a_1\Delta + a_3\Delta^2 + a_5\Delta^3 = z_B \\ a_0 + a_1\frac{1}{2}\Delta - a_2\frac{\sqrt{3}}{2}\Delta + a_3\frac{1}{4}\Delta^2 + a_4\frac{3}{4}\Delta^2 + a_5\frac{1}{8}\Delta^3 - a_6\frac{\sqrt{3}}{8}\Delta^3 + a_7\frac{3}{8}\Delta^3 - a_8\frac{3\sqrt{3}}{8}\Delta^3 = z_D \\ a_1 = p_A \\ a_1 + 2a_3\Delta + 3a_5\Delta^2 = p_B \\ a_1 + a_3\Delta + \frac{3}{4}a_5\Delta^2 - \frac{\sqrt{3}}{2}a_6\Delta^2 + \frac{3}{4}a_7\Delta^2 = p_D \\ a_2 = q_A \\ a_2 + a_6\Delta^2 = q_B \\ a_2 - a_4\Delta\sqrt{3} + \frac{1}{4}a_6\Delta^2 - \frac{\sqrt{3}}{2}a_7\Delta^2 + \frac{9}{4}a_8\Delta^2 = q_D \end{array} \right. \quad (8)$$

Поскольку  $u_A = 0$ , то функции из (6) сводятся к виду:

$$\left\{ \begin{array}{l} F_i(x;0) = a_0 + a_1x + a_3x^2 + a_5x^3 \\ \frac{\partial F_i(x;0)}{\partial y} = a_2 + a_6x^2 \end{array} \right. \quad (9)$$

Тождественное равенство функций из (6) выполняется при условии совпадения шести коэффициентов  $a_0; a_1; a_2; a_3; a_5; a_6$ , присутствующих в (9). Для обеих систем (7,8) видно, что  $a_0 = z_A; a_1 = p_A; a_2 = q_A; a_6 = \frac{q_B - q_A}{\Delta^2}$ . Коэффициенты  $a_3; a_5$  присутствуют в двух идентичных уравнениях систем (7,8) совместно с уже определенными коэффициентами  $a_0; a_1$ :

$$\left\{ \begin{array}{l} a_0 + a_1\Delta + a_3\Delta^2 + a_5\Delta^3 = z_B \\ a_1 + 2a_3\Delta + 3a_5\Delta^2 = p_B \end{array} \right. \quad (10)$$

$$\text{откуда } a_5 = \frac{(p_A + p_B)\Delta + 2z_A - 2z_B}{\Delta^3}; a_3 = \frac{3z_B - 3z_A - (2p_A + p_B)\Delta}{\Delta^2}.$$

Таким образом, коэффициенты  $a_0; a_1; a_2; a_3; a_5; a_6$  для обеих систем (7,8) равны, что обеспечивает тождественное равенство функций (6) и, как следствие, непрерывность и гладкость функции при переходе из треугольника ABC к треугольнику ABD (рис. 1) в частном случае рассмотренного отрезка AB и вообще для всей построенной поверхности в силу симметричности задачи и общего вида функции (1).

**Результаты моделирования.** На рис. 2. представлен пример построения поверхности по четырем узловым точкам ABCD в специализированном математическом пакете MathSoft MathCAD. Из рис. 2 можно сделать вывод, что представленная методика позволяет моделировать гладкую непрерывную поверхность на основании высот узловых точек треугольной сетки – в частности, видно, что функция не имеет разрывов и изломов на отрезке АВ, при этом пространственные треугольники ABC и ABD построены по разным функциям вида (1).

**Выводы.** Представленная методика является более эффективной по сравнению с аналогичной методикой, описанной в [1,2], поскольку позволяет моделировать любую поверхность с большей степенью адекватности. Кроме того, для представленной методики доказана возможность построения гладкой непрерывной функции поверхности, построенной из набора локальных функций, коэффициенты которых вычисляются на основании высот узловых точек треугольной сетки.

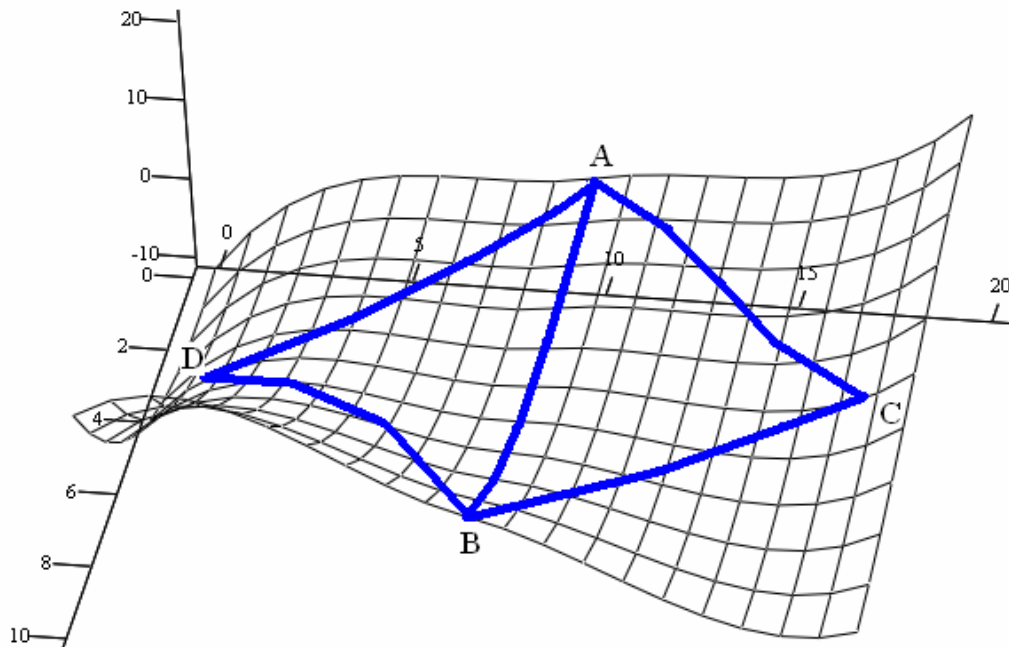


Рисунок 2 – Пример построения поверхности.

**Список литературы:** 1. Самородов В.Б., Рогов А.В. Математическое моделирование динамики движения гусеничного трактора в общем случае неравномерного движения на произвольной поверхности. – Тракторная энергетика в растениеводстве. Сб. науч. тр. – Харьков: ХГТУСХ, 2003. – № 6. – С. 150-162. 2. Рогов А.В. Развитие методов расчета систем «двигатель-трансмиссия» автомобилей и тракторов. – Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. – Харьков: ХНАДУ. – 2006.

УДК 623.438.334

**МАТУЗКО Б.П., О.І. СИВАК О.І., ХАУСТОВ Д.Є., ЧОРНИЙ М.В.,  
ХАМУЛА В.В.,** Львівський інститут Сухопутних військ Національного  
університету «Львівська політехніка»

## **МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ПРИ МОДЕРНІЗАЦІЇ ТАНКІВ**

Для предоставления завершенности работам по модернизации современных танков возникает необходимость проведения сравнительного оценивания существующих и модернизированных танков или определения целесообразности внедрения нескольких технических решений при совершенствовании их систем. Решение задачи сравнительного оценивания существующих и модернизированных танков может достигаться применением метода, который базируется на определении общего критерия эффективности танков и обеспечивает получение сравнимых результатов.

**Постановка проблеми й аналіз публікацій.** За умов, що склалися на сьогоднішній день у військовій сфері, особливого значення набуває розв'язання питань модернізації існуючого та розробки перспективного озброєння, в тому числі і танків. Серед різноманітних застосовуваних підходів до модернізації сучасних танків перспективним на думку як вітчизняних, так і іноземних фахівців є напрямок, який ґрунтується на вдосконаленні окремих систем танків. При цьому для надання завершеності роботам з модернізації виникає необхідність проведення порівняльного оцінювання існуючих (типових) і модернізованих (розроблюваних) танків або визначення доцільності впровадження тих чи інших технічних рішень з удосконалення систем танків. Існуючі методи порівняльного оцінювання зразків озброєння, що ґрунтуються на обчисленні загального показника ефективності [1,2], аналізі ієрархій [3], обчисленні узагальнених показників, наприклад, «ефективність-вартість» [1,3], застосуванні додаткових критеріїв за різних умов застосування порівнюваних зразків [4], на жаль не є універсальними і застосовуються індивідуально для кожного окремого випадку. На цьому фоні, вдосконалення існуючих методів апріорного оцінювання зразків озброєння, в тому числі і танків, є безумовно актуальною задачею.

**Метою роботи** є вирішення задачі порівняльного оцінювання існуючих і модернізованих танків за допомогою застосування методу, який базується на визначенні загального критерію ефективності танків і забезпечує отримання порівнянних результатів. Далі під ефективністю будемо розуміти об'єктивну властивість цілеспрямованого процесу функціонування танка, яка характеризує його пристосованість до вирішення поставлених, відповідно до цільового призначення, завдань.

**Основна частина дослідження.** Для танків показниками, які дозволяють оцінити рівень успішності їх застосування та якість дій членів екіпажу, є ймовірність  $P_{ур}$  ураження цілі (показник результативності), витрати боєприпасів на ураження цілі  $N$  (показник ресурсомісткості) та середній час до ураження цілі  $T_{ур}$  (показник оперативності). Отже, ефективність бойового застосування танків може описуватися виразом:

$$X_{\langle 3 \rangle} = \langle P_{UP}, N, T_{UP} \rangle. \quad (1)$$

Основним призначенням складових частин танка, є: по-перше – забезпечення високої точності стрільби з ходу за рахунок зменшення помилок наведення; по-друге – підготовка пострілу за мінімальних витрат часу. Тому, для танків показниками, які дозволяють оцінити вплив на результати стрільби якості і ступеня їх досконалості, а, також, рівня майстерності членів екіпажу, є:  $P_{ВЛ}$  – ймовірність влучення в ціль та  $T_{ВЛ}$  – час, витрачений при стрільбі до влучення в ціль. Це пояснюється і тим, що випробування порівнюваних танків за витратами боєприпасів здійснити неможливо [5]. Отже, ефективність танка описується вектором на площині двох параметрів  $P_{ВЛ}$ – $T_{ВЛ}$ :

$$X_{\langle 2 \rangle} = \langle P_{ВЛ}, T_{ВЛ} \rangle. \quad (2)$$

Між вказаними показниками існує певна аналітична залежність [5]:

$$T_{ВЛ} = t_1 + \left( \frac{1}{P_{ВЛ}} - 1 \right) (t_2 + t_{П}) + t_{П}, \quad (3)$$

де  $t_1$  – час підготовки першого пострілу, с;

$t_2$  – час підготовки кожного наступного пострілу, с;

$t_{П}$  – час польоту снаряда до цілі, с.

Оцінювання ефективності танків за сукупністю імовірнісних і часових показників достатньо повно може здійснюватися за витратами часу до влучення в ціль, які характеризують здатність танка упередити противника у відкритті вогню і дозволяють визначити внесок різних систем і членів екіпажу як до підвищення точності стрільби, так і до скорочення витрат часу на підготовку пострілу з танка.

При стрільбі час  $T_{ВЛ}$  повністю характеризує успішність функціонування танка, є найбільш чутливим до зміни його параметрів і вдовольняє всім вимогам до критерію ефективності.

Виходячи з викладених міркувань, загальним показником ефективності танка, який має виразний фізичний смисл, є чутливим до зміни факторів і умов виконання завдань, відображає сутність процесу функціонування танка і дозволяє оцінити внесок до ефективності танка його окремих ланок, в тому числі і членів екіпажу, доцільно прийняти середній час до влучення в ціль.

Недоліком наведеного методу може бути те, що при рівності або несуттєвій різниці значень критерію  $T_{ВЛ}$  дослідник опиняється перед складною дилемою – котрому з танків віддати перевагу. Для розв'язання задач такого типу останнім часом широко використовується критерій «ефективність/вартість», який нажаль не є універсальним і в деяких випадках може бути причиною складення хибної уяви про перевагу того чи іншого танка.

Танки, як і будь-які складні системи, крім показників ефективності, мають й інші показники, які характеризують їх властивості: масу, надійність, вартість, тощо.

Тому, на думку авторів, метод оцінювання танка на основі визначення загального критерію ефективності – середнього часу до влучення в ціль необхідно

доповнити іншим методом, який дозволить розставити танки відповідно до ієрархії «технічного прогресу» в залежності від сукупності їх властивостей.

Таким методом можна вважати визначення технічного рівня танка за математичною залежністю, отриманою в результаті обробки статистичних часткових показників властивостей танків методом кореляційно-регресійного аналізу [6]. Критерієм технічного рівня у цьому випадку може служити економічна доцільність – вартість танка  $B$  за заданих властивостей:

$$B = F[A_1, A_2, \dots, A_n], \quad (4)$$

де  $A_1, A_2, \dots, A_n$  – незалежні змінні (показники часткових властивостей танка).

Використання даного критерію дозволить визначити економічні витрати при зміні будь-якої з властивостей танка.

У математичній статистиці [7] зв'язок між досліджуваним фактором і незалежними змінними визначається рівнянням множинної регресії. Завдання прогнозування витрат з використанням регресійної моделі зводиться до вибору виду залежності витрат від факторів, які на них впливають.

Припустимо, що показник технічного рівня танка описується рівнянням множинної регресії наступного виду:

$$B = b_1 + b_2 A_1 + b_3 A_2 + \dots + b_{n+1} A_n, \quad (5)$$

де  $b_1$  – вільний член рівняння;

$b_2 \dots b_{n+1}$  – коефіцієнти незалежних показників властивостей танка.

Для вирішення рівняння (5) необхідно визначити вільний член і коефіцієнти незалежних змінних. В результаті обчислення коефіцієнтів парної кореляції між незалежними показниками властивостей танка, які враховуються, отримуємо систему нормальних рівнянь у стандартизованому масштабі:

$$\left. \begin{aligned} r_{BA_1} &= \beta_2 + r_{A_1 A_2} \beta_3 + \dots + r_{A_1 A_n} \beta_{n+1}; \\ r_{BA_2} &= r_{A_1 A_2} \beta_2 + \beta_3 + \dots + r_{A_2 A_n} \beta_{n+1}; \\ &\dots \\ r_{BA_n} &= r_{A_1 A_n} \beta_2 + r_{A_2 A_n} \beta_3 + \dots + \beta_{n+1}, \end{aligned} \right\}, \quad (6)$$

де  $\beta_2 = b_2 \frac{\sigma_{A_1}}{\sigma_B}$ ,  $\beta_3 = b_3 \frac{\sigma_{A_2}}{\sigma_B}$ ,  $\dots$ ,  $\beta_{n+1} = b_{n+1} \frac{\sigma_{A_n}}{\sigma_B}$  – масштабні коефіцієнти;

$$\sigma_{A_1} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (A_{i1} - m_{A_1})^2}{n}}, \dots, \sigma_{A_n} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (A_{in} - m_{A_n})^2}{n}},$$

$$\sigma_B = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (B_i - m_B)^2}{n}} - \text{середньоквад- тичні відхилення показників властивостей};$$

$m_{A1}, m_{A2}, \dots, m_{An}, m_B$  – середньоарифметичні значення показників властивостей;  
 $n$  – кількість аналогів розроблюваного (модернізованого) танка;

$$r_{BA_1} = \frac{\sum_{i=1}^n (B_i - m_B)(A_{1i} - m_{A_1})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (B_i - m_B)^2 (A_{1i} - m_{A_1})^2}}, \dots, r_{BA_n} = \frac{\sum_{i=1}^n (B_i - m_B)(A_{ni} - m_{A_n})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (B_i - m_B)^2 (A_{ni} - m_{A_n})^2}},$$

$$r_{A_1 A_2} = \frac{\sum_{i=1}^n (A_{1i} - m_{A_1})(A_{2i} - m_{A_2})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (A_{1i} - m_{A_1})^2 (A_{2i} - m_{A_2})^2}}, \dots,$$

$$r_{A_{n-1} A_n} = \frac{\sum_{i=1}^n (A_{(n-1)i} - m_{A_{n-1}})(A_{ni} - m_{A_n})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (A_{(n-1)i} - m_{A_{n-1}})^2 (A_{ni} - m_{A_n})^2}} - \text{коефіцієнти парної кореляції між}$$

показниками властивостей танка, які враховуються, вирішення якої дозволить визначити коефіцієнти  $\beta_2, \beta_3, \dots, \beta_{n+1}$  і  $b_2, b_3, \dots, b_{n+1}$ .

Коректність застосування статистичного методу характеризується коефіцієнтом варіації для кожного із часткових показників, які враховуються:

$$v_k = \frac{\sigma_k}{m_k} \cdot 100\%, \quad (7)$$

де  $m_k, \sigma_k$  – математичне очікування і середньоквадратичне відхилення  $k$ -го показника властивості.

Вважається, що метод є коректним, якщо  $v \leq 15\%$  [6].

Ступінь зв'язку між врахованими факторами характеризується коефіцієнтом множинної кореляції:

$$R = \sqrt{r_{BA1}\beta_2 + r_{BA2}\beta_3 + \dots + r_{BA_n}\beta_{n+1}}. \quad (8)$$

Вільний член  $b_1$  знайдемо з рівняння множинної регресії (5):

$$b_1 = m_B - b_2 m_{A_1} - b_3 m_{A_2} - \dots - b_{n+1} m_{A_n} \quad (9)$$

Підставляючи значення  $b_1, b_2, \dots, b_{n+1}$  до рівняння (5), отримаємо розрахункову формулу для оцінки технічного рівня розроблюваних (модернізованих) танків.

На основі аналізу властивостей танків приходимо до висновку, що основними незалежними показниками їх властивостей доцільно вважати масу  $m$ , ймовірність безвідмовної роботи  $P_T$ , точність системи стабілізації  $\sigma_{\text{СТО}}$ .

Залежним показником технічного рівня танка приймемо вартість їх виготовлення  $B$ . Тоді система нормальних рівнянь (6) прийме вид:

$$\left. \begin{aligned} r_{mB} &= \beta_2 + r_{mP_T} \beta_3 + r_{m\sigma_{\text{СТО}}} \beta_4; \\ r_{P_TB} &= r_{P_T m} \beta_2 + \beta_3 + r_{P_T \sigma_{\text{СТО}}} \beta_4; \\ r_{\sigma_{\text{СТО}}B} &= r_{\sigma_{\text{СТО}} m} \beta_2 + r_{\sigma_{\text{СТО}} P_T} \beta_3 + \beta_4. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Аналіз чисельних значень показників  $m, P_T, \sigma_{\text{СТО}}$  для танків Т-64, Т-72, Т-80 та їх модифікацій показує, що коефіцієнти варіації кожного з показників не перевищують 14%, що вказує на допустимість застосування статистичних методів. При обчисленні показників порівнюваних танків необхідно приймати, що вони працюють за однакових умов, тобто встановлюються на одному об'єкті, умови руху і параметри об'єктів регулювання – однакові.

Значення коефіцієнта множинної кореляції складає 0,97, що вказує на тісний зв'язок між факторами, які враховуються, і підкреслює правильність вибору основних властивостей танка.

В результаті обчислень, виконаних згідно викладеній методики, отримано алгоритм для визначення технічного рівня танка:

$$B = 493771 + 389 m + 999239 P_T - 546461 \sigma_{\text{СТО}}. \quad (11)$$

Застосування алгоритмів (3) і (11) до танків, які модернізуються, дозволяє визначити значення показників  $T_{\text{ВЛ}}$  і  $B$  для кожного із танків та їх відносну зміну у порівнянні з типовим танком:

$$\Delta T_{\text{ВЛ}} = \frac{|T_{\text{ВЛ}_B} - T_{\text{ВЛ}_T}|}{T_{\text{ВЛ}_T}} \cdot 100\%, \quad (12)$$

$$\Delta B = \frac{|B_B - B_T|}{B_T} \cdot 100\%, \quad (13)$$



де  $T_{ВЛ_В}$ ,  $V_B$  ( $T_{ВЛ_Т}$ ,  $V_T$ ) – комплексні показники модернізованого (типового) танка.

Визначення доцільності технічних рішень з модернізації танків проводиться при сумісному розгляді обчислених значень  $\Delta T_{ВЛ}$  і  $\Delta V$  для кожного з порівнюваних танків, що дозволяє отримати порівнянні результати для різних варіантів модернізованих танків і зіставити їх з аналогами, які є на озброєнні.

Аналіз отриманих даних (рис. 1) дозволить зробити висновок про доцільність модернізації серійного танка шляхом впровадження конкретних технічних рішень.

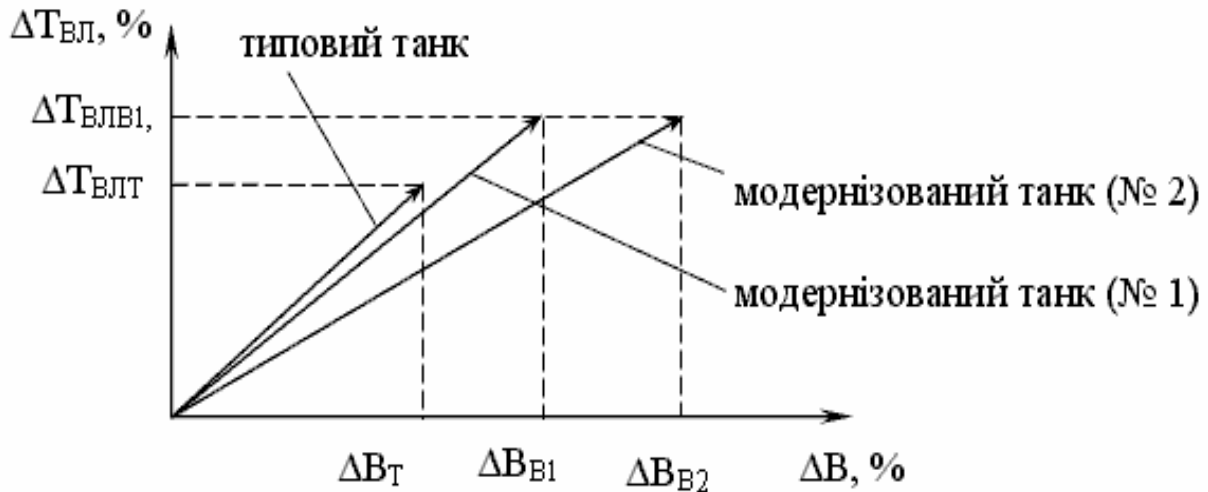


Рис. 1. Приклад визначення доцільності технічних рішень з модернізації типового танка

**Висновок.** Запропонований підхід до оцінювання технічного рівня танків дозволяє визначити перевагу того чи іншого танка, підвищує обґрунтованість рішень, що приймаються в ході їх модернізації, і може бути застосований до будь-якого зразка озброєння, який має достатню для аналізу кількість аналогів.

**Список літератури 1.** Чобіток В.О., Данков Є.В., Ткач О.Й. Про доцільність застосування деяких критеріїв і методик оцінки бойової ефективності танків /Науково-технічний збірник/ - К.: КІСВ, 1996. – С. 55-59. **2.** Рязанцев Н.В., Килин И.А. Об оценивании эффективности функционирования технических систем //Вісник Сумського державного університету, 2000. – № 16. – С. 36-42. **3.** Вдовиченко С.І., Канєвський І.М., Троцько В.В. Застосування методу аналізу ієрархій для оцінки рівня якості зразків озброєння та військової техніки /Науково-технічний збірник/ - К.: КІСВ, 1996. – С. 32-34. **4.** Ильичев А.В., Волков В.Д., Грущанский В.А. Эффективность проектируемых элементов сложных систем. – М.: Высшая школа, 1982. – 280 с. **5.** Электроника и автоматика вооружения бронетанковой техники. – М.: ВА БТВ, 1986. – 281с. **6.** Аблесимов А.К., Баркалов В.С., Татаринцев В.С. Проектирование автоматических систем управления вооружением. – К.: КВТИУ, 1983. – 62 с. **7.** Четыркин Е.М. Статистические методы прогнозирования. – М.: Статистика, 1977. – 200 с.

УДК 627.891

**АХТАРЕЕВ И.О.**

# **ИССЛЕДОВАНИЕ СКОРОСТИ ИЗНАШИВАНИЯ АКСИАЛЬНО-ПЛУНЖЕРНЫХ НАСОСОВ В УСЛОВИЯХ ЭЛЕКТРОСТАТИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ**

Наведені методика та результати експериментальних досліджень впливу електростатичної обробки робочих рідин з різним напрацюванням на швидкість зношування аксіально-плунжерних насосів гідроприводів мобільних машин

**Постановка проблемы и анализ последних исследований.** Ресурс аксиально-плунжерных насосов гидроприводов мобильных машин во многом определяется скоростью изнашивания их узлов трения. Среди современных методов снижения износа можно выделить применение электрических и магнитных полей для обработки рабочих жидкостей [1]. В результате такого воздействия достигаются существенные положительные эффекты, проявляющиеся в снижении износа гидроагрегатов до 5 раз, в зависимости от условий эксплуатации [1, 2]. Имеющийся многочисленный теоретический и экспериментальный материал [3, 4] подтверждает эффективность электростатической обработки рабочих жидкостей и возможность ее применения в гидравлических системах различных мобильных машин. Однако, в проведенных ранее исследованиях не достаточно изучен вопрос развития износа плунжерных пар гидроагрегатов во времени в условиях электростатической обработки рабочих жидкостей. Такие исследования позволяют перейти от фиксации положительных эффектов к прогнозированию ресурса гидроагрегатов.

**Основной материал.** Целью экспериментальных исследований является проведение сравнительных испытаний на износ пар трения аксиально-плунжерных насосов для двух вариантов смазки: традиционного и с применением электростатической обработки РЖ. Кроме того, устанавливались функции скорости изнашивания испытуемых пар во времени для двух вариантов.

Основными факторами, определяющими скорость изнашивания пар трения, являются природа поверхностей трения и рабочей жидкости, а также режимы нагружения. К ним относят: давления в контакте и гидравлической системе; относительные скорости скольжения поверхностей трения; температура рабочей жидкости и поверхностей трения в местах контакта.

Сочетание всех указанных факторов определяет виды смазки узлов трения и, следовательно, их износ. Известно, что подвижные сопряжения аксиально-плунжерных насосов периодически работают в режиме граничной смазки, который сопровождается повышенным износом поверхностей.

В качестве объекта исследования была выбрана пара трения «колодка – ролик», материалы образцов которой соответствовали плунжерным парам насосов серии 210.20, 210.25. На основании анализа конструкций материал колодки бронза Бр.012, ролика – сталь 38Х2МЮА. Номинальная площадь контакта в исследуемой паре была равна средней площади контакта плунжера и гильзы в насосе 210.25. Шероховатость поверхности колодки и ролика также подбирались на основании конструкторской

документации на указанный насос, тем самым, обеспечивалась требуемая фактическая площадь контакта.

Обработке электростатическим полем подвергалась всесезонная рабочая жидкость с присадками ВМГЗ, соответствующая ТУ38-1-281-69. Данная жидкость обладает улучшенными эксплуатационными свойствами и рекомендована к использованию в гидроприводах большинства мобильных машин.

Испытания пары трения на износ проводились на машине трения СМТ-1. На рис. 1 изображена схема лабораторной установки для проведения износных испытаний с использованием машины трения.

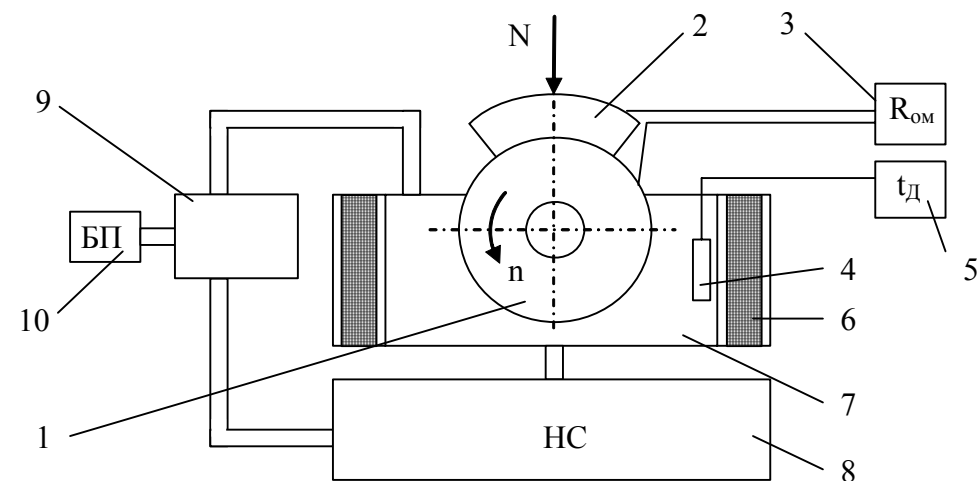


Рисунок 1 – Схема лабораторной установки для проведения износных испытаний пары трения «колодка-ролик» на машине трения СМТ - 1: 1 – ролик; 2 – колодка; 3 – омметр; 4 – термодатчик; 5 – терморегулятор; 6 – нагревательный элемент; 7 – емкость; 8 – насосная станция; 9 – устройство для обработки РЖ; 10 – блок питания

Перед проведением экспериментальных исследований были выбраны следующие определяющие факторы, которые оставались постоянными:

- напряжение на электродах устройства для обработки – 1000 В;
- скорость потока РЖ в устройстве – 6 м/с;
- температура РЖ в баке насосной станции – 70 °С;
- давление в контакте – 8 МПа;
- линейная скорость скольжения ролика – 0,3 м/с.

Конструкция устройства для обработки РЖ электростатическим полем, а также режимы обработки принимались в соответствии с рекомендациями [1, 5].

При исследовании скорости изнашивания сопряжений аксиально-плунжерных насосов в зависимости от наработки РЖ решалась основная задача – установление двух закономерностей, описываемых функциями:

$$V_U = f(\tau) \quad \text{и} \quad V'_U = f(\tau),$$

где  $V_U$  и  $V'_U$  - скорости изнашивания испытуемой колодки при смазке соответственно необработанной и обработанной РЖ.

Таким образом, проведение исследований предусматривало реализацию двух параллельных серий измерений скорости изнашивания образцов при использовании проб РЖ с наработкой 0, 500, 1000, 1500 и 2000 маш.-час. Скорость изнашивания оценивалась по величине весового износа колодки, т.е. при помощи аналитических весов ВЛР-200 с погрешностью не более 0,01 г оценивалась потеря веса колодки после проведения испытаний.

Для определения минимально необходимой повторности опытов были проведены предварительные испытания. Десятикратно измерялась скорость изнашивания колодки при температуре РЖ 70°C, контактном давлении 8 МПа и скорости скольжения ролика 0,3 м/с. Минимально необходимая повторность измерений определяется неравенством [6, 7]

$$n_{\min} \geq \frac{\sigma^2 \cdot t_{\text{кр}}^2}{\Delta^2 \cdot h_{\text{ср}}^2}, \quad (1)$$

где  $\sigma$  – среднее квадратичное отклонение измерений;  
 $t_{\text{кр}}$  – табличное значение коэффициента Стьюдента [6] при надежности результатов  $P = 0,9$ ;

$\Delta$  – допустимая относительная ошибка измерения [7];

$h_{\text{ср}}$  – среднее арифметическое значение результатов измерений.

После предварительных измерений и расчетов установлена двукратная повторность.

Результаты исследований приведены на рис. 2.

По полученным экспериментальным данным были установлены функции скорости изнашивания колодки для двух вариантов:

$$V_U = 1,5 + 1,1 \cdot 10^{-5} \cdot \tau^{1,5} \quad (2)$$

и

$$V'_U = 0,5 + 0,9 \cdot 10^{-5} \cdot \tau^{1,6}, \quad (3)$$

Анализ полученных функций показывает, что с ростом наработки скорость изнашивания и износ колодки нелинейно растет, как для необработанной РЖ, так и с применением электростатической обработки. Согласно графикам, приведенным на рис. 3.7, за весь срок службы испытуемой РЖ скорость изнашивания возрастает в 1,65 раза для необработанной жидкости, и в 4,44 раза для обработанной жидкости.

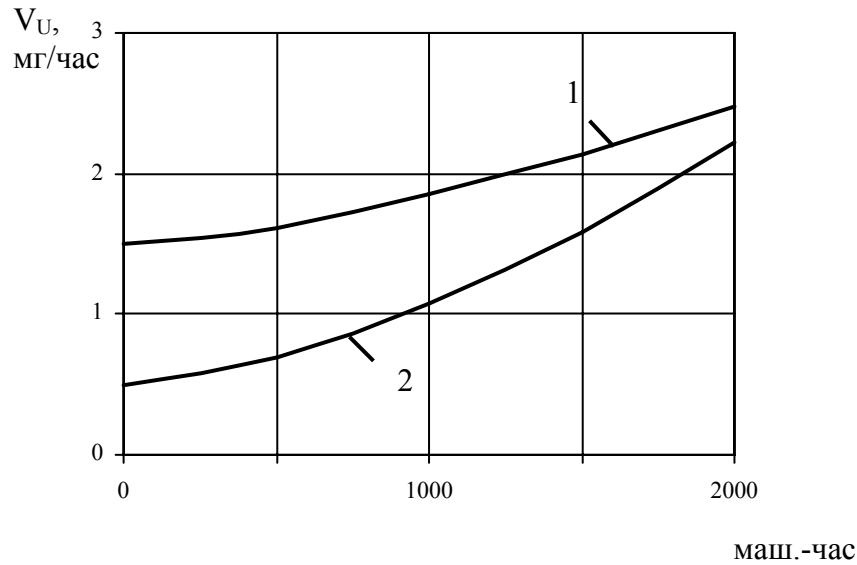


Рисунок 2 – Изменение скорости изнашивания колодки во времени:  
1 – без электростатической обработки; 2 – с электростатической обработкой

### Выводы

1. Применение электростатической обработки РЖ приводит к снижению скорости изнашивания пар трения аксиально-плунжерных насосов в 3 раза для жидкости в состоянии поставки и в 1,12 раза для полностью отработанной жидкости, что подтверждает имеющиеся теоретические исследования.

2. На основании экспериментальных данных установлены зависимости изменения скорости изнашивания аксиально-плунжерных насосов во времени. Такие зависимости могут быть использованы в имеющихся моделях для определения и прогнозирования ресурса гидроагрегатов.

**Литература:** 1. *Е.Е. Александров, И.А. Кравец, Е.Н. Лысков и др.* Повышение ресурса технических систем путем воздействия электрическими и магнитными полями. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2006 – 544с. 2. *Лысков Е.Н.* Повышение ресурса гидроприводов автомобилей специального назначения за счет обработки рабочих жидкостей электростатическим полем // Автомобильный транспорт. – Харьков: РИО ХГАДТУ. –1999. – Вып. 3. – С.81-83. 3. *Лысков Е.Н.* Влияние электростатической обработки рабочих жидкостей на интенсивность износа пар трения гидроприводов// Вестник Харьковского государственного автомобильно-дорожного технического университета. – Харьков: РИО ХГАДТУ. – 2000. – Вып. 12–13. – С.75-78. 4. *Лысков Е.Н., Косолапов В.Б., Воронин С.В.* Абразивный износ пары трения втулка-поршень с учетом адсорбционных процессов на границе раздела фаз// Автомобильный транспорт: серия «Совершенствование машин для земляных и дорожных работ». – 1999.– Вып. 2. – С.125-129. 5. *Косолапов В.Б.* Повышение эксплуатационной надежности гидроприводов строительных и дорожных машин при воздействии внешнего электрического поля на рабочую жидкость. – Дис. канд. техн. наук.– Харьков, 1995.-- 212 с. 6. *Винарский М.С., Лурье М.В.* Планирование эксперимента в технологических исследованиях. - Киев: Техника, 1975. - 168 с. 7. *Основы научных исследований под ред. Кротова В.И, Попова В.В.* - М.: Высшая школа, 1989. - 400 с.

УДК 631.3.076

**САМОРОДОВ В.Б., МИТРОПАН Д. М., СЕРГІЄНКО М.Є., ЦИБУЛЬКО В.В., СЕРГІЄНКО Д. Є., СИСОЄВ А.В.,** НТУ «ХПІ», ТОВ «ТПК «Омега-Автопоставка», Казенне підприємство «Харківське конструкторське бюро ім. О.О. Морозова»

## **ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ КОЛІСНИХ І ГУСЕНИЧНИХ ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНИХ ТРАКТОРІВ ПРИ НЕСТАЛОМУ ПОВОРОТІ**

Выполнен сравнительный анализ нагрузок в трансмиссии при неуставившемся повороте, при повороте на месте гусеничного и колесного тракторов с шарнирно-сочлененной рамой. Разработаны рекомендации по эксплуатации этих машин.

**Вступ.** Шарнірно-зчленовані трактори знайшли широке застосування в сільському господарстві й на транспорті. Гусеничні варіанти таких машин, виконані у вигляді двох візків, з'єднаних одним або двома шарнірами із проміжною ланкою, використовуються як на тягових, так і на транспортних машинах високої прохідності й спеціального призначення [1, 2 та ін.].

**Аналіз останніх досягнень і публікацій.** Дослідженню повороту 4-х гусеничних, колісних машин присвячений ряд робіт [3, 4 та ін.]. На ХТЗ розроблена конструкція 4-х гусеничного трактора на базі колісного Т-150К, у якому кожне колесо замінене окремою гусеницею. Конструкція ходової системи виконана таким чином, що дозволяє здійснити її переобладнання з колісного ходу на гусеничний у будь-якій господарстві й навіть у польових умовах. Визначення динаміки повороту й зміни навантаженості елементів трактора при використанні різних рушіїв важливо й актуально. Ці питання в літературі не освітлені.

**Мета й постановка завдання.** Із заміною на шарнірно-зчленованому тракторі колісного ходу на гусеничний у трансмісії збільшуються динамічні навантаження, які необхідно визначити й враховувати їх при конструюванні й модернізації машини.

**Аналіз несталого повороту гусеничного і колісного трактора.** При режимі входу в поворот шарнірно-зчленованого трактора відбувається плоско-паралельний рух, що складається з відносного й переносного руху. Переносний рух на повороті в будь-який нескінченно малий проміжок часу розглядається як рух обох секцій трактора навколо єдиного миттєвого центра повороту при постійному значенні кута зламу рами  $\theta$ . Відносний рух секцій відбувається за рахунок підкочування назустріч один одному мостів при зламі рами. У процесі відносних рухів секцій у межах зазорів у приводах ходової системи відбувається переміщення секцій без навантаження в приводі ходової системи. При цьому кут відносного складання рами становить  $3...5^\circ$ . Подальший відносний рух секцій відбувається при деформації пружних елементів трансмісії й ковзанні (буксуванні) гусениць по опорній поверхні. Для аналізу відносного руху мостів при наяві міжколісного диференціалу без блокування, заміняємо два ведучі колеса гусениць моста одним ведучим колесом з приведеним радіусом, розташованим

по центру ведучого моста. Розподіл сил по приведених колесах мостів можна, аналогічно колісній модифікації [4], визначити як значення їх на початок повороту  $P_n$  і плюс зміна їх у процесі повороту  $P_{зм}$ :

$$\begin{aligned} P_{\kappa 1} &= P_{n1} \mp P_{зм1}; \\ P_{\kappa 2} &= P_{n2} \pm P_{зм2}, \end{aligned} \quad (1)$$

де  $P_{n1}$ ,  $P_{n2}$  – сумарні тягові зусилля гусениць на приведених колесах мостів відповідно до передньої і задньої секції на початку повороту;

$P_{зм1}$ ,  $P_{зм2}$  – зміна тягових сил гусениць на приведених колесах заднього й переднього мостів у процесі повороту.

Радіус кочення колеса гусениці в веденому режимі дорівнює:

$$R_k = \frac{t_r \cdot z}{2\pi}, \quad (2)$$

де  $t_r$  – крок ланки гусениці;

$z$  – число ланок, що укладаються на колесі.

Тому що кроки ланок гусениць забігаючої та відстаючої сторін можуть бути різними, то приведений радіус кочення колеса моста гусеничної модифікації трактора, аналогічно шарнірно–зчленованої колісної модифікації трактора [4], дорівнює:

$$R_n = \frac{t_{r1} \cdot t_{r2} \cdot z_k}{(t_{r1} + t_{r2}) \cdot \pi}, \quad (3)$$

де  $t_{r1}$ ,  $t_{r2}$  – кроки ланок гусениць правої й лівої сторін.

Кроки ланок гусениці залежать від зношування шарнірів гусениці й точності їхнього виготовлення.

Приведений радіус кочення ведучого колеса моста гусеничного трактора, як і для колісної моделі [4], дорівнює:

$$R_{KT} = R_{II} + \lambda_{III} \cdot P_{зм}, \quad (4)$$

де  $\lambda_{III}$  – наведений коефіцієнт пропорційності тангенціальних сил на ведучому колесі моста.

Коефіцієнт пропорційності тангенціальних сил  $\lambda$  є відношення зміни приведенного радіуса кочення ведучого колеса моста  $\Delta r_k$  гусеничного трактора до зміни сил тяги на гусеницях моста  $\Delta P_{зм}$ :

$$\lambda = \frac{\Delta r_k}{\Delta P_{зм}}.$$

Зміну радіуса кочення ведучого колеса можна виразити через буксування гусениць моста и приведений радіус кочення веденого колеса  $R_k$  моста:

$$\Delta r_k = \Delta \delta \cdot R_k.$$

Тоді

$$\lambda = \frac{\Delta \delta \cdot R_k}{\Delta P_{3M}} = R_k \cdot \frac{d\delta}{dP_{3M}}. \quad (5)$$

Коефіцієнти тангенціальних сил на колесах  $\lambda_k$  колісного трактора отримані на стерні пшениці, сухій ґрунтовій дорозі, асфальті та на полі, підготовленому під посів. З аналізу тягових характеристик гусеничних тракторів [5] витікає, що до 5% буксування, залежність буксування від сили тяги на гаку лінійна й залежить від ваги трактора, стану й параметрів опорної поверхні. При 3% буксуванні трактора сила тяги гусениці становить приблизно половину ваги, що приходить на гусениці. Приймаємо вагу, що приходить на передній міст шарнірно-зчленованого трактора – 50 кН, а на задній – 30 кН. При цьому на агрофоні – стерня пшениці для кожної гусениці переднього моста  $\lambda_1 = 4,536 \cdot 10^{-4}$  мм/Н, а заднього –  $\lambda_2 = 7,56 \cdot 10^{-4}$  мм/Н. При рівності радіусів ведучих коліс у веденому режимі приведений коефіцієнт пропорційності тангенціальних сил гусениць моста дорівнює:

$$\begin{aligned} \text{переднього} - \quad \lambda_{np1} &= \lambda_1 / 2; \\ \text{заднього} - \quad \lambda_{np2} &= \lambda_2 / 2. \end{aligned} \quad (6)$$

При відносному русі секцій трактора відбувається закрутка валопроводів трансмісії, збільшуються сили зчеплення на гусеницях, тому приведені радіуси кочення мостів змінюються й переміщення центру моста буде відбуватися при змінному радіусі кочення  $R_{кг}$  (див. рис.1). Елементарні переміщення центрів мостів  $\Delta S$  можна визначити по формулі довжини дуги змінного радіуса в полярних координатах [6].

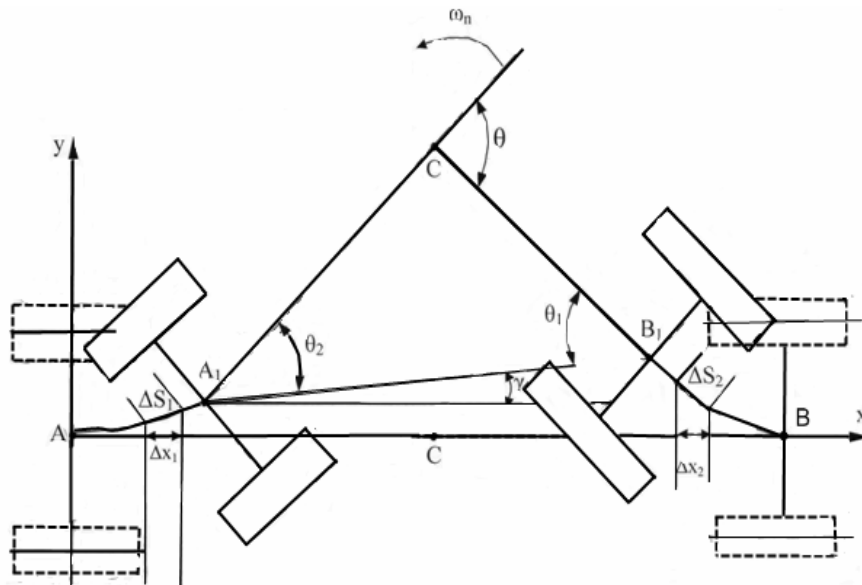


Рисунок 1 – Схема відносного руху секцій шарнірно-зчленованого трактора



Перетворивши й відкинувши величини нижчого порядку, одержимо:

$$\left. \begin{aligned} dS_1 &= \sqrt{\lambda_{n1}^2 + R_{\kappa 21}^2 \cdot C_1^2 \cdot R_{d1}^2} \cdot dP_{n1} = A_1 \cdot dP_{n1}; \\ dS_2 &= \sqrt{\lambda_{n2}^2 + R_{\kappa 22}^2 \cdot C_2^2 \cdot R_{d2}^2} \cdot dP_{n2} = A_2 \cdot dP_{n2}, \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

де  $C_1, C_2$  – піддатливість приводів переднього та заднього мостів;

$R_{\kappa 21}, R_{\kappa 22}$  – приведені радіуси кочення ведених коліс переднього й заднього мостів;

$\lambda_{n1}, \lambda_{n2}$  – коефіцієнти пропорційності тангенціальних сил на ведучих колесах мостів;

$R_{d1}, R_{d2}$  – середні динамічні радіуси приведених ведучих коліс переднього і заднього ведучих мостів;

$P_{n1}, P_{n2}$  – сумарні дотичні сили на ведучих колесах переднього й заднього мостів, викликаних відносним рухом секцій.

Відповідно до схеми відносного руху секцій трактора (рис.1) можна записати:

$$\left. \begin{aligned} dX_1 &= A_1 \cos(\theta_1 - \gamma) dP_{n1}; \\ dX_2 &= -A_2 \cos(\theta_2 + \gamma) dP_{n2}; \\ |X_1| &= |X_2| + \sqrt{l_1^2 + l_2^2 + 2 \cdot l_1 \cdot l_2 \cdot \cos \theta \cdot \cos \gamma}; \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

а з умов тягового балансу сил:

$$\frac{P_{n1}}{\cos \theta_1} = \frac{P_{n2}}{\cos \theta_2}, \quad (9)$$

де  $\theta_1, \theta_2$  – кути між повздовжніми площинами симетрії передньої й задньої секцій і вертикальною площиною, проведеною через центри мостів;

$\theta$  – кут між повздовжніми осями передньої й задньої секцій трактора (кут зламу рами);

$X_1, X_2$  – проекції переміщення центрів переднього й заднього мостів за рахунок відносного руху секцій;

$l_1, l_2$  – відстань від осі вертикального шарніра рами до осей переднього й заднього мостів;

$\gamma$  – кут між лінією  $A_1B_1$ , що з'єднує центри мостів у процесі їхнього відносного переміщення і її початковим положенням – АВ.

Кут  $\gamma < 1,5^\circ$ , тому його не враховуємо.

З рівняння (9) можна записати:

$$P_{n1} = \frac{P_{n2} \cdot \cos \theta_1}{\cos \theta_2},$$

де відношення

$$\frac{\cos \theta_1}{\cos \theta_2} = \frac{l_1 \cdot \sin \theta + l_2 \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta}{l_2 \cdot \sin \theta + l_1 \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta}.$$

При  $\frac{l_1}{l_2} = 0,35 \dots 0,75$  та  $\theta = 0 \dots 0,698$  рад відношення  $\frac{\cos \theta_1}{\cos \theta_2} = 0,95 \dots 1,05$ . Для трактора модифікацій Т-150К  $l_1=1480$  мм,  $l_2=1380$  мм,  $\theta_{\max} = 0,52$  рад та  $\frac{\cos \theta_1}{\cos \theta_2} = 1,0388$ .

Вирішуючи систему рівнянь (8), знаходимо:

$$\left. \begin{aligned} P_{n1} &= \frac{l_1}{A_1 + A_2} \ln \frac{L}{l_1 + l_2 \cos \theta}; \\ P_{n2} &= \frac{l_2}{A_1 + A_2} \ln \frac{L}{l_2 + l_1 \cos \theta}, \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

де  $L = l_1 + l_2$  база трактора.

Сили  $P_{n1}$  і  $P_{n2}$  протилежні по напрямку, тобто  $P_{n1} > 0$ ,  $P_{n2} < 0$

Формули (10) дозволяють визначити максимальне значення зміни сил на гусеницях мостів при повороті трактора на місці, визване відносним рухом секцій.

Сили  $P_{n1}$  і  $P_{n2}$  викликають зміну приведених радіусів ведучих коліс мостів трактора, які внаслідок переносного руху секцій будуть прагнути прийти в кінематичну відповідність для даного кута відносного положення секцій трактора. Шлях перехідного режиму (при  $\theta = \text{const}$ , протягом якого радіуси кочення ведучих мостів приводяться в кінематичну відповідність) визначаються по рівнянню [7]:

$$S_n = \frac{(C_1 \cdot R_{d1} + C_2 \cdot R_{d2}) \cdot R_{k1} \cdot R_{k2}}{\lambda_{n1} \frac{R_2}{R_1} + \lambda_{n2}} \ln \frac{P_{zm}}{P_{zm \max}}, \quad (11)$$

де  $R_1, R_2$  – радіуси поворотів центрів мостів трактора при  $\theta = \text{const}$ ;

$R_{k1}, R_{k2}$  – наведені радіуси ведучих коліс мостів наприкінці перехідного режиму;

$C_1, C_2$  – піддатливість приводів переднього й заднього мостів від роздавальної коробки до приведених ведучих коліс гусениць;

$P_{zm}$  – поточне значення сили на приведених ведучих колесах мостів у процесі перехідного режиму;

$P_{zm \max}$  – сили на приведених ведучих колесах мостів на початку сталого повороту.

$C_1, C_2$  відповідно дорівнюють:  $5,279 \cdot 10^{-7}$  рад/Н·м та  $5,109 \cdot 10^{-7}$  рад/Н·м.

Вираження, що стоїть перед логарифмом рівняння (11) можна прийняти за постійну величину  $S_0$ . Шлях перехідного режиму, після входу трактора в сталий поворот, дорівнює нескінченності. Досліджуємо, яким чином будуть перерозподілятися сили  $P_{zm}$  у процесі перехідного режиму. Для цього позначимо вираження, що стоїть перед логарифмом рівняння (11), через  $S_0$  і запишемо його у вигляді:

$$P_{zm} = P_{zm \max} \cdot e^{\frac{S_n}{S_0}} \quad (12)$$

З рівняння (12) видно, що при  $S_n/S_0 = 3$   $P_{зм} = 0,049P_{зм\max}$ . Отже, тільки 5% сили  $P_{зм\max}$  буде перерозподілятися зі зміною  $S_n/S_0$  від 3 до нескінченності. На фоні – стерня для гусеничної модифікації трактора на базі Т-150К  $S_0=46$  мм, а перехідний шлях, при 95% розподілі дотичних сил на гусеницях, відповідаючих кінематиці сталого руху, дорівнює  $3S_0 = 138$  мм, а на сухій дорозі –  $S_0=64$  мм. У колісних тракторів  $S_0$  залежить від тиску повітря в шинах і радіальних навантажень на колеса. Для трактора Т-150К, при вище наведеній розваговці по мостах маси,  $S_0$  на фоні стерня дорівнює: при  $p_{ш} = 0,16$  МПа – 278 мм, при  $p_{ш} = 0,12$  МПа – 353 мм, при  $p_{ш} = 0,09$  МПа – 442 мм, а на сухій дорозі при  $p_{ш} = 1,6$  МПа – 0,545 м. Отже, при підвищенні жорсткості приводів мостів і буксування гусениць (колес) перехідний шлях зменшується.

Час перехідного режиму  $t_n$  можна визначити, розділивши шлях  $S_n$  на швидкість  $V$  трактора:

$$t_n = \frac{S_n}{V}. \quad (13)$$

Оскільки в процесі перехідного періоду переносне й відносне переміщення секцій трактора впливають на розподіл дотичних сил по приведених колесах мостів, розглянемо механіку розподілу цих сил.

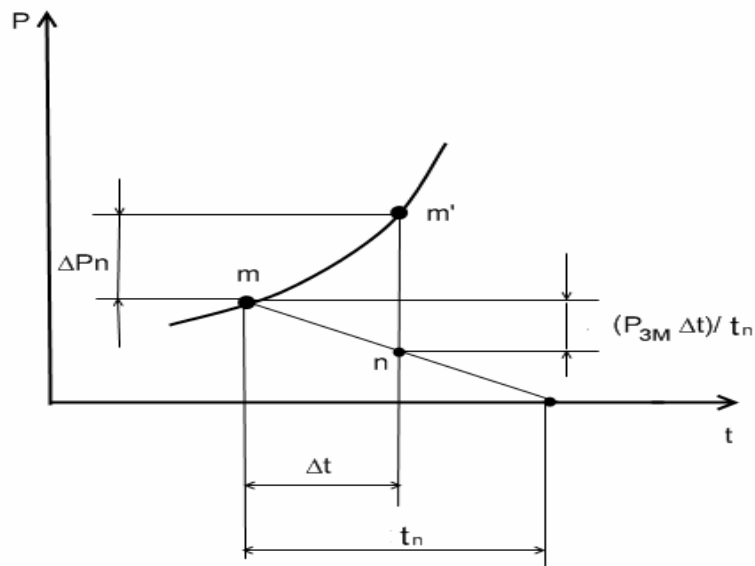


Рисунок 2 – Схема визначення зміни дотичних сил на ведучих колесах мостів при несталому повороті

Нехай буде якесь поточне значення зміни результуючої дотичної сили  $P_{зм}$  на приведеному ведучому колесі моста трактора, що виникає в процесі повороту. За рахунок відносного руху секцій (див. рис. 2) у перебігу часу  $\Delta t$  відбудеться зміна дотичної сили на приведеному ведучому колесі на  $\Delta P_n$ . Переносний рух за цей же час  $\Delta t$  змінить дотичну силу на колесі на  $P_{зм} \cdot \frac{\Delta t}{t_n}$ . Різниця  $\Delta P_n - P_{зм} \cdot \frac{\Delta t}{t_n}$  складе результуючі зміни дотичної сили на колесі за час  $\Delta t$ , отже:

$$\frac{dP_{3M}}{dt} + \frac{P_{3M}}{t_n} - \frac{dP_n}{dt} = 0 \quad (14)$$

Аналогічні рівняння можна представити для кожної секції:

$$\left. \begin{aligned} \dot{P}_{3M1} + \frac{P_{3M1}}{t_n} - \dot{P}_{n1} &= 0; \\ \dot{P}_{3M2} + \frac{P_{3M2}}{t_n} - \dot{P}_{n2} &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

де  $P_{n1}$ ,  $P_{n2}$  (10) та  $t_n$  (13) відомі, а результуючі зміни дотичних сил на приведених ведучих колесах мостів  $P_{3M1}$  і  $P_{3M2}$  визначається з диференціальних рівнянь першого порядку (14). Рішення їх має вигляд:

а) при вході в поворот трактора:

$$\left. \begin{aligned} P_{3M1} &= \frac{l_1 l_2 \dot{\theta} t_n^2}{L(A_1 + A_2)} \cdot \frac{\frac{\sin(\dot{\theta} t)}{t_n} - \dot{\theta} \cos(\dot{\theta} t) + \dot{\theta} e^{\frac{-t}{t_n}}}{1 + (\dot{\theta})^2 t_n^2}; \\ P_{3M2} &= -\frac{l_1 l_2 \dot{\theta} t_n^2}{L(A_1 + A_2)} \cdot \frac{-\frac{\sin(\dot{\theta} t)}{t_n} - \dot{\theta} \cos(\dot{\theta} t) + \dot{\theta} e^{\frac{-t}{t_n}}}{1 + (\dot{\theta})^2 t_n^2}; \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

б) при виході з повороту трактора:

$$\left. \begin{aligned} P_{3M1} &= -\frac{l_1 l_2 \dot{\theta} t_n^2}{L(A_1 + A_2)} \cdot \frac{\frac{\sin(\theta_{\max} - \dot{\theta} t)}{t_n} + \dot{\theta} \cos(\theta_{\max} - \dot{\theta} t) - e^{\frac{-t}{t_n}} \cdot \left( \frac{\sin \theta_{\max}}{t_n} + \dot{\theta} \cos \theta_{\max} \right)}{1 + (\dot{\theta})^2 t_n^2}; \\ P_{3M2} &= \frac{l_1 l_2 \dot{\theta} t_n^2}{L(A_1 + A_2)} \cdot \frac{\frac{\sin(\theta_{\max} - \dot{\theta} t)}{t_n} + \dot{\theta} \cos(\theta_{\max} - \dot{\theta} t) - e^{\frac{-t}{t_n}} \cdot \left( \frac{\sin \theta_{\max}}{t_n} + \dot{\theta} \cos \theta_{\max} \right)}{1 + (\dot{\theta})^2 t_n^2}; \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

При повороті на місці шарнірно – зчленованих тракторів розрахункові навантаження в приводі ходової системи, визначені по формулі (10), приведені на рис. 3 для гусеничної та колісної модифікацій.

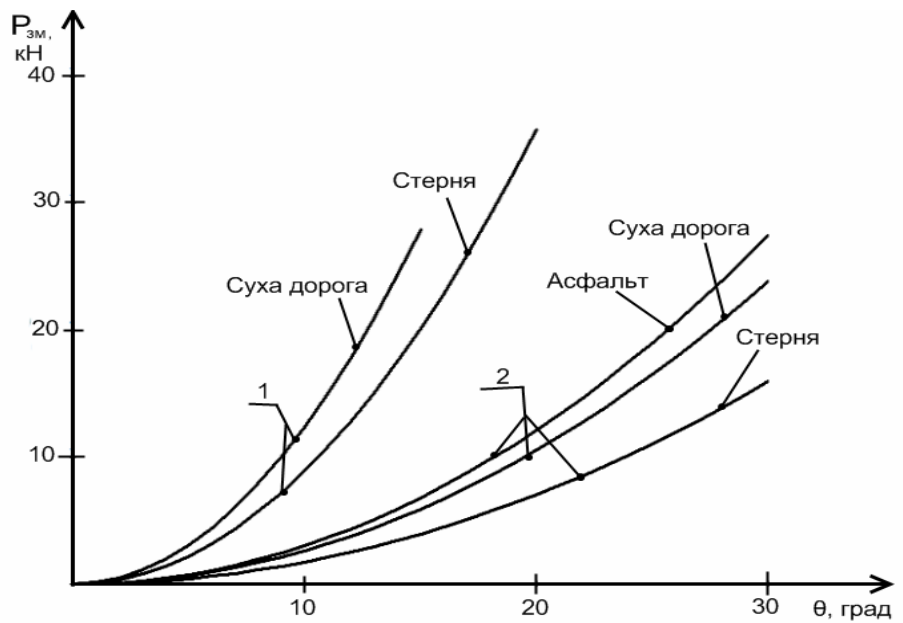


Рисунок 3 – Зміна  $P_{зм}$  на приведених колесах мостів гусеничного - 1 і колісного - 2 тракторів в залежності від кута складання рами при повороті

Аналіз рис. 3 показує, що на гусеничному тракторі при куті складання рами  $\theta = 15 \dots 20^\circ$  вони збільшуються до максимального значення по зчепленню, а на колісному – при  $\theta = 25 \dots 30^\circ$ . Ясно, що зі збільшенням зчеплення гусениць або коліс вони будуть збільшуватись. Для запобігання великих динамічних напружень в приводах ведучих коліс мостів не бажано повертати на місці трактор гусеничної модифікації більш ніж  $\theta \leq 10^\circ$ , а колісної –  $\theta \leq 20^\circ$ . На гусеничному тракторі вони при повороті до  $\theta = 20^\circ$  в 4,3...4,7 раз більші ніж на колісному. Несталий поворот шарнірно – зчленованого трактора можна розділити на чотири періоди: вхід у поворот, перехідний період входу в сталий поворот, вихід з повороту та перехідний період виходу на прямолінійний рух. По формулам (16) отримані розрахункові значення  $P_{зм1}$ ,  $P_{зм2}$  навантажень в ходовій системі мостів на фоні суха дорога у залежності від кута  $\theta$  складання рами й побудовані графічні залежності їх для гусеничної – рис.4 і колісної – рис.5 модифікацій.

Сили  $P_{зм1}$  і  $P_{зм2}$  по модулю рівні та протилежні по знаку ( $P_{зм1}$  – додатний,  $P_{зм2}$  – від'ємний) і залежать від кутової швидкості  $\dot{\theta}$  складання полурам і швидкості трактора. Чим більше  $\dot{\theta}$ , тим вони більші, а зі збільшенням швидкості трактора – зменшується (див. рис. 4).

Так при швидкості гусеничного трактора 3,6 км/год та швидкості повороту секції  $\dot{\theta} = 0,5$  рад/с при  $\theta = 30^\circ$  –  $P_{зм \max} = 32$  кН, при  $V = 7,2$  км/год –  $P_{зм \max} = 18$  кН, а при  $V = 14,4$  км/год –  $P_{зм \max} = 9,4$  кН. Отже при  $\dot{\theta} = 0,5$  рад/с і  $V \geq 5$  км/год  $P_{зм \max}$  не буде досягати значення по зчепленню гусениць мостів.

Для колісного трактора на фоні суха дорога при швидкості трактора 3,6 км/год,  $\dot{\theta} = 0,5$  рад/с і  $\theta = 30^\circ$  –  $P_{зм \max} = 18,8$  кН, а при  $V = 14,4$  км/год –  $P_{зм \max} = 11,4$  кН. Як бачимо, вплив швидкості на  $P_{зм}$  гусеничного трактора більший, чим для колісного, що пояснюється меншим перехідним періодом гусеничного трактора. Як показано на рис. 4(5)

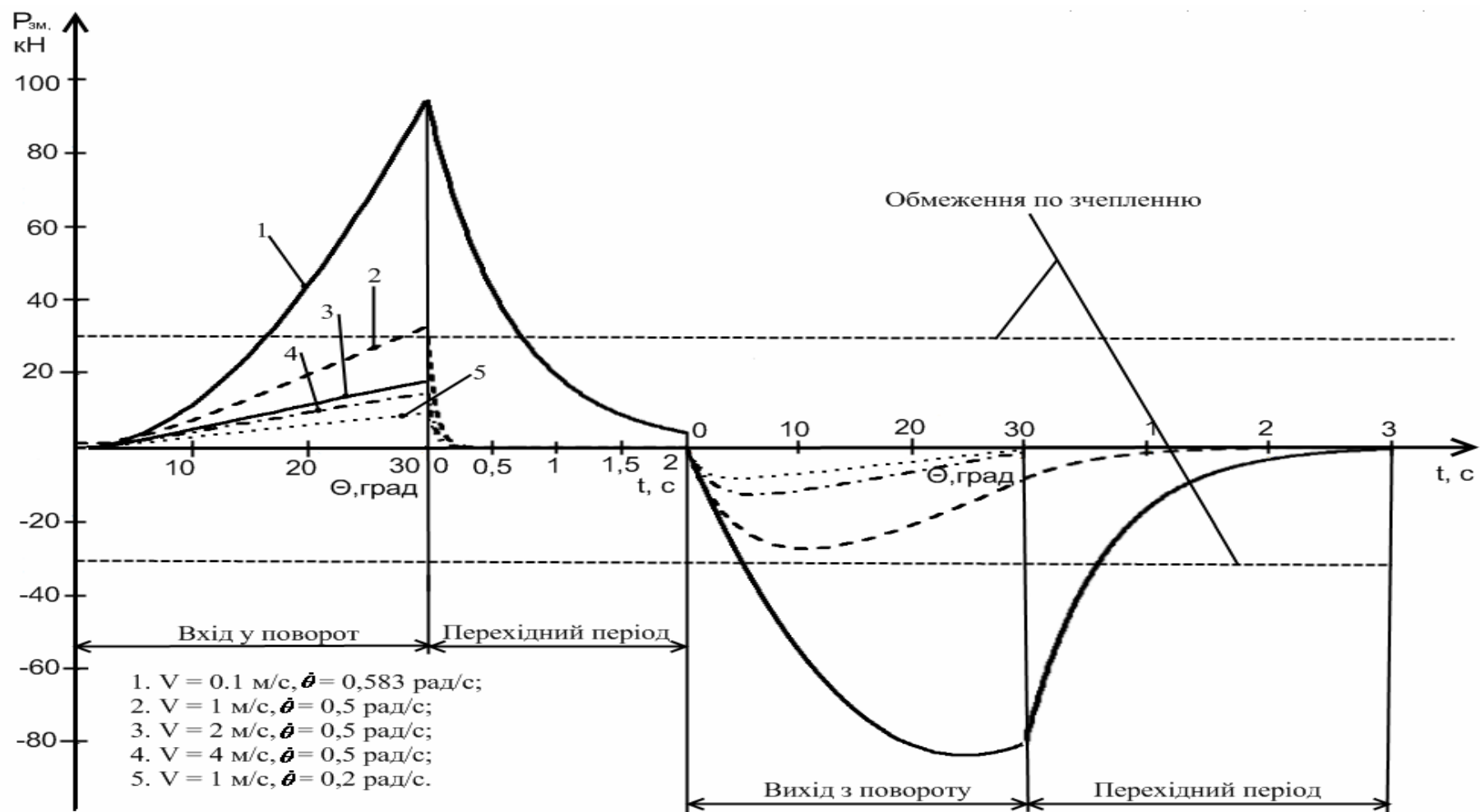


Рисунок 4 – Несталий поворот гусеничного трактора на сухій ґрунтовій дорозі

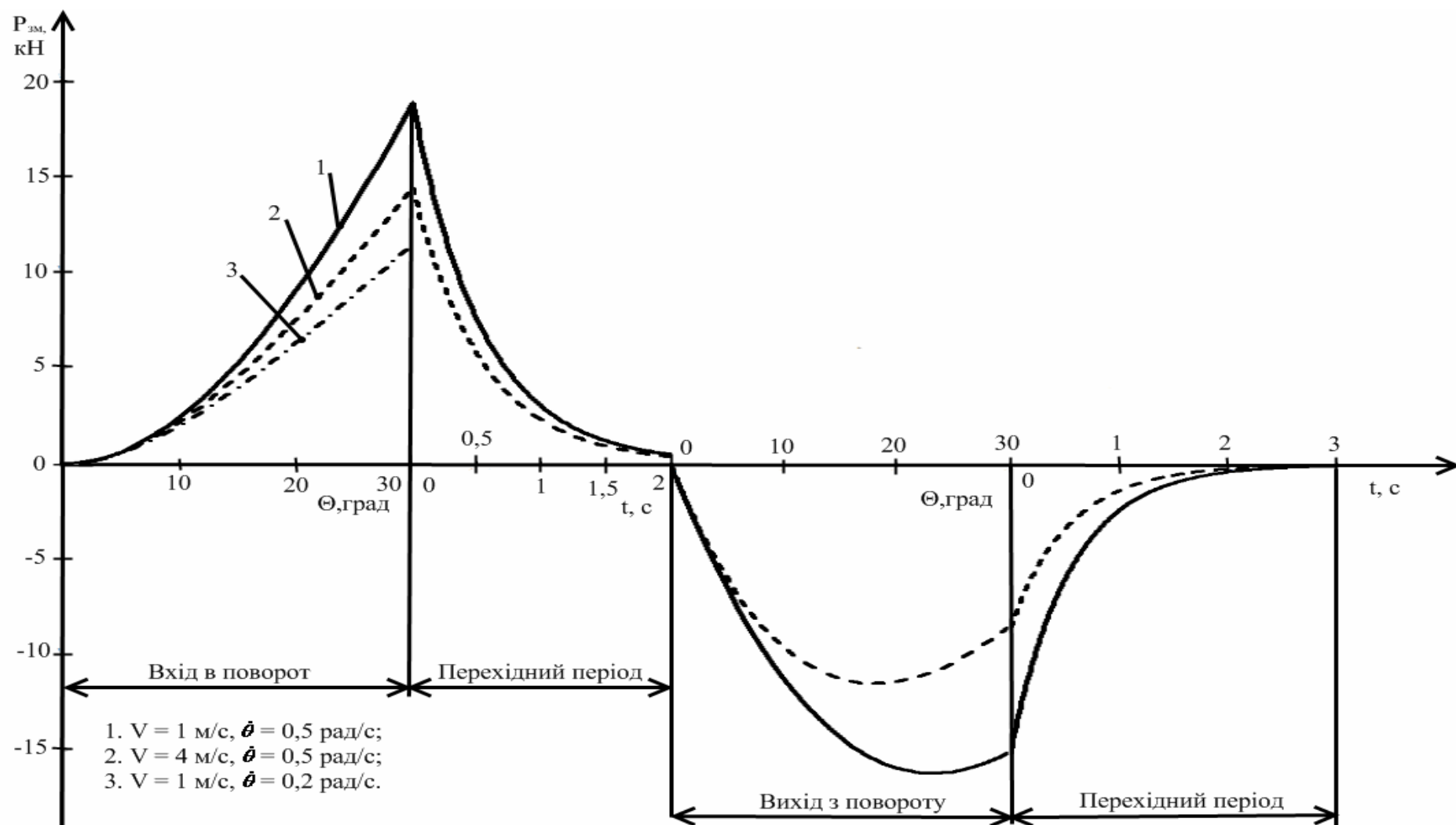


Рисунок 5 – Несталий поворот колісного трактора на сухій ґрунтовій дорозі

та рис. 5(4), зі зменшенням кутової швидкості складання рами до 0,2 рад/с при швидкостях 3,6 км/год і при  $\theta \leq 30^\circ$   $P_{зм}$  гусеничного та колісного тракторів практично вирівнюються ( $P_{зм} = 13,5$  кН для гусеничного та  $P_{зм} = 14,39$  кН для колісного). З цього випливає, що  $\dot{\theta}$  більше впливає на  $P_{зм}$  гусеничного трактора. Отже, при кутових швидкостях складання рами  $\dot{\theta}$  менше 0,2 рад/с і швидкості трактора більше 3,6 км/год  $P_{зм}$  на колесах мостів будуть незначними. Якщо передаточне число приводу керування трактора  $i \geq 20$ , то швидкість повороту рульового колеса  $\dot{\theta} \geq 200$  град/с, що практично виконується.

У другому періоді, при вході в сталий поворот,  $P_{зм}$  буде визначатись по формулі (12). При цьому  $P_{зм}$  зменшується по експоненті і залежить від перехідного шляху. Він на сухій дорозі для гусеничного трактора  $S_n = 0,193$  м, значно менший, чим для колісного  $S_n = 1,635$  м.

В третьому періоді, при виході з повороту,  $P_{зм}$  визначається по формулі (17). Вони будуть на 5...10% менші, ніж при вході в поворот і аналогічно, як і при вході в поворот, залежать від швидкості трактора й кутової швидкості складання рами трактора.

При вході в прямолінійний рух трактора  $P_{зм}$  також визначаються по формулі (12).

### Висновки

1. Отримані математичні залежності зміни навантажень у трансмісії привода ходової системи при повороті на місці й при несталому повороті 4-х гусеничного трактора з шарнірно-зчленованою рамою.

2. При повороті на місці зміна навантаженості у приводі ходової системи 4-х гусеничного трактора з шарнірно-зчленованою рамою в 4,3...4,7 раз більша, ніж у колісного.

3. Бажано не допускати на ґрунтах з високим коефіцієнтом зчеплення поворот на місці більше ніж  $10^\circ$  кута складання рами гусеничного трактора та до  $25^\circ$  – колісного.

4. Рекомендується несталий поворот гусеничного трактора виконувати на швидкості  $V \geq 3,6$  км/год і  $\dot{\theta} \leq 0,2$  рад/с, що відповідає швидкості повороту рульового колеса  $\dot{\theta} \leq 200$  град/с.

**Список літератури:** 1. Селиванов И.И. Автомобили и транспортные гусеничные машины высокой проходимости. – М.: Наука, 1967. – 270 с. 2. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1970. – 173 с. 3. Медведев Н.Г. Особенности поворота гусеничной машины с четырех обводным двигателем / Механіка та машинобудування / Науково-технічний журнал. – Харків: НТУ «ХПІ», 2001. – №1, 2. – С. 314–319 4. Митропан Д.М. Распределение тягового усилия между ведущими мостами шарнирно-сочлененного трактора 4К4 при неустановившемся повороте / Тракторы и сельхозмашины. – 1972. – №3. – С. 19–21. 5. Колобов Г.Г., Парфенов А.П. Тяговые характеристики тракторов. М.:– Машиностроение, 1972. – 157 с. 6. Смирнов В.И. Курс высшей математики. М.: Физмат, 1956. –Т. 2. 7. Митропан Д.М. Переходной режим при повороте шарнирно-сочлененного тягача / Сб.: «Автомобильный транспорт». – К.: Техніка, 1972. – Вип. 9. – С.127– 130. 8. Митропан Д.М., Сергиенко Н.Е., Сергиенко Д.Е. Распределение тягового усилия между ведущими гусеницами шарнирно-сочлененного трактора при повороте/Вестник НТУ „ХПИ”, 2004. – №16.– С. 71–76. 9. Сергиенко Д.Е., Митропан Д.М., Сергиенко Н.Е. Переходной режим при повороте гусеничного шарнирно-сочлененного тягача / Вестник НТУ „ХПИ”.– Харьков: НТУ „ХПИ”, 2007. – №12. – С. 63 – 68.



УДК 629.114.026

**САМОРОДОВ В.Б., ЯЛОВИЛ І.В.,** НТУ «ХПІ»

## **ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ БЕЗСТУПІНЧАСТОГО ГІДРО-ОБ'ЄМНОГО МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ**

В данной работе рассмотрены вопросы выбора рациональных конструктивных параметров бесступенчатого ГОМП гусеничных тракторов, а именно рациональное значение передаточного отношения цепи редукторов управления передающих крутящий момент от выходного вала гидромотора к ведущим звездочкам. Разработан новый принцип построения математических моделей для двух поточных трансмиссий гусеничных тракторов и предложена методика определения рациональных конструктивных параметров ГОМП, которая базируется на анализе пространственно-топологических зависимостей параметров ГОМП от передаточного отношения цепи редукторов управления. Построена математическая модель ГОМТ гусеничного трактора ХТЗ-200 для ГОМП которой определен и обоснован рациональный конструктивный параметр – передаточное отношение цепи редукторов управления.

**Вступ.** Удосконалення механізмів повороту гусеничних самохідних машин крім безпосередньої зміни конструкції передбачає і вибір раціональних конструктивних параметрів. До таких конструктивних параметрів можна віднести передавальне відношення ланцюга редукторів керування, яке складається з передавальних відношень всіх редукторів, що передають потужність від гідро-об'ємної передачі до ведучих зірочок. Зміна передавального відношення ланцюгу редукторів керування механізму повороту впливає на мінімально можливий радіус повороту, що здійснюється без розриву основного потоку потужності, а відповідно і на режим роботи ГОП, що впливає на основні якісні показники ГОМП, а саме на максимальний тиск в системі ГОП, ККД трансмісії в повороті та середній ККД трансмісії.

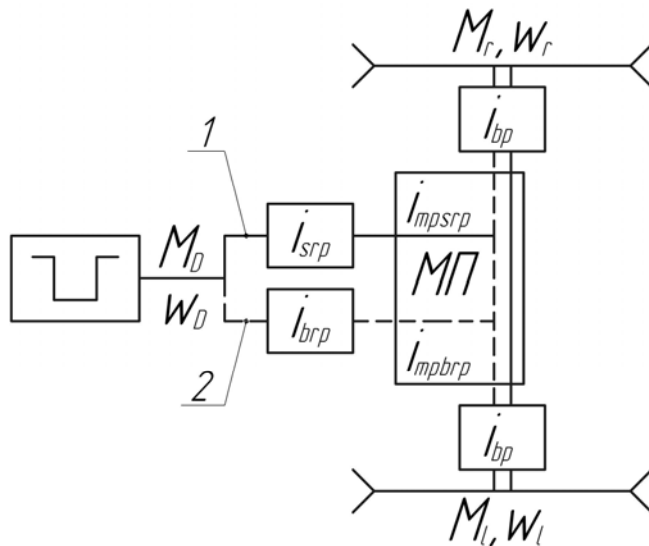
**Аналіз останніх досягнень та публікацій.** Аналіз науково-технічної літератури [1-5] показує, що на теперішній час питання вибору раціональних конструктивних параметрів безступінчастого гідрооб'ємного механізму повороту розглянуто не на належному рівні, не зважаючи на нагальну актуальність цього питання. В літературі здебільшого розглядаються питання аналізу існуючих конструкцій ГОМП [4, 5] та питання удосконалення математичних моделей [1-4]. Найближчими до вирішення цього питання наблизились автори статті [1]. В цій роботі було побудовано математичну модель трактора ХТЗ-200 матричним методом, приведені результати моделювання та зроблена спроба обґрунтування передавального відношення редуктора розташованого відразу після ГОП, який входить до ланцюга редукторів керування. Але подання результатів не є наглядним і при такому відображенні результатів моделювання практично неможливо визначити раціональні значення цього конструктивного параметра.

Також слід зазначити, що існуючі математичні моделі гідро-об'ємно-механічних трансмісій доволі громіздкі і потребують відносно великий час опрацювання результатів обчислювальними машинами.

**Мета та постановка задачі.** В даній роботі розроблено новий принцип побудови математичної моделі двох потокової трансмісії гусеничного трактора, який дозволяє відносно швидко і точно визначити основні параметри ГОМП. На основі цього принципу побудована математична модель гідро-об'ємно-механічної трансмісії гусеничного трактора ХТЗ-200. Для визначення раціональних конструктивних

параметрів ГОМП, а саме відношення ланцюгу редукторів керування вперше пропонується використання просторово-топологічного підходу під час аналізу результатів математичного моделювання.

### Принцип побудови математичної моделі.



Мал. 1 Структурна схема двох потокової трансмісії.

- 1 - рушійний потік потужності;  
2 - керуючий потік потужності.

Гідро-об'ємно-механічні трансмісії гусеничних тракторів належать до так званих двох потокових трансмісій в яких є рушійний потік потужності, що має ступінчасте регулювання та керуючий потік, який має безступінчасте регулювання. Обидва потоки потужності складаються та розподіляються між бортами в механізмі повороту і через бортові передачі подаються на ведучі зірочки. Передавальні відношення в трансмісії можна, умовно, розподілити на: передавальні відношення ланки редукторів, що забезпечують ступінчасте та безступінчасте регулювання  $i_{srp}$  і  $i_{brp}$ , внутрішні передавальні відношення механізму повороту  $i_{mpsrp}$  і  $i_{mpbrp}$ , та передавальне відношення ланцюгу редукторів бортових передач  $i_{bp}$ . Структурна схема двох потокової трансмісії представлена на малюнку 1.

Виходячи з структурної схеми можна записати основні рівняння кінематичних та силових зв'язків

$$w_r, w_l = (i_{ruh} \pm i_{ker}) \cdot w_D, \quad (1) \quad M_r, M_l = \frac{M_D}{(i_{ruh} \pm i_{ker})}. \quad (2)$$

де  $i_{ruh}$ ,  $i_{ker}$  – передавальне відношення ланцюга редукторів рушійного та керуючого потоків потужності

$$i_{ruh} = i_{srp} \cdot i_{mpsrp} \cdot i_{bp}, \quad (3) \quad i_{ker} = i_{brp} \cdot i_{mpbrp} \cdot i_{bp}. \quad (4)$$

Передавальне відношення ланцюга редукторів розташованих між ведучими зірочками та ГОП визначає режим роботи безступінчастої передачі і безпосередньо впливає на основні параметри роботи трансмісії в повороті

$$i_{ker}' = i_{mpbrp} \cdot i_{bp}. \quad (5)$$

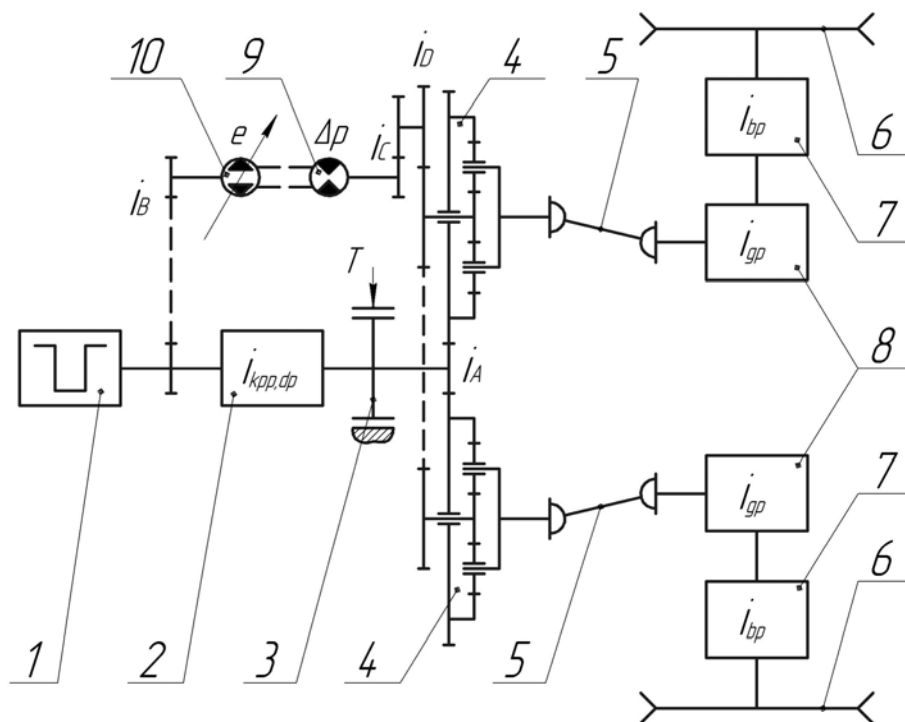
В той же час для ГОМП передавальне відношення ланки редукторів, що забезпечують безступінчасте регулювання  $i_{brp}$  є функцією ексцентриситету  $e$  ГОП

$$\begin{cases} \eta_{gor} = f(p) = f(R) = f(i_{ker}') \\ \eta_{gor} = f(p) = f(R) = f(e) \end{cases} \quad (6)$$

Враховуючи складну функціональну залежність математично визначити раціональне значення  $i_{ker}'$  доволі складно. Тому для визначення раціонального значення  $i_{ker}'$  пропонується задати його як діапазон передавальних відношень, що дозволить отримати масив значень для кожного з основних параметрів ГОМП. Для аналізу отриманих результатів раціонально відобразити отримані результати у вигляді просторо-топологічних графіків.

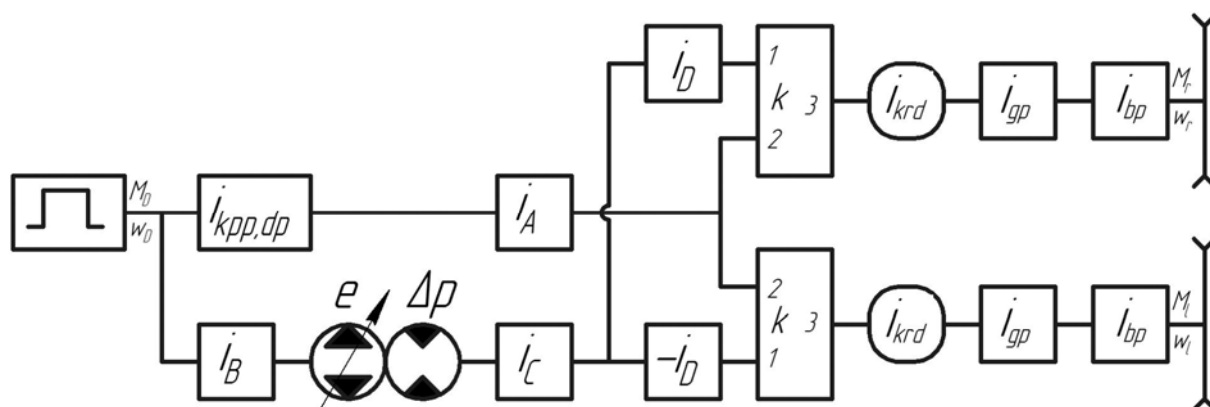
### Побудова математичної моделі трансмісії гусеничного трактора з використанням просторово-топологічного підходу.

Для побудови математичної моделі в якості прототипу обрано гусеничний трактор ХТЗ-200. Кінематична схема ГОМП представлена на малюнку 2, структурна схема – на малюнку 3.



Мал. 2 - Кінематична схема ГОМП гусеничного трактора ХТЗ-200

- 1 – ДВЗ; 2 – ступінчаста механічна коробка передач; 3 – гальмо, що забезпечує поворот трактора на місці; 4 – трьох ланкові планетарні механізми; 5 – ведучі зірочки; 6 – бортові редуктори; 7 – головні передачі; 8 – карданні передачі; 9 – гідромотор, що не регулюється; 10 – гідронагнітач, що регулюється.



Мал. 3 - Структурна схема ГОМП гусеничного трактора ХТЗ-200

Передавальні відношення ланок редукторів, що забезпечують ступінчасте регулювання та безступінчасте регулювання

$$i_{srp} = i_{kpp,dp}, \quad (7)$$

$$i_{brp} = i_B \cdot e \cdot \eta_{gopO}. \quad (8)$$

де  $\eta_{gopO}$  - об'ємний ККД ГОП, для першого рівня ітерації  $\eta_{gopO} = 1$ .  
Внутрішні передавальні відношення механізму повороту

$$i_{mpsrp} = i_A \cdot \frac{k}{k-1}, \quad (9)$$

$$i_{mpbrp} = i_C \cdot i_D \cdot \frac{1}{1-k}. \quad (10)$$

Передавальне відношення ланки редукторів бортової передачі та ланцюга редукторів розташованих між ведучими зірочками та ГОП

$$i_{bp} = i_{gp} \cdot i_{br}, \quad (11)$$

$$i_{ker}' = i_{mpbrp} \cdot i_{bp}. \quad (12)$$

Передавальне відношення ланцюга редукторів рушійного потоку потужності та ланцюга редукторів керуючого потоку потужності

$$i_{ruh} = i_{srp} \cdot i_{mpsrp} \cdot i_{bp}, \quad (13)$$

$$i_{ker} = i_{brp} \cdot i_{mpbrp} \cdot i_{bp}. \quad (14)$$

Кутові швидкості обертання ведучих зірочок, рад/с

$$w_r = (i_{ruh} + i_{ker}) \cdot w_D, \quad (15)$$

$$w_l = (i_{ruh} - i_{ker}) \cdot w_D. \quad (16)$$

Лінійна (м/с) та кутова швидкості трактора (рад/с)

$$v = \frac{w_r + w_l}{2} \cdot r_z, \quad (17)$$

$$w_p = \frac{w_r - w_l}{B_g} \cdot r_z. \quad (18)$$

де  $r_z$  – радіус ведучої зірочки;  
 $B_g$  – поперечна база трактора.  
Радіус повороту трактора (м) та коефіцієнт опору повороту

$$R_p = \frac{v}{w_p}, \quad (19)$$

$$\mu_p = \frac{\mu_{\max}}{1 + \xi \cdot (R_p / B_g - 1)} \cdot r_z. \quad (20)$$

де  $\mu_{\max}, \xi$  – коефіцієнти максимального опору повороту та зсуву ґрунту.  
Крутні моменти на ведучих зірочках, Нм

$$M_r = \frac{G \cdot r_z}{2} \left( f_g + \frac{\mu_p \cdot L_g}{4 \cdot B_g} \right), \quad (21)$$

$$M_l = \frac{G \cdot r_z}{2} \left( f_g - \frac{\mu_p \cdot L_g}{4 \cdot B_g} \right). \quad (22)$$

де  $G$  – вага трактора;  
 $f_g$  – коефіцієнт опору перекочування гусениць;  
 $L_g$  – повздовжня база трактора.  
Крутний момент на колінчастому валу двигуна, Нм

$$M_D = \left( \frac{i_{ruh}}{\eta_{ruh}} + \frac{i_{ker}}{\eta_{ker}} \right) \cdot M_r + \left( \frac{i_{ruh}}{\eta_{ruh}} - \frac{i_{ker}}{\eta_{ker}} \right) \cdot M_l. \quad (23)$$

де  $\eta_{ruh}, \eta_{ker}$  – механічний ККД ланцюга редукторів рушійного та керуючого потоків потужності

$$\eta_{ruh} = \eta_{srp} \cdot \eta_{mpsrp} \cdot \eta_{bp}, \quad (24)$$

$$\eta_{ker} = \eta_{brp} \cdot \eta_{gopM} \cdot \eta_{mpbrp} \cdot \eta_{bp}. \quad (25)$$

де  $\eta_{gopM}$  – механічний ККД ГОП, для першого рівня ітерації  $\eta_{gopM} = 1$ .  
Тиск в системі ГОП, Па

$$p = \frac{i_{ker}}{\eta_{ker}} \cdot \frac{M_r - M_l}{q}. \quad (26)$$

де  $q$  – продуктивність гідронагнітача.  
Коли відомі основні параметри трансмісії без врахування втрат, можна приблизно визначити втрати в ГОП [2]:  
Об'ємний та механічний ККД ГОП

$$\eta_{gopO} = 1 - \frac{K_y \cdot 2\pi}{\mu_d} \cdot \frac{p \cdot (1 + C_y \cdot |w_D \cdot i_B|)}{|e| \cdot D_q^3 \cdot |w_D \cdot i_B|} \cdot \frac{1}{1 + \frac{K_y \cdot 2\pi}{\mu_d} \cdot \frac{p \cdot (1 + C_y \cdot |w_D \cdot i_B \cdot e|)}{D_q^3 \cdot |w_D \cdot i_B \cdot e|}}, \quad (27)$$

$$\eta_{gopM} = \frac{1}{1 + \frac{K_1 |w_D \cdot i_B|}{p |e|} (1 + K_2 \cdot |e|) + \frac{K_5 (1 + K_4 \cdot |e|)}{|e| (1 + K_3 |w_D \cdot i_B \cdot D_q|)} + \frac{K_8 (1 + K_7 \cdot |e|)}{p \cdot |e| (1 + K_6 |w_D \cdot i_B \cdot D_q|)}} \times \\ \times 1 - \frac{K_1 |w_D \cdot i_B \cdot e|}{p} (1 + K_2) - \frac{K_5 (1 + K_4)}{1 + K_3 |w_D \cdot i_B \cdot e| \cdot D_q} - \frac{K_8 (1 + K_7)}{p (1 + K_6 |w_D \cdot i_B \cdot e| \cdot D_q)} \quad (28)$$

де  $C_y, K_i$  – коефіцієнти втрат в ГОП;  
 $D_q$  – характерний розмір гідромашини;  
 $M_d$  – динамічна в'язкість робочої рідини.

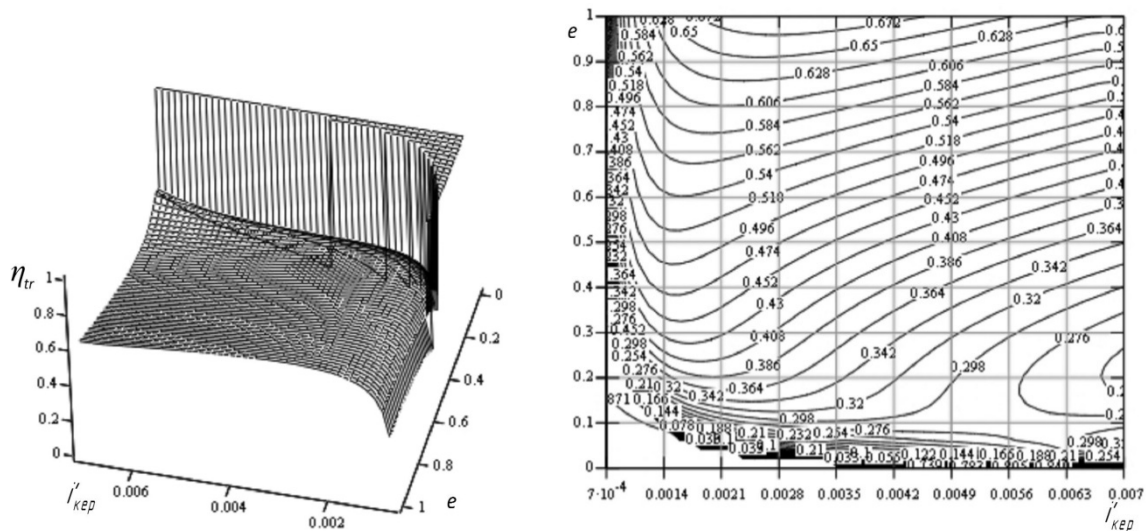
Знаючи приблизний ККД ГОП визначимо більш точно основні параметри трансмісії, для цього необхідно повторити розрахунок по формулам 8 – 26, але при цьому використовувати отримані значення  $\eta_{гор0}$  і  $\eta_{гор}$ . Точність отриманих результатів залежить від кількості проведених ітерацій.

Загальний ККД трансмісії в повороті та середній ККД трансмісії

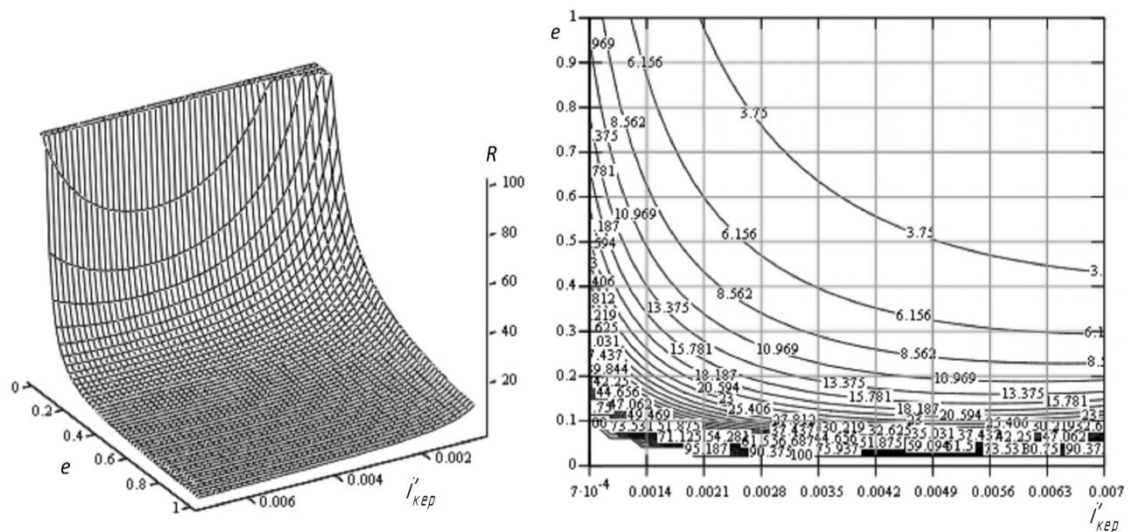
$$\eta_{tr} = \frac{|M_r \cdot w_r + M_l \cdot w_l|}{M_D \cdot w_D}, \quad (29)$$

$$\eta_{trsr} = \frac{1}{e} \int_0^e \eta_{tr} de. \quad (30)$$

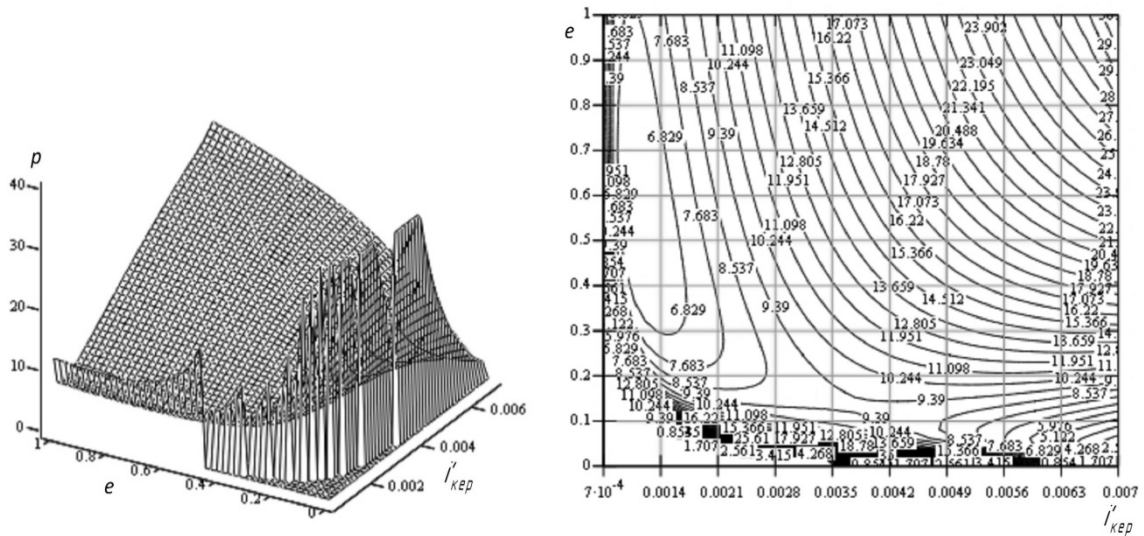
Результати математичного моделювання, а саме просторово-топологічні графіки основних параметрів представлені на малюнках 4-6.



Мал. 4 - ККД трансмісії в повороті



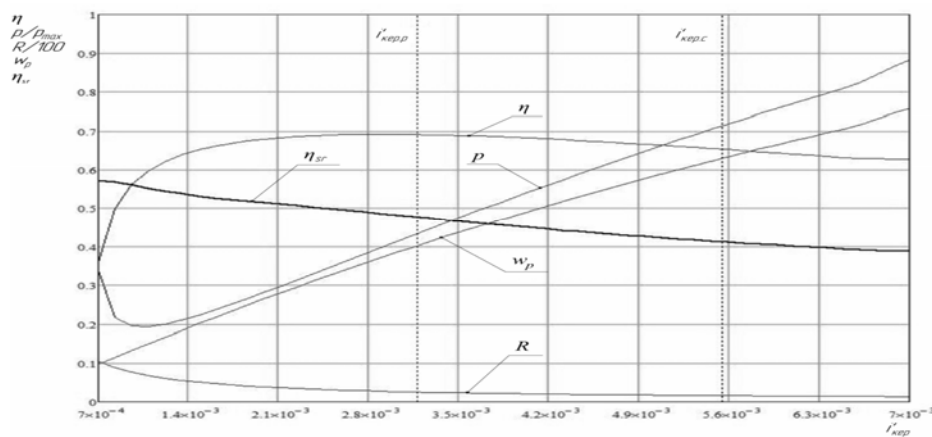
Мал. 5 - Радіус повороту



Мал. 6 - Тиск в системі ГОП

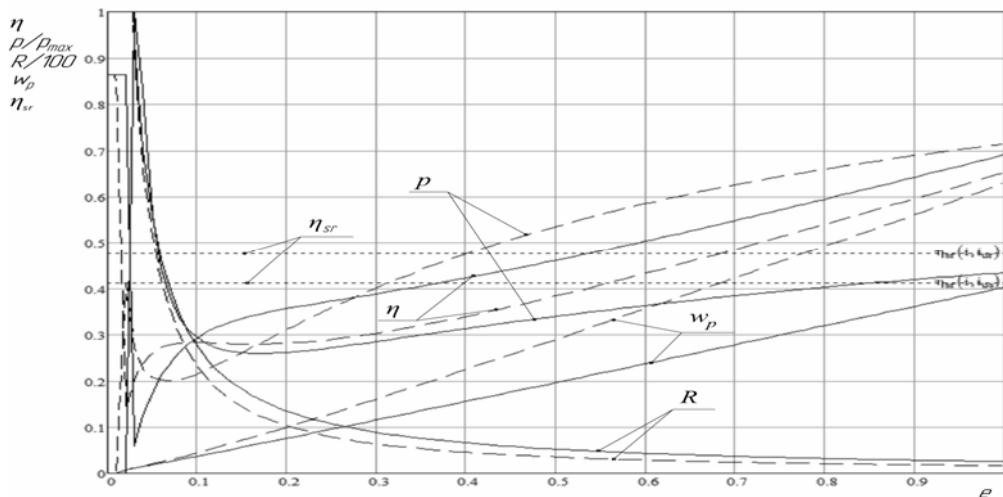
З просторово-топологічних залежностей видно, що ККД трансмісії в повороті змінюється не лінійно в залежності від передавального відношення ланцюгу редукторів керування, це пояснюється тим, що з збільшенням значення передавального відношення, радіус повороту зменшується, навантаження на вихідний вал гідромотору росте, а відповідно росте і тиск в системі ГОП, що призводить в свою чергу до збільшення об'ємних і механічних втрат в гідромашинах ГОП.

Для більш наочного відображення отриманих результатів побудуємо графік залежності основних параметрів ГОМП від передавального відношення ланцюгу редукторів керування при максимальному значенні ексцентриситету ГОП на першій передачі першого діапазону, малюнок 7 (при цьому будуть спостерігатись максимальні навантаження на елементи трансмісії).



Мал. 7 - Графік залежності основних параметрів ГОМП від  $i_{ker}'$ .

Існуюче передавальне відношення ланцюгу редукторів керування дорівнює  $i_{ker}' = 0,0056$ , але при незначному його зменшенні до  $i_{ker}' = 0,0032$  мінімальний радіус повороту суттєво не збільшиться, лише на 0,9 м. (з 1,6 до 2,5 м., що становить 36%), в той час як тиск в системі ГОП зменшиться на 10 МПа (з 25 до 15 МПа, що становить 39%), ККД трансмісії в цьому режимі зросте на 3,8% (з 65,2% до 69%), а середній ККД трансмісії зросте на 6,4% (з 41,2% до 47,6%).



Мал. 9 - Порівняльний графік покращення основних параметрів трактора ХТЗ-200  
 — для рекомендованого  $i'_{ker}=0,0032$ ; - - - - - для штатного  $i'_{ker}=0,0056$ .

### Висновки

1. В даній роботі було розроблено новий принцип побудови математичних моделей двох потокових трансмісії гусеничних тракторів та методику визначення раціональних конструктивних параметрів ГОМП, яка базується на аналізі просторово-топологічних залежностей основних параметрів ГОМП від передавального числа ланцюга редукторів керування.
2. В якості прикладу побудовано математичну модель трансмісії гусеничного трактора ХТЗ-200 та визначено раціональний конструктивний параметр – передавальне відношення ланки редукторів керування розташованих між ГОП та ведучими зірочками.
3. Визначено та обгрунтовано, що запропоноване значення передавального відношення ланцюгу редукторів керування призведе до збільшення мінімального радіусу повороту трактора ХТЗ-200, що виконується без розриву основного потоку потужності на першій передачі першого діапазону, на 0,9 м., в той час коли максимальний тиск в системі ГОП зменшиться на 10 МПа, а середній ККД трансмісії зросте на 6,4%. Пропоновані заходи підвищать ККД та надійність трансмісії і трактора в цілому при збереженні достатньої маневреності.

### Використані джерела інформації.

1. Самородов В.Б., Rogov A.B., Бурлыга М.Б. (2003). Математическая модель и результаты моделирования гидрообъемного механизма поворота трактора ХТЗ-200 // Вестник КГПУ. Вып. 3. – Кременчуг: КГПУ. – с.12-17.
2. Александров Е.Е., Самородов В.Б., Волонцевич Д.О., Палащенко А.С. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости. В 10-ти томах. Том 3: Бесступенчатые трансмиссии: расчет и основы конструирования. – Харьков, ХГПУ, 1997. –185с.
3. Самородов В.Б. Основы теории автоматизированной генерации математических моделей трансмиссий. –Механика и машиностроение. -№1, 1998. –с.109-115.
4. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Александров Е.Е., Лебедев А.Т., Самородов В.Б. и др. – Харьков: ХГАДТУ, 2001.–642 с.
5. Объемные гидромеханические передачи: Расчет и конструирование / О.М. Бабаев, Л.И. Игнатов, Е.С. Кисточкин и др.: -Л.: Машиностроение, 1987.–256 с.



УДК 532.54:62-752

*АРТЮШЕНКО А.Д.*, НТУ «ХПИ»

## **СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОДВЕСОК СИДЕНЬЯ НА ТРАКТОРЕ Т-150К**

Досліджені віброзахисні якості серійної і пневматичної підвісок сидіння під час оранки стерні колосових і виконанні транспортних робіт. Доведено, що віброзахисні якості пневматичної підвіски забезпечують захист тракториста від низькочастотних прискорень значно краще ніж серійна підвіска.

**Введение.** Применяемые на тракторах подвески сидений недостаточно эффективно защищают тракториста от низкочастотных колебаний (1,5-3 Гц). Основными причинами такого положения являются не только конструктивные трудности создания подвески с упругим элементом малой жесткости, но и выбора оптимальных параметров подвески, которые бы обеспечили защиту при ограниченной величине динамического хода сиденья и не допускали бы пробоев подвески при действии случайных возмущений. Малые значения допускаемых среднеквадратичных ускорений на сиденье требуют, чтобы силы трения в подвеске были минимальны. Повышенная чувствительность подвески создаст проблемы для сохранения высоты положения статического равновесия.

В соответствии с ГОСТом 12. 2. 019-76 в качестве параметра вибрации на рабочем месте оператора приняты среднеквадратические значения ускорений в октавных и третьоктавных полосах, поэтому этими параметрами и будем оценивать качество сравниваемых подвесок.

**Анализ существующих конструкций подвесок сиденья и постановка задачи.** С ростом рабочих скоростей тракторов возникла острая необходимость в защите тракториста от низкочастотных колебаний. Поэтому уже в 70-е годы практически на всех отечественных тракторах устанавливались поддресорные сиденья, конструкция которых разрабатывалась на разных предприятиях отрасли. На трактор Т-150К сначала устанавливалось сиденье А 31.00.000 предназначенное для пропашных и промышленных тракторов и комбайнов.

Подвеска сиденья имеет направляющий механизм параллелограммного типа, упругий элемент в виде пружины сжатия, встроенной в диагональ направляющего механизма, малогабаритный амортизатор АС20-75, механизм регулирования по весу и высоте положения подушки сиденья.

Позже было создано перспективное унифицированное сиденье АУ31.00.000. Подвеска этого сиденья включает пружину кручения, которая передает восстанавливающий момент на силовой вал, размещенный в литом корпусе, малогабаритный гидравлический демпфер АС 20-050, направляющий механизм параллелограммного типа и механизм регулирования по весу оператора (за счет предварительной закрутки пружины). Применение пружины кручения позволило реализовать подвеску с низкой жесткостью при небольших габаритах.

В модернизированном сиденье для универсально- пропашных тракторов 70-6800000 конструкции МТЗ подвеска имеет два последовательно соединенных через зубчатую передачу торсиона, малогабаритный гидравлический демпфер АС20-50 и механизм регулирования подвески по весу водителя.

Сиденье фирмы «Грамммер» ДS-85 имеет подвеску с двумя пружинами растяжения, которые расположены на основании сиденья, два гидроамортизатора, расположенными между упругими элементами, направляющий механизм типа «ножницы» и механизм регулировки по весу водителя.

Сиденье «Викинг 301» фирмы Бостром имеет подвеску торсионного типа – из пакета пластинчатых торсионов, направляющий механизм – типа «ножницы», гидравлический демпфер и механизм регулировки по весу водителя.

Из сравнительного анализа перечисленных выше подвесок следует отметить, что подвеска АУ. 31. 00. 000 наиболее компактная и ее можно устанавливать в кабинах всех типов тракторов.

Указанные сиденья прошли экспериментальные исследования в НАТИ и на тракторных заводах, где определялись уровни и частотный состав вибраций на сиденье при выполнении сельскохозяйственных и транспортных работ, затем сопоставляли полученные результаты с требованиями нормативных документов, оценивали эффективность мероприятий по улучшению виброзащитных свойств подвесок сиденья.

Собственные частоты серийной и перспективной подвесок составляют 1,14 – 1,16 Гц, подвески «Викинг-301» -1,25 Гц.

При определении статических характеристик подвесок было установлено, что силы трения у подвесок: А 31.00.000 «Викинг-301», ДS-85Н/90 А1 находятся в диапазоне 50-80 Н, у подвески АУ 31.00.000 сила трения находится в диапазоне 35-45Н, а у подвески сиденья 70-88.00.000-125-145Н (меньшее значение получено при регулировке подвески на вес оператора 600Н) [1]

Как показали исследования, коэффициент передачи на частоте 2,2 Гц составил: 0,85-для сидений А-31.00.000 и АУ-31.00.000: 1.90 – для сиденья 70.68.00.000; 1,32 – для сиденья ДS-85Н/90АР; И 1,25 – для сиденья «Викинг-301».

Уровень вибраций на сиденье оператора измеряется в соответствии с ГОСТ 12.2.002-81. На трактор Т-150К поочередно устанавливались исследуемые сиденья и виброзащитные свойства оценивались при пахоте стерни зерновых культур плугом ПЛН-5-35 на глубину 22-25 см при работе на первой, второй и третьей передачах и максимальных оборотах двигателя, а также при движении на сухой грунтовой дороге с груженым прицепом 1ПТС-9 на передачах транспортного диапазона и номинальных оборотах двигателя. Давление воздуха в шинах устанавливалось в соответствии с инструкцией по эксплуатации трактора. Запись параметров колебаний осуществлялась в соответствии с инструкцией по эксплуатации трактора. Запись параметров колебаний осуществлялась с помощью комплекта радиотелемагнитографической аппаратуры РТУ-12МЗ. Все эксперименты повторялись трижды. Так как собственная частота трактора  $f=1,8$  Гц, то зона сосредоточения основной энергии колебаний пола кабины ближе к резонансным частотам подвесок сиденья, чем у гусеничных тракторов и универсально-пропашных (МТЗ-80/82). По виброзащитным свойствам наилучшие результаты среди исследуемых подвесок получены для подвески АУ-31.00.000.

С возникновением необходимости поддерживать положение статического равновесия для пассивной подвески с упругим элементом малой жесткости, а также в связи с поиском возможностей обеспечения необходимых уровней низкочастотных колебаний на рабочем месте оператора была разработана пневматическая подвеска сиденья, расчетная схема которой приведена на рис. 1.

Особенностями подвески являются низкая собственная частота; наличие высотостабилизирующего устройства, отслеживающего положение статического

равновесия при изменении нагрузки на посадочное место сиденья и применение гидравлического амортизатора, характеристика которого описывается уравнением

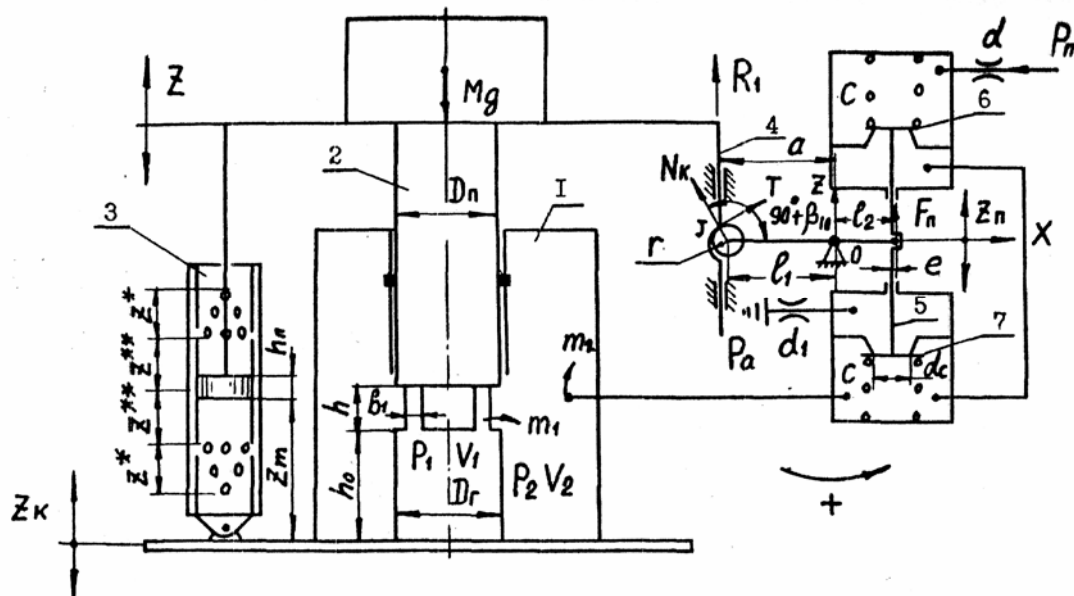


Рисунок 1 - Расчетная схема пневматической подвески сиденья

1 – ресивер; 2 – пневматический цилиндр; 3 – гидравлический амортизатор; 4 – обратная связь по положению; 5 – переключатель; 6 – клапан впуска; 7 – клапан выпуска.

$$F = F(Z, \dot{Z}) \begin{cases} K_1 \cdot Z, \text{ если } -Z^{**} \leq Z \leq Z^{**}; \\ K_1 \cdot Z + K_3 \cdot Z \cdot (|Z| - Z^{**}) / (Z^* - Z^{**}), \text{ если } -Z^* > Z > (-Z^* - Z^{**}); \\ K_1 \cdot Z, \text{ если } Z > 0 \text{ и } Z < 0 \text{ или } Z < 0 \text{ и } Z > 0; \\ K_1 \cdot Z + K_2 \cdot Z \cdot (Z - Z^{**}) / (Z^* - Z^{**}), \text{ если } Z^{**} < Z < (Z^* + Z^{**}); \end{cases}$$

где  $F(Z, \dot{Z})$  – сила сопротивления амортизатора.

Отношение  $(Z - Z^{**}) / (Z^* - Z^{**})$  описывает закон перекрытия дроссельных отверстий в рабочей гильзе амортизатора.

**Экспериментальные исследования подвесок.** Экспериментальные исследования АЧХ и ФЧХ пневматической подвески сиденья выполнены на электромеханическом стенде SPS-80 с использованием виброизмерительной аппаратуры ВИ6-5МА, осциллографа К12-22, частотомера-хрономера Ф5080, датчика угловых перемещений МУ-614м. Частота колебаний вибростола изменялась в диапазоне 0,5 – 4,0 Гц.

На рис. 2 и 3 приведены экспериментальные АЧХ и ФЧХ пневматической подвески сиденья.

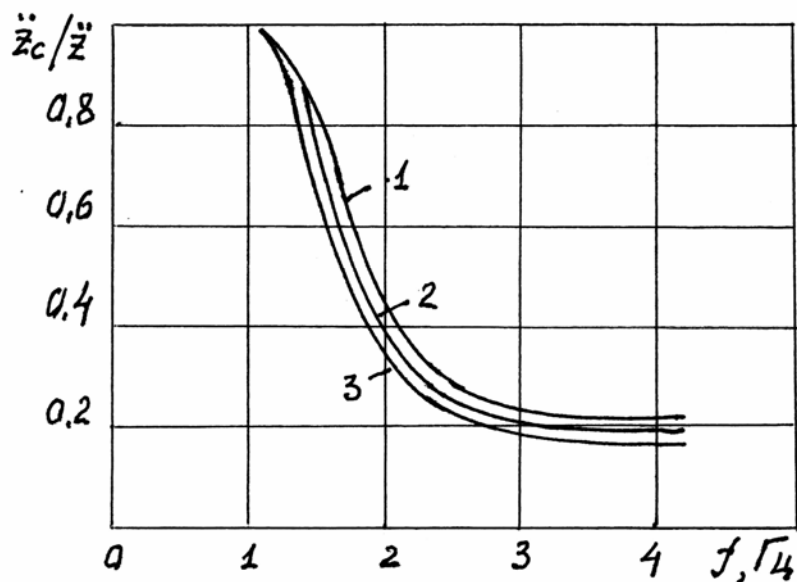


Рисунок 2 – Амплитудно-частотная характеристика подвески при различных величинах масс приведенных к оси цилиндра: 1 – 95, 2 – 110, 3 – 140 кг

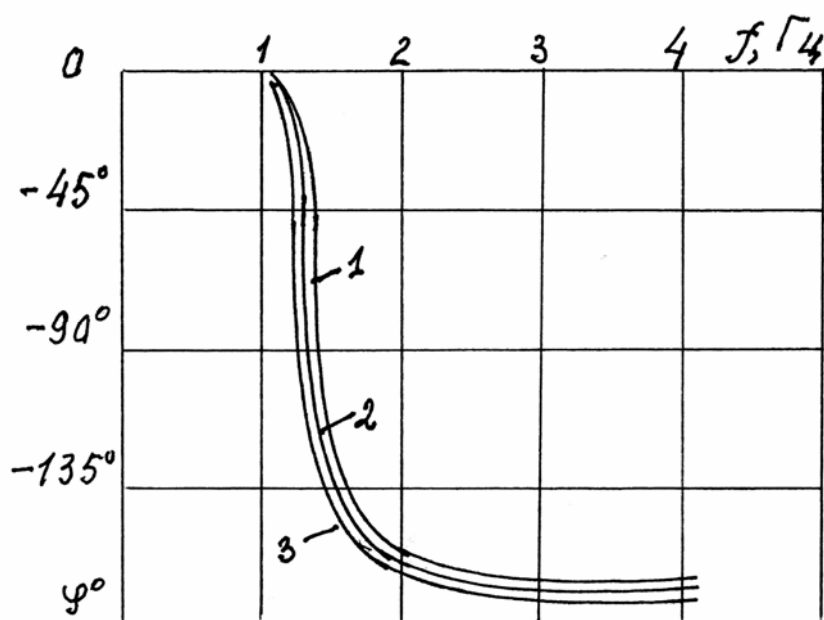


Рисунок 3 - Фазо-частотная характеристика подвески при различных величинах масс приведенных к оси цилиндра 1 – 95, 2 – 110, 3 – 140 кг

Из полученных характеристик видно, что подвеска при частоте колебаний  $f = 1,8 \text{ Гц}$  обеспечивает коэффициент передачи ускорений в диапазоне  $0,4 - 0,5$ .

На подвеску сиденья трактора действуют различные колебания. Низкочастотные случайные колебания возникают из-за воздействия неровностей на ходовую систему, сопротивления прицепных и навесных сельскохозяйственных орудий. Высокочастотные – и - за неравномерности крутящего момента двигателя, крутильных колебаний в трансмиссии, работы карданных валов, ходовой системы.

Поскольку подвеска сиденья является вторичным поддрессированием, то на нее воздействуют кинематические колебания в виде ускорений пола кабины. Поэтому первоначально для правильного выбора параметров подвески сиденья экспериментально изучались ускорения на полу кабины трактора Т-150К при пахоте и транспортных работах.

Для проведения этих исследований в кабине трактора устанавливалась регистрирующая и электронная аппаратура (осциллограф Н-700, усилитель 8АНУ-7М и блок питания к нему, блок управления, датчики).

Предполагая, что распределение размеров неровностей дорог подчинено нормальному закону длину экспериментального участка грунтовой дороги, обеспечивающую соблюдение средних размеров общего статического ряда и вероятность встречи с редко встречающимися неровностями с достоверностью  $0,8 - 0,9$  приняли равной 450-500 м.

Во всех экспериментах запись исследуемых величин велась только при движении в одном направлении с трехкратной повторностью.

Перед каждой новой записью и после записывались нулевые линии датчиков. Пахота осуществлялась плугом ПЛН-5-35 стерни на глубину 22-25 см и 28-30 см.

На тракторе Т-150К исследования пневмонической и серийной подвесок осуществлялось в процессе пахоты и транспортных работ на сухой грунтовой дороге с полуприцепом 1ПТС-9.

Сравнительные испытания подвесок сиденья выполнялись совместно с лабораторией эргономики и микроклимата опытно-экспериментального цеха ХТЗ. Для измерений использовалась радиотелеметрическая установка, включающая в себя 12-канальный передатчик РТУ-12МЗ и приемник РТУ-12Т. Питание передатчика осуществлялось от аккумуляторной батареи напряжением 12В, а приемного устройства – от стабилизированного источника питания В5-7 напряжением 24В. Связь между приемным пунктом информации и оператором осуществлялась через радиотелефонную мобильную абонентную станцию 50РТМ-А2-4М с дальностью связи до 15 – 30 км. Для измерения ускорений использовали датчики ВВН-201.

Получаемые от датчиков сигналы от приемника РТУ-12Т поступали на пульт управления, а от него на измерительное устройство записи ТЕСЛА ЕАМ 500, которое может записывать на магнитную ленту одновременно 14 независимых электрических сигналов. К аппаратуре подключали микрофон и с его помощью записывали на особую вспомогательную дорожку на магнитной ленте сопровождающий комментарий. Для записи входной сигнал подвергался преобразованию путем частотной модуляции. В режиме воспроизведения частотно-модулированный сигнал от сигналограммы при взаимодействии набора воспроизводящих головок с носителем преобразуется в выходной сигнал, пропорциональный воспроизводимой частоте по напряжению.

Транспортные работы осуществлялись на скоростях 5,18; 5,88; 6,9; 8,36 м/с, а пахота на скоростях 2,37; 2,78; 3,1 м/с.

Полученные записи на магнитной ленте были обработаны на цифровой вычислительной машине, с использованием быстрого преобразования Фурье, и определены среднеквадратические значения ускорений для частотных диапазонов, указанных в ГОСТ 12.2.019-76. Количество одновременно обрабатываемых ординат составляет 2000. Среднестатистические значения ускорений при пахоте на второй рабочей передаче приведены на рис. 4, а при выполнении транспортных работ на рис. 5.

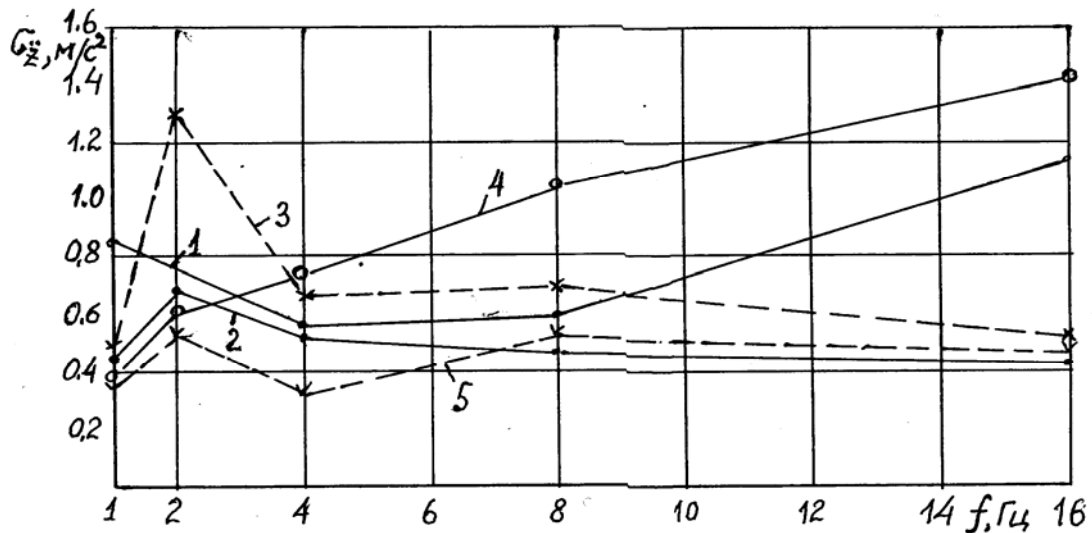


Рисунок 4 – Среднеквадратические значения ускорений при пахоте для среднегеометрических частот октавных полос: 1 – допустимые; 2 – пол кабины; 3 – сиденье серийное; 4 – пол кабины; 5 – сиденье с пневмоподвеской

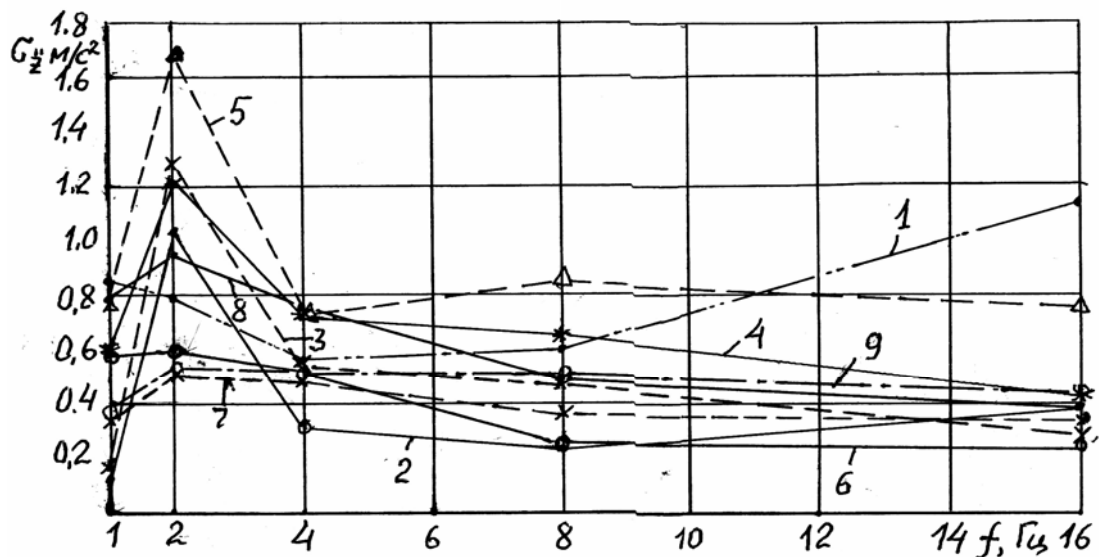


Рисунок 5 – Среднеквадратическое ускорение на транспорте для среднегеометрических частот октавных полос: 1 – допустимые; 2 – пол кабины; 3 – серийное сиденье (5 передача); 4 – пол кабины; 5 – серийное сиденье (7 передача); 6 – пол кабины; 7 – сиденье с пневмоподвеской (5 передача); 8 – пол кабины; 9 – сиденье с пневмоподвеской (7 передача)

При оценке влияния скорости движения трактора на виброзащитные свойства подвесок определяем среднеквадратическое ускорение за реализацию. Зависимости среднеквадратических ускорений от скорости движения трактора приведены на рис. 6, 7.

На рис. 6 приведены также расчетные значения среднеквадратических ускорений пола кабины и пневматической подвески сиденья, в зависимости от скорости. Сравнения среднеквадратических ускорений на сиденье с пневматической подвеской теоретических и экспериментальных показывает хорошее их совпадение. Серийная подвеска на транспортных работах увеличивает ускорения на сиденье.

Из данных приведенных на рис. 7. видно, что и на пахоте серийная подвеска усиливает колебания на сиденье, а пневматическая – снижает их.

С увеличением скорости движения трактора виброзащитные свойства пневматической подвески улучшаются. Подвеска обеспечивает защиту тракториста от низкочастотных ускорений, снижая их на сидении до уровня допустимого ГОСТ 12.2.019-76.

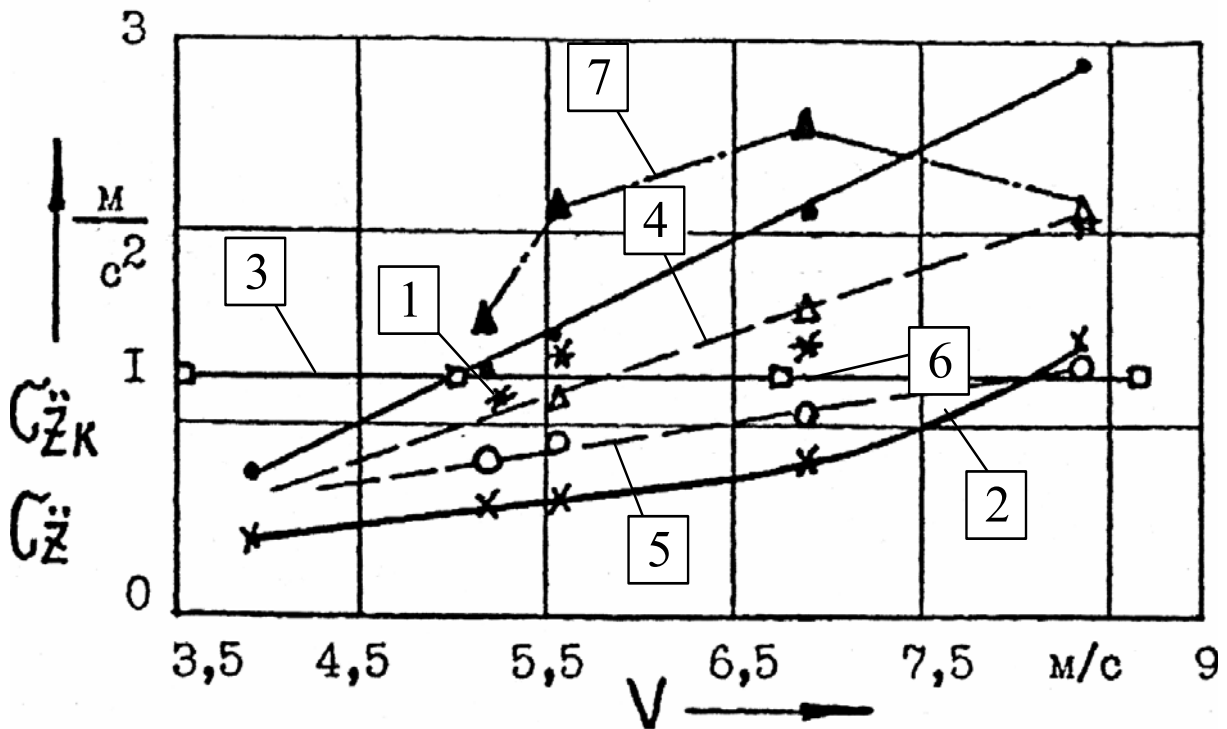


Рисунок 6 – Зависимости среднеквадратических ускорений пола кабины  $\sigma_{zk}^2$  и сиденья  $\sigma_z^2$  от скорости трактора на транспорте: 1,2 – теоретические  $\sigma_{zk}^2$  и  $\sigma_z^2$ ; 3 – допустимое  $\sigma_{zk}^2$ ; 4 – экспериментальное  $\sigma_{zk}^2$  с пневматической подвеской; 5 – экспериментальное  $\sigma_{zk}^2$  с пневматической подвеской; 6,7 – экспериментальное  $\sigma_{zk}^2$  и  $\sigma_z^2$  с серийной подвеской

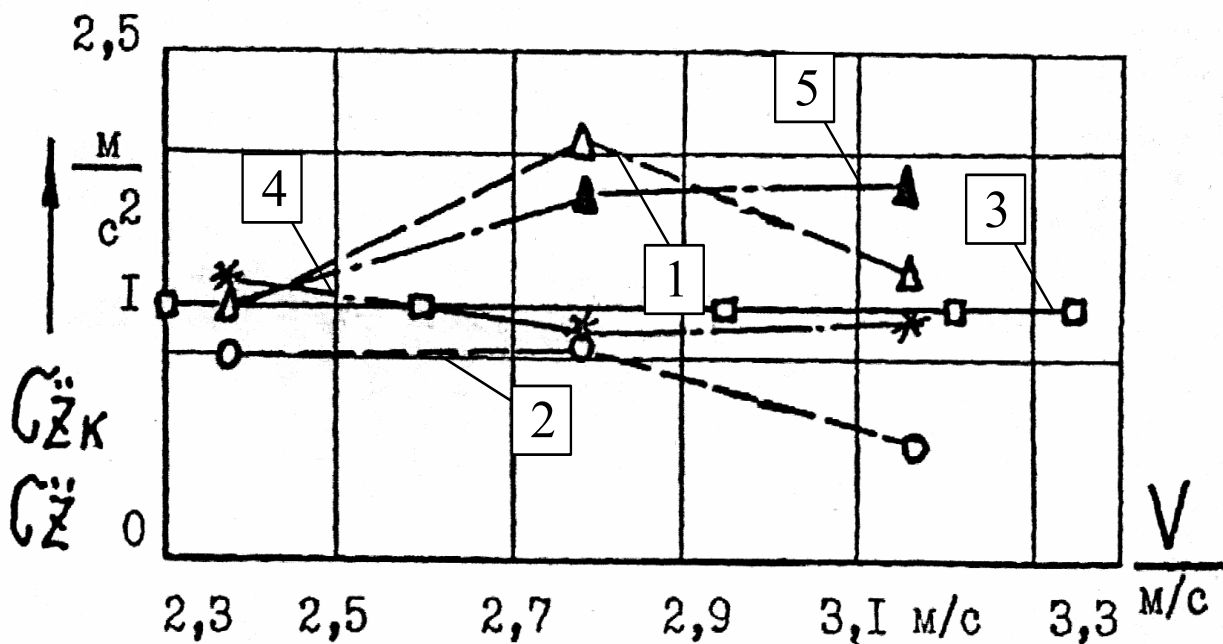


Рисунок 7 – Залежності середньоквадратичних прискорень пола кабіни трактора на пахоті: 1 – експериментальні  $\sigma_{zk}^{**}$  з пневматическою підвіскою; 2 – експериментальні  $\sigma_z^{**}$  з пневматическою підвіскою; 3 – допустиме  $\sigma_z^{**}$ ; 4 – експериментальні  $\sigma_{zk}^{**}$  з серійною підвіскою; 5 – експериментальні  $\sigma_z^{**}$  з серійною підвіскою.

### Выводы

Анализ полученных данных показывает, что, как при выполнении транспортных работ, так и на пахоте, виброзащитные свойства пневматической подвески сиденья значительно лучше, чем серийной.

**Список литературы:** 1. Б.І.Кальченко, М.М. Кірієнко, Є.М. Резніков, Г.О. Устінов Методи і засоби захисту операторів машинно-тракторних агрегатів від вібрації. – К.: УМК ВО, 1991.



УДК 629.114.2:621.01

**ВЕЛИКОДНЫЙ В.М., ПРОХОРОВ В.П.,** НТУ «ХПИ»

## **СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТРАКТОРНЫХ ШИН ПО УСЛОВНЫМ ПЛОЩАДЯМ ОТПЕЧАТКОВ**

Представлені підсумки порівняльних стендових випробувань шин для тракторів класу 3 530-610Р моделі ФД-14 з підсиленою боковиною та 23,1/18-26Р моделі Я-242Аб по умовним площам відпечатків при внутрішніх тисках у діапазоні 0,06-0,20 МПа і радіальних навантаженнях 15, 20, 25, 30 кН.

**Введение.** Улучшение тягово-сцепных качеств колесных сельскохозяйственных тракторов общего назначения в значительной степени зависит от параметров шин. Проведенные исследования показали, что надежное сцепление колеса с почвой в основном зависит от площади опорной поверхности шины [1]. Чем она больше, тем меньше удельное давление на грунт и лучше тягово-сцепные качества колеса. Поэтому для сравнения тягово-сцепных качеств шин разных моделей необходимо получить их условные отпечатки на ровной жесткой опорной поверхности.

**Анализ последних достижений и публикаций.** В проведенных ранее экспериментальных исследованиях по определению радиальных и тангенциальных деформаций шин не приводятся данные по условным площадям отпечатков от радиальной нагрузки при различных давлениях воздуха в них [1, 2].

В связи с изложенным выше, определение условных отпечатков шин в зависимости от давления воздуха в них и радиальной нагрузки является актуальной задачей.

**Цель и постановка задачи.** Целью данной работы является получение зависимостей условных площадей отпечатков шин 530-610Р модели ФД-14 с усиленной боковиной и 23,1/18-26Р модели Я-242Аб. Шины 530-610Р модели ФД-14 обеспечивают наилучшие тягово-сцепные свойства трактора по сравнению с другими шинами данного размера. Однако они не обеспечивают требуемую долговечность при давлениях воздуха в них ниже 0,1 МПа, что диктуется агротехническими требованиями. В связи с этим, необходимо исследовать шины 530-610Р модели ФД-14 с усиленными боковинами, а также шины большего типоразмера 23,1/18-26Р. Для этого были проведены лабораторные испытания.

**Зависимости условных площадей отпечатков шин.** Исследования проводились на стенде кафедры "Автомобиле-и тракторостроение" НТУ "ХПИ" для испытания шин разных типоразмеров.

В результате проведения стендовых испытаний шин 530-610Р модели ФД-14 с усиленной боковиной и 23,1/18-26Р модели Я-242Аб получено 112 отпечатков шин, соответствующих различным нагрузкам и давлениям воздуха в них (0,06; 0,08; 0,10; 0,12; 0,14; 0,16; 0,18; 0,20 МПа). Результаты обработки экспериментальных данных площадей отпечатков шин были систематизированы, а затем построены графики условных площадей отпечатков шин 530-610Р модели ФД-14 с усиленной боковиной

(рис. 1) и 23,1/18-26Р модели Я-242Аб (рис. 2) от радиальной нагрузки при различных давлениях воздуха в них в диапазоне от 0,20 МПа до 0,06 МПа. Из рис. 1 видно, что условные площади отпечатков шин 530-610Р модели ФД-14 с усиленной боковиной при давлениях воздуха  $p_{\text{ш}} = 0,20 \dots 0,14$  МПа линейно возрастают с ростом радиальной нагрузки от 0 до 35 кН. При давлениях воздуха в шине менее 0,14 МПа условные площади отпечатков линейны до нагрузок 20...30 кН, при дальнейшем возрастании радиальных нагрузок проявляется нелинейность. Причем, чем ниже давление воздуха в шине, тем при меньшей нагрузке проявляется нелинейность.

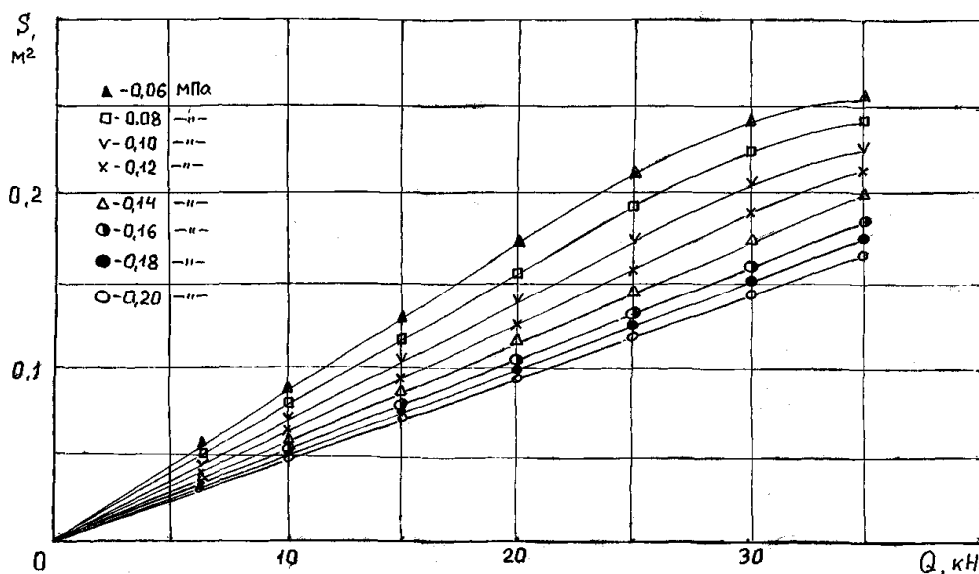


Рисунок 1 – Зависимость условных площадей отпечатков  $S$  шины 530-610Р модели ФД-14 от радиальной нагрузки  $Q$  при различных давлениях воздуха

Практически можно считать, что в диапазоне исследуемых давлений ( $p_{\text{ш}} = 0,06 \dots 0,20$  МПа) условные площади отпечатков шины прямо пропорциональны радиальным нагрузкам до  $Q = 25$  кН.

Из рис. 2 видно, что условные площади отпечатков шины 23,1/18-26Р модели Я-242Аб нелинейно возрастают с ростом радиальных нагрузок до 35 кН при всех исследуемых давлениях воздуха в диапазоне 0,06...0,20 МПа. Линейным оказывается лишь участок при  $p_{\text{ш}} = 0,20$  МПа и  $p_{\text{ш}} = 0,18$  МПа при нагрузках  $Q$  до 20 кН. Условные площади отпечатков при давлениях  $p_{\text{ш}} = 0,20 \dots 0,16$  МПа прогрессивно возрастают при  $Q > 20$  кН. При давлениях воздуха  $p_{\text{ш}} \leq 0,14$  МПа условные площади имеют прогрессивно-регрессивный характер изменения, т.е. при малых нагрузках (до 15...25 кН) они возрастают прогрессивно, а при больших – регрессивно. Причем, чем меньше давление воздуха в шине, тем при меньших нагрузках появляется точка перегиба.

Чтобы сравнить условные площади отпечатков шин двух исследуемых моделей построим графики зависимостей этих параметров от давления воздуха в шине при радиальных нагрузках  $Q = 15, 20, 25$  и 30 кН. Эти графики приведены на рис. 3. Из них видно, что с ростом давления воздуха в шинах условные площади отпечатков уменьшаются при любых значениях радиальных нагрузок. Из этих графиков видно также, что для одинаковых радиальных нагрузок площади условных отпечатков шины 23,1/18-26Р модели Я-242Аб больше при малых давлениях воздуха, и меньше при

больших давлениях, чем у шины 530-610P модели ФД-14. Причем, с ростом радиальных нагрузок точка пересечения графиков условных площадей смещается в зону более высоких давлений. В порядке возрастания радиальных нагрузок (15, 20, 25, 30 кН) точка пересечения графиков приходится соответственно на давление  $p_{ш} = 0,08; 0,105; 0,145; 0,17$  МПа.

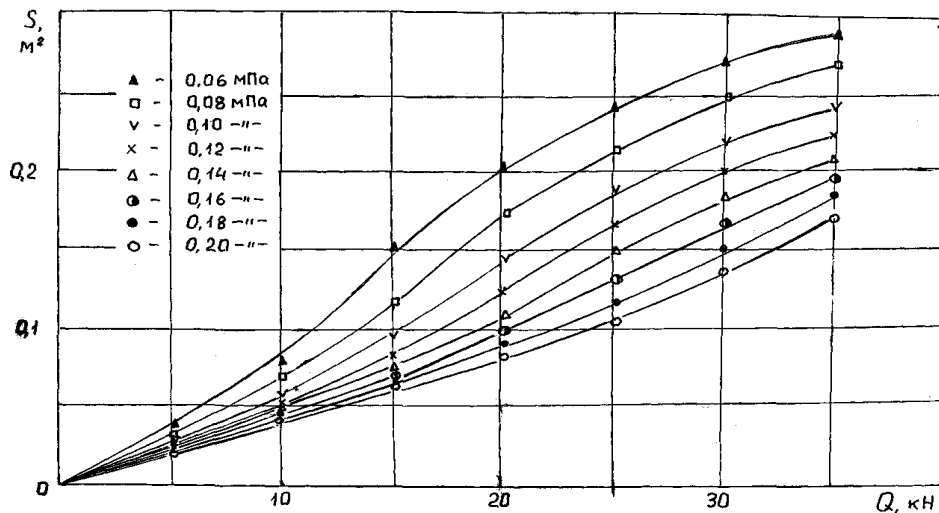


Рисунок 2 – Зависимость условных площадей отпечатков  $S$  шины 23,1/18-26P модели Я-242Аб от радиальной нагрузки  $Q$  при различных внутренних давлениях воздуха

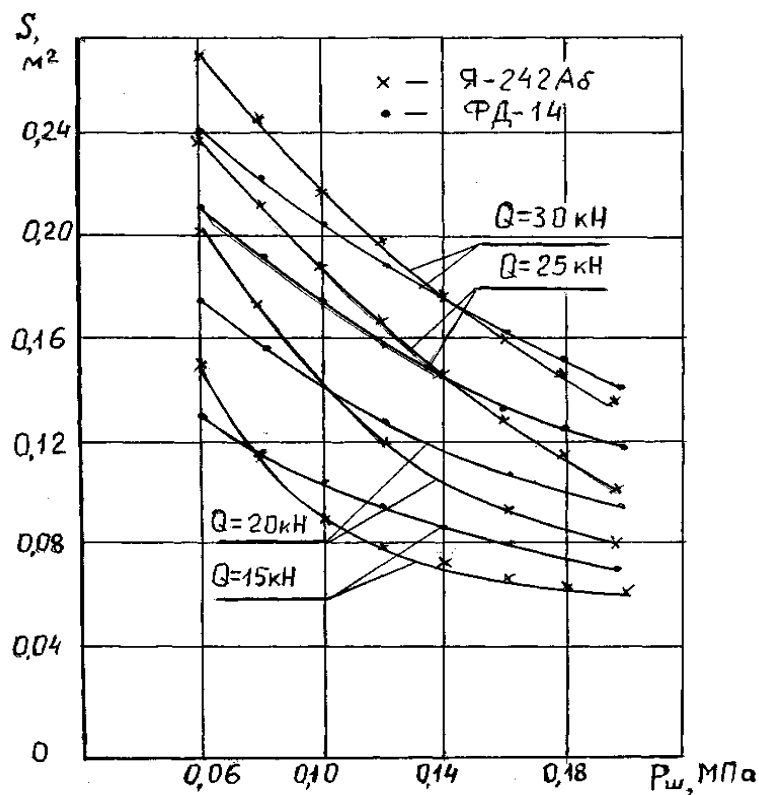


Рисунок 3 – Зависимость условных площадей отпечатков  $S$  шин 530-610P модели ФД-14 с усбленными боковинами и 23,1/18-26P модели Я-242Аб от давления воздуха  $p_{ш}$  в них при различных радиальных нагрузках  $Q$

Следовательно, при значениях давлений воздуха, меньших выше указанных, шина 23,1/18-26Р модели Я-242Аб имеет большие площади отпечатков, чем шина 530-610Р модели ФД-14, т.е. первое может развить большую силу тяги при равных прочих условиях.

Если учесть, что на передние колеса трактора Т-150К приходится нагрузка не менее 25 кН, а давление воздуха в шинах при различных условиях его эксплуатации не превышает 0,16 МПа, то из графиков рис. 3 видно, что при установке шин 23,1/18-26Р модели Я-242Аб следует ожидать увеличение тяговых свойств трактора.

Сделаем оценку условных площадей отпечатков двух сравниваемых шин при одинаковых радиальных нагрузках и различных комбинациях давлений воздуха в них. Расчеты выполним для радиальных нагрузок  $Q = 15, 20, 25$  и  $30$  кН. Анализ показал, что при одинаковых внутренних давлениях воздуха условные площади отпечатков шин 23,1/18-26Р модели Я-242Аб больше при  $p_{ш} \leq 0,14$  МПа и меньше при  $p_{ш} > 0,14$  МПа, чем у шины 530-610Р модели ФД-14 усиленной.

Следовательно, тягово-сцепные свойства первой шины при низких давлениях воздуха лучше, чем у последней, а при  $p_{ш} \geq 0,16$  МПа – хуже. Однако, если учесть что при грузоподъемности  $Q = 25$  кН шина 530-610Р модели ФД-14 усиленной должна иметь давление воздуха  $p_{ш} = 0,14$  МПа, то в этом случае тягово-сцепные свойства последней будут лучше на 30%.

При радиальных нагрузках 20...30 кН разность условных площадей отпечатков шин 23,1/18-26Р модели Я-242Аб при  $p_{ш} = 0,10$  МПа и 530-610Р усиленной при  $p_{ш} = 0,14$  МПа, выраженное в процентах составляет 24-30%. При снижении радиальной нагрузки до  $Q = 15$  кН эта разность падает до 3%. По мере выравнивания давлений воздуха в шинах эта разность уменьшается.

### Вывод

Условные площади отпечатков шины 23,1/18-26Р модели Я-242Аб при одинаковых давлениях воздуха в них ( $p_{ш} = 0,06; 0,08, 0,10; 0,12; 0,14$  МПа) и радиальных нагрузках 25 кН больше соответственно на 15%, 10%, 9%, 6% и 2%. А при  $p_{ш} = 0,16; 0,18; 0,20$  МПа они меньше соответственно на 5%, 10%, 15%, чем у шины 530-610Р модели ФД-14 усиленной.

На транспортном режиме при радиальных нагрузках 25 кН условные площади отпечатков шины 530-610Р при  $p_{ш} = 0,14$  МПа на 30% меньше, чем у шины 23,1/18-26Р модели Я-242Аб при  $p_{ш} = 0,10$  МПа.

Следовательно, тягово-сцепные свойства шины 23,1/18-26Р модели Я-242Аб лучше на 9-10% при одинаковых давлениях воздуха в них в интервале 0,08-0,10 МПа, а на транспортном режиме – на 30%.

**Список литературы:** 1. Васильев Г.С., Рябичев В.Н., Топилин Г.Е., Шабаров А.А. Результаты испытаний шин, применяемых при работе тракторов тягового класса 1,4 в узких междурядьях. Труды НАТИ.– М.: ОНТИ НАТИ, 1977. – Вып. 253. 2. Прохоров В.П., Галуцких А.Д. Стендовые испытания шин // Вісник НТУ "ХПІ".– 2002.– №10

УДК 621.11-52: 681.3

*ИСТОМИН А.Е.*, НТУ «ХПИ»

## **ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ НЕЙРОСЕТЕВОЙ МИКРОПРОЦЕССОРНОЙ СИСТЕМЫ НАВЕДЕНИЯ ТАНКОВОЙ ПУШКИ**

У даній статті розглянуто експериментальні дослідження нейромережевої мікропроцесорної системи наведення танкової гармати. Наведені результати експериментальних досліджень нейромережевої системи керування з нейроконтролером навченим безпосередньо по фізичній моделі системи наведення.

**Постановка проблеми.** Нейросетевые технологии дают возможность преодолеть недостатки присущие традиционным методам настройки контроллеров по модели объекта управления и позволяют производить настройку (обучение) нейроконтроллера (НК) непосредственно по физической модели объекта. Такая постановка является наиболее привлекательной т.к. она исключает переход от модели к реальному объекту.

**Анализ последних исследований и публикаций.** Настройка параметров нейрорегулятора по математической модели и нейроэмулятору объекта управления, как показано в работах [1,2,3], дает достаточно хорошие результаты с точки зрения качества получаемых нейросетевых систем управления (НСУ). Однако при переходе от компьютерного моделирования НСУ к реальной системе, возникает проблема доработки, настройки и отладки контроллера в новых условиях. Это связано с тем, что контроллер настраивался на модели объекта, которым ему предстоит управлять в реальных условиях. В большинстве случаев это приводит к достаточно большим временным затратам, пока произойдет полная отладка контроллера.

**Формулировка цели.** Целью работы является проведение экспериментальных исследований нейросетевой микропроцессорной системы наведения танковой пушки на физической модели объекта.

**Физическая модель системы наведения танковой пушки.** Разработанная экспериментальная установка структурно представляет собой информационно-управляющий комплекс. Основным управляющим элементом данного комплекса выступает микропроцессорный блок с микроконтроллером, который осуществляет управление системой наведения танковой пушки. Информационная часть состоит из набора датчиков, которые дают информацию о текущем состоянии объекта.

Микроконтроллер соединен с персональным компьютером (ПК) через специальные разъемы каналами ISP и RS-232 интерфейсов. По каналу ISP в микроконтроллер «зашивается» (записывается) рабочая программа (программная реализация нейронной сети), которая реализует нейросетевой закон управления. По каналу RS-232 интерфейса происходит обмен информации микроконтроллера с ПК. С помощью канала RS-232 в ПК передается информация о состоянии объекта, для вычисления показателей качества переходного процесса, а в микроконтроллер поступает информация о задающем воздействии и параметрах настройки НК [3].

Рабочий макет системы наведения представляет собой следящую электромеханическую систему, в состав которой входят следующие элементы:

- 1) плата управления с цифровым регулятором на микроконтроллере;
- 2) исполнительный микродвигатель постоянного тока;
- 3) тахогенератор из такого же двигателя, как и исполнительный;
- 4) потенциометрический задатчик угла;
- 5) потенциометрический датчик угла;
- 6) редуктор;
- 7) объект в виде физической модели системы наведения (рис. 1).

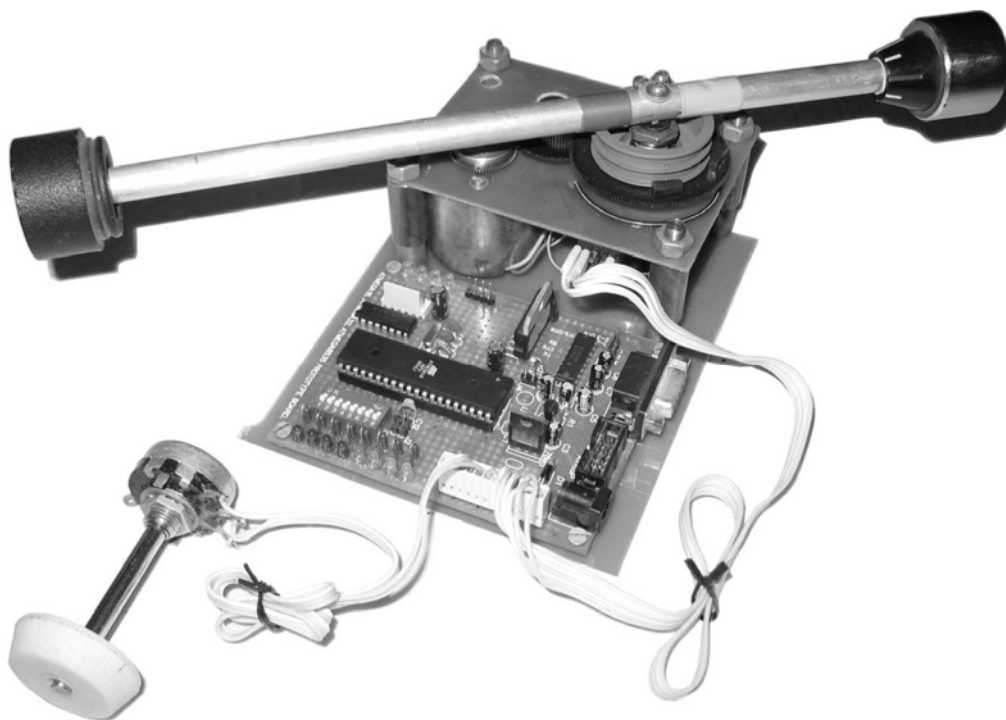


Рисунок 1 – Физическая модель системы наведения

**Экспериментальные исследования нейросетевой системы управления с НК, обученным по физической модели.** Рассмотрим задачу синтеза нейросетевой системы управления с дискретным нейроконтроллером обучающимся по физической модели объекта.

Воспользуемся для этого методикой синтеза, представленной в [3,4], и произведем настройку нейронной сети с архитектурой 3-10-1 генетическим алгоритмом. Глубины задержек по выходу и входу объекта управления, положим равными:

$$l_1 = 1; \quad l_2 = 0.$$

Тогда закон управления, реализуемый НК, имеет следующий вид

$$u(k) = NC(\varepsilon_\phi(k), \omega_{\phi_m}(k), \omega_{\phi_m}(k-1)),$$

где  $NC$  – функция формирования сигнала нейросетевым регулятором;  $\varepsilon_{\phi}(k) = \phi_z(k) - \phi_{\phi_m}(k)$  – ошибка по углу;  $\omega_{\phi_m}$  – выходной сигнал по скорости с тахогенератора.

Нейросетевые алгоритмы управления успешно реализуются на персональных компьютерах с помощью специализированных и универсальных программных продуктов. Так, популярный пакет MATLAB версий 7.x содержит средства, позволяющие моделировать и обучать нейронные сети по методу генетических алгоритмов. Он содержит специальный модуль Genetic Algorithm and Direct Search Toolbox позволяющий использовать генетический алгоритм для оптимизационных задач. В данном случае для настройки параметров НК [5].

Микроконтроллер соединен с персональным компьютером (ПК) посредством двух интерфейсов ISP и последовательного порта RS-232. По каналу ISP в микроконтроллер записывается рабочая программа, а через последовательный порт RS-232 происходит обмен информацией с ПК. Функциональная схема работы исследовательского стенда в процессе настройки нейрорегулятора представлена на рис. 2.

Процедура настройки нейрорегулятора состоит из нескольких этапов. На первом этапе происходит запись в контроллер рабочей программы с нейрорегулятором и формирование в рабочей области MATLAB-а переменных параметров системы – матриц весовых коэффициентов нейронной сети.

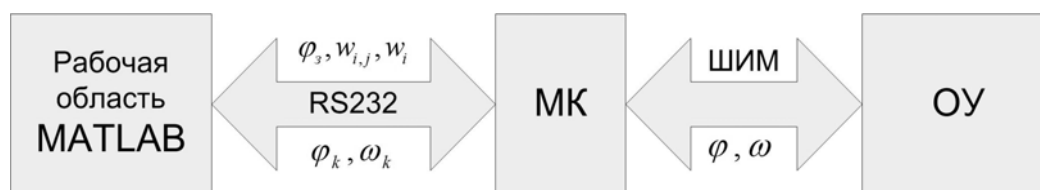


Рисунок 2 – Функциональная схема работы исследовательского стенда: МК – микроконтроллер; ШИМ – широтно-импульсный модулированный сигнал управления исполнительным приводом; ОУ – объект управления;  $\varphi_z$  – сигнал угла задания;  $W_{i,j}, W_i$  – матрицы весовых коэффициентов НК;  $\varphi_k, \omega_k$  – массивы значений угла и скорости объекта;  $\varphi, \omega$  – сигналы с датчиков угла и скорости

На втором этапе происходит настройка параметров НК по программе разработанной в пакете MATLAB [6]. Разработанная в пакете MATLAB программа, реализует генетический алгоритм, а так же обмен данными из рабочей области пакета MATLAB через последовательный порт RS-232 с микроконтроллером. После того, как программа запущена, происходит формирование набора входных сигналов задания, матриц весовых коэффициентов и массивов сигналов обратной связи по углу и скорости объекта управления.

Формирование набора входных сигналов задания происходит программно, поскольку, в ручном режиме (с помощью потенциометра задатчика) его воспроизвести практически невозможно. Формирующая входные сигналы система представляет собой два звена: генератор случайных величин и апериодическое звено с постоянной времени  $T_0 = 0.02$  с. На вход апериодического звена подается сгенерированное случайное число с периодом 2 с. Продолжительность подачи задающих сигналов равна 100 с.

В процессе отработки объектом задающих сигналов в рабочей области происходит заполнение массивов данных с датчиков обратных связей по угловому отклонению и скорости объекта управления.

Как и в случае обучения НК по эмулятору объекта в схеме обучения на физической модели также имеется несколько уровней дискретизации. Первый уровень относится к времени дискретности получения значений угла и скорости с датчиков на физической модели, а второй к дискретности сигнала управления. Шаг дискретности сигналов обратных связей равен  $\Delta_{oc} = 0.01$  с, а дискретность сигнала управления НК  $\Delta_u = 0.02$  с. Таким образом, моделирование переходных процессов в НСУ происходит с шагом  $\Delta_{oc}$ , а сигнал управления вычисляется раз за два шага расчета по физической модели.

Для оценки качества работы НСУ введем следующий функционал [1,3]

$$I(\varphi_k) = \frac{1}{k_T} \sum_{k=1}^{k_T} \left[ E_k \cdot t_k + \gamma \frac{E_k}{t_k + 0.01} \right],$$

где  $E_k = ((\phi_z(k) - \phi_{\phi_m}(k)) \cdot t_k)^2$ ;  $\gamma$  – весовой коэффициент, определяемый экспериментально.

Далее определим область поиска для нейронной сети:

$$w_{i,j} \in [-1,1], i = \overline{0,3}, j = \overline{1,10}, w_i \in [-1,1], i = \overline{0,10}.$$

Таким образом, процедура настройки (обучения) НК представляет собой следующий процесс. После того, как сформированы все массивы данных, происходит вычисление функционала и подстройка весовых коэффициентов нейронной сети генетическим алгоритмом. Далее новые параметры регулятора записываются в микроконтроллер. Тогда снова происходит подача на объект входных сигналов, формирование массивов обратных связей, вычисление функционала и настройка параметров нейрорегулятора. Этот процесс (обучение нейронной сети) повторяется до тех пор, пока не будут найдены такие параметры НК, которые обеспечивают требуемые показатели качества.

**Отладка микропроцессорной системы.** Прежде чем переходить к физической модели с реальным микроконтроллером, произведем предварительную отладку системы управления с помощью программы компьютерного моделирования электронных устройств ISIS, входящую в состав системы PROTEUS VSM. В отличие от многих других эта программа способна моделировать устройства не только на дискретных компонентах, обычных аналоговых и цифровых микросхемах, но и на микроконтроллерах.

Симулятор дает возможность "заглянуть внутрь" микроконтроллера, сопоставив форму и характер сигналов на его выводах с ходом исполнения программы и изменениями состояния внутренних регистров. К этим регистрам модели (в отличие от реальной микросхемы) всегда имеется доступ. Возможность проверять работу микроконтроллеров всех популярных семейств в реальном масштабе времени и во



взаимодействии с моделями реальных источников сигнала и нагрузок выгодно отличает ISIS от простейших симуляторов, имеющих в системах разработки программ и зачастую позволяющих лишь следить за ходом пошагового исполнения программы.

Вполне достаточен имеющийся в ISIS набор виртуальных измерительных приборов, среди которых вольтметр, амперметр, осциллограф, логический анализатор, генераторы всевозможных сигналов. Имеется возможность наблюдать за состоянием внутренних регистров микроконтроллеров разных семейств, корректировать и отлаживать их программы. На рис. 3 представлена схема созданная в пакете ISIS для предварительной отладки.

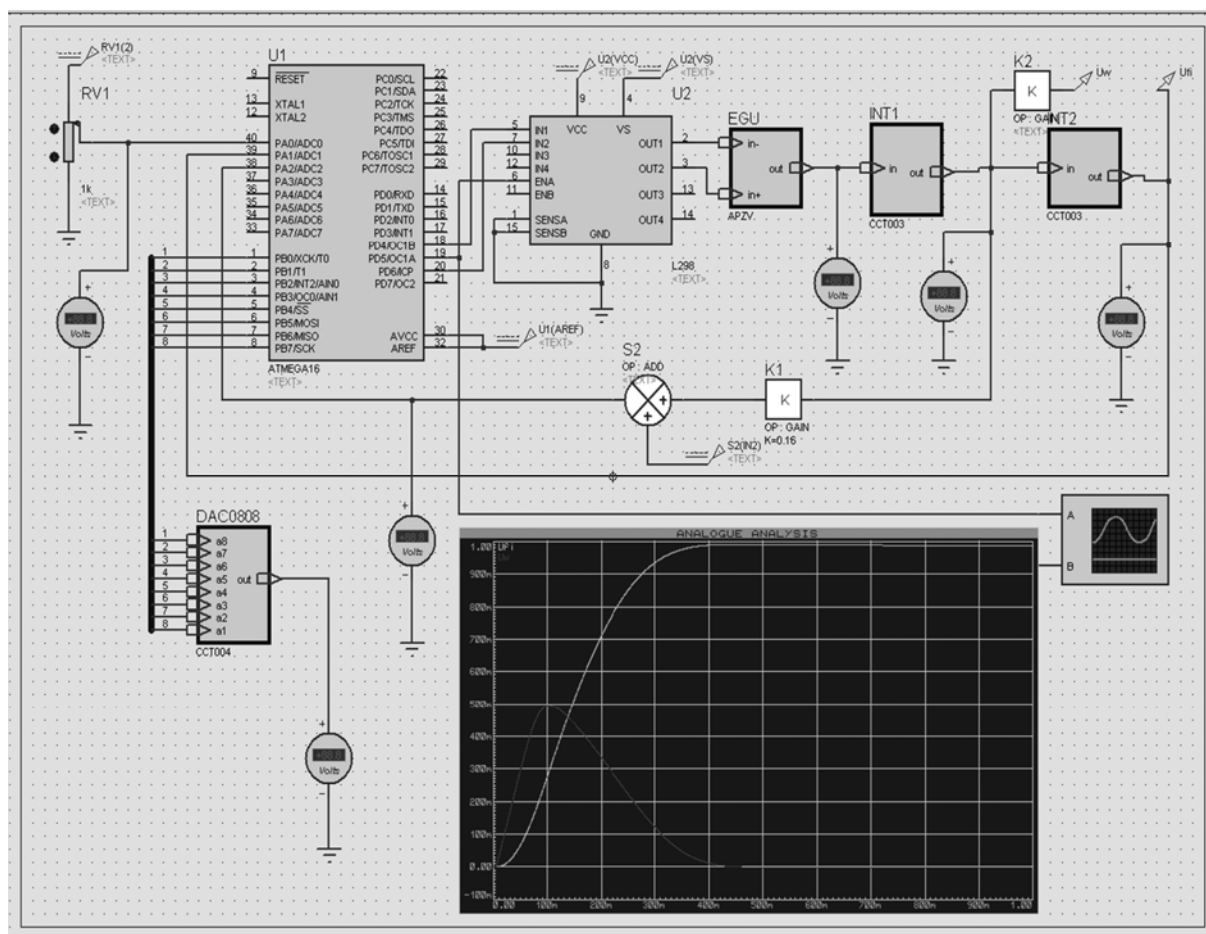


Рисунок 3 – Схема микропроцессорной НСУ в пакете ISIS

Данный шаг позволил ускорить процесс доработки и дал возможность устранить ошибки и неточности в программной прошивке контроллера. Представленная схема состоит из микроконтроллера, блока формирования ШИМ сигнала и упрощенной модели объекта.

**Результаты экспериментальных исследований.** В процессе обучения НК на физической модели были получены параметры весовых коэффициентов нейрорегулятора (нейронной сети), которые остались записанными в памяти микропроцессора, что позволяет без дополнительных операций перейти к

експерименту. Как и при обучении, в ходе эксперимента, сигналы задания будет генерировать компьютер. В результате проведенного эксперимента были получены графики сигнала по углу, представленные на рис. 4а,б.

**Выводы.** В статье рассмотрены вопросы экспериментальных исследований нейросетевой микропроцессорной системы наведения танковой пушки с НК обученным по физической модели объекта.

Анализ, полученных в ходе эксперимента, результатов позволяет сделать вывод о достаточно эффективном подходе к синтезу нейросетевой системы управления. Нейроконтроллер, обученный по физической модели объекта показал лучшие результаты, чем НСУ обученной на НЭ и СУ с ПД-регулятором. Перерегулирование не превышает 3 %, время переходного процесса составляет 0,6 с и количество колебаний в пределах 1 – 1.5. Однако, следует отметить достаточно продолжительное время обучения, которое составило порядка 4-5 часов.

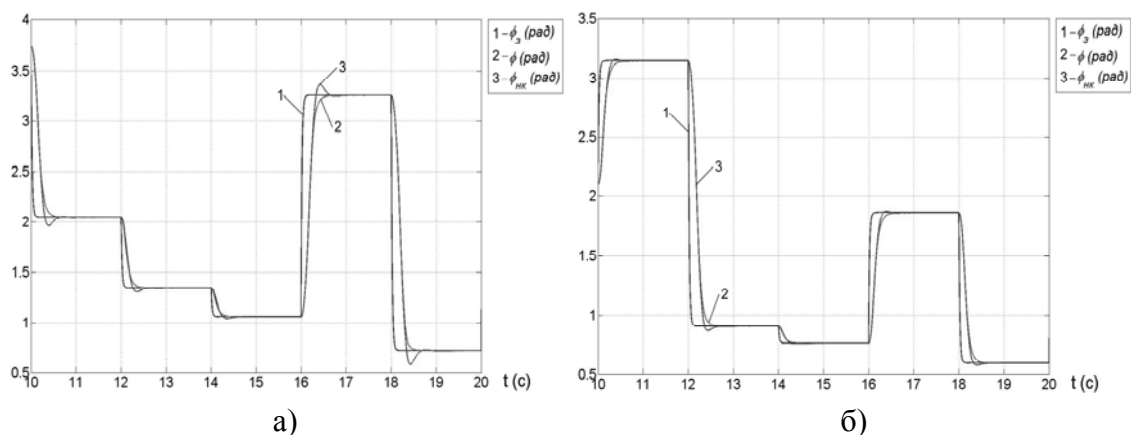


Рисунок 4 – Графики сигнала задания (1), обратной связи по углу для НК настроенного по НЭ (2) и физической модели (3)

**Список литературы:** 1. Никонов О.Я., Истомин А.Е. Нейрокибернетический подход к проблеме синтеза интеллектуальных систем управления колесных и гусеничных машин Сб. науч. тр. "Автомобиле- и тракторостроение". – Харьков: НТУ "ХПИ", 2005. – №10. – С. 51–54. 2. Никонов О.Я., Истомин А.Е. Система нейрорууправления силовым следящим приводом Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". – Харків: НТУ "ХП", 2003. – №27. – С. 20–23. 3. Александров Е.Е., Богатыренко К.И., Истомин А.Е. Физическое моделирование нейросетевой микропроцессорной системы наведения танковой пушки // Артиллерийское и стрелковое вооружение. – 2007. – №1. – С. 27–30. 4. Вороновский Г. К., Махотило К. В., Петрашев С. Н., Сергеев С. А. Генетические алгоритмы, искусственные нейронные сети и проблемы виртуальной реальности. – Х.: Основа, 1997. – 112 с. 5. [www.mathworks.com/contact\\_TS.html](http://www.mathworks.com/contact_TS.html). Genetic Algorithm and Direct Search Toolbox™ User's Guide. 6. Matlab R2007 с нуля.: [пер. с англ.] / Brian R. Hunt [и др.]. - М.: Лучшие книги, 2008. - 352 с.: ил.

УДК 629.016

*ДУБІНІН Є.О., ХНАДУ*

## **ПІДВИЩЕННЯ КОНТРОЛЕПРИДАТНОСТІ ВІТЧИЗНЯНИХ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ**

Разработана бортовая система контроля уровней рабочих жидкостей средств транспорта и алгоритм ее работы. Проведены лабораторные и эксплуатационные испытания. Полученные результаты могут быть использованы для разработки новых систем диагностирования технического состояния средств транспорта.

**Вступ.** В сучасних умовах удосконалення й ускладнення конструкцій засобів транспорту обумовлюють все більш високі вимоги до їх контролепридатності.

Відомо, що 70% щорічних витрат на утримання машинного парку йде на технічне обслуговування й усунення наслідків відмов. Значна частина відмов приходить на витрати оливи по ущільненнях з'єднань і зварених швів. Через аварійні руйнування шлангів і трубопроводів відбуваються великі втрати оливи, що призводять до екологічного забруднення навколишнього середовища.

Підвищення ефективності експлуатації засобів транспорту за рахунок поліпшення ремонтпридатності залежить від успішного рішення комплексу задач, серед яких важливе місце займають питання розробки вбудованих засобів контролю технічного стану вузлів і агрегатів.

**Аналіз останніх досягнень і публікацій.** Проведені раніше дослідження на прикладі колісних тракторів показали, що в даний час втрати робочих рідин у гідроприводах більш ніж у 2 рази перевищують потреби для заправки гідробаків. При цьому встановлено, що витрата робочої рідини гідравлічною напівною системою тракторів типу Т-150К складає 125-142 л/рік [1]. А відповідно до даних, отриманих в роботі [2], при критичному (мінімальному) рівні робочої рідини в картері коробки передач можливий розрив потоку потужності при переключенні передач, знос і короблення дисків гідропідтискних муфт внаслідок підвищення роботи буксування.

Аналіз вітчизняного і закордонного досвіду використання вбудованих систем діагностування технічного стану (у тому числі контролю рівнів робочих рідин) показав, що в даний час істотно знизилася вартість електронних компонентів. Тому на засоби транспорту встановлюються системи на основі останніх досягнень електроприборобудування й обчислювальної техніки [3,4,5].

Таким чином, для підвищення контролепридатності та недопущення відмов внаслідок відсутності необхідної кількості робочих рідин, а також для зменшення витрат праці і матеріалів є передумови створення систем контролю рівнів робочих рідин засобів транспорту на основі сучасних технологій.

**Мета і постановка задачі.** Метою дослідження є підвищення контролепридатності засобів транспорту на основі використання бортових засобів контролю рівнів робочих рідин у системах і агрегатах. Для досягнення поставленої мети поставлені наступні задачі:

- розробити алгоритм роботи бортової системи контролю рівнів робочих

- рідин;
- провести лабораторні й експлуатаційні випробування макетного зразка системи.

**Підвищення контролепридатності використанням бортової системи контролю рівнів робочих рідин.** Розробка систем контролю технічного стану агрегатів і систем засобів транспорту є невід'ємною частиною їхнього вдосконалення. На основі досвіду створення сучасних бортових систем був розроблений алгоритм роботи системи контролю рівнів робочих рідин (рис.1). Робота пристрою організована в такий спосіб [6, 7].



В пропонованій системі три терморезисторні датчики визначення рівня встановлені за такою схемою: на дні (опорний) й у протилежних кутах картера агрегату на висоті, що відповідає рівню робочої рідини (вимірювальні). Система порівнює сигнали, що надходять від датчиків, і видає відповідне повідомлення про норму чи відхилення від неї у вигляді тексту на індикаторі: "Рівень оливи в нормі" або "Аварійний рівень оливи".

Якщо всі датчики знаходяться в рідкому середовищі, величини падіння напруг на них однакові. Індикатор стану реєструє це як нормальний рівень робочої рідини. Якщо один з вимірювальних терморезисторів не омивається нею (засіб транспорту працює на схилах або рухається нерівностями), тобто падіння напруги на ньому не дорівнює падінню напруги на двох інших терморезисторах, – індикатор стану реєструє це як нормальний рівень робочої рідини. За відсутності омивання робочою рідиною одночасно двох вимірювальних терморезисторів падіння напруг

Рисунок 1 – Алгоритм роботи системи контролю рівнів робочих рідин

на них не дорівнює падінню напруги на опорному терморезисторі, індикатор стану реєструє це як аварійний рівень робочої рідини в агрегаті і видає повідомлення на індикаторі.

На відміну від приладів контролю технічного стану, що використовуються в стаціонарних умовах, умови їхньої експлуатації на засобах транспорту відрізняються специфічними особливостями. Для забезпечення вимог, пропонованих до експлуатації електронних приладів на засобах транспорту, може бути використаний сигналізатор рівня оливи на основі різниці теплопровідності рідин і газів.

Сучасний стан на ринку елементної бази електроніки дозволяє розробити найпростішу систему з мінімальними витратами, що буде мати високу надійність, наочність відображуваної інформації, високу точність виміру контрольованих параметрів і функціональність. Чуттєві елементи можуть бути виконані з використанням терморезисторних датчиків з великим температурним коефіцієнтом опору. Цим вимогам відповідають напівпровідникові терморезисторні датчики прямого підігріву, у яких нагрів здійснюється струмом, що протікає безпосередньо через них. Напівпровідниковий терморезистор повинний мати малі розміри робочого тіла і максимальну чутливість до зміни теплопровідності навколишнього середовища. Робоче тіло повинно знаходитися в безпосередньому контакті з середовищем. Терморезистор повинний мати при малих розмірах велику потужність розсіювання, малу постійну часу і невисоку вартість. В даний час найбільш повно пропонованим вимогам відповідають терморезистори СТЗ-17, СТ1-17, СТ1-19 чи їхні аналоги.

У розробленому пристрої (рис.2) мікропроцесорний блок забезпечує його роботу відповідно до заданого алгоритму.

Блок стабілізації напруги забезпечує можливість живлення пристрою від нестабілізованої чи стабілізованої напруги до 25 В, приведення рівня вхідної напруги до рівня живлення блоків пристрою, її стабільність, захист від короткого замикання. Блок датчиків дозволяє проводити вимір величини рівня робочої рідини в картері агрегату (рис.3а). Блок керування режимами роботи забезпечує можливість завдання режиму (калібрування датчиків, вибір кількості датчиків). Блок виводу інформації на екран призначений для індикації режимів роботи системи (рис.3б). Блок звукового сповіщення сигналізує водію про недостатній рівень робочої рідини.

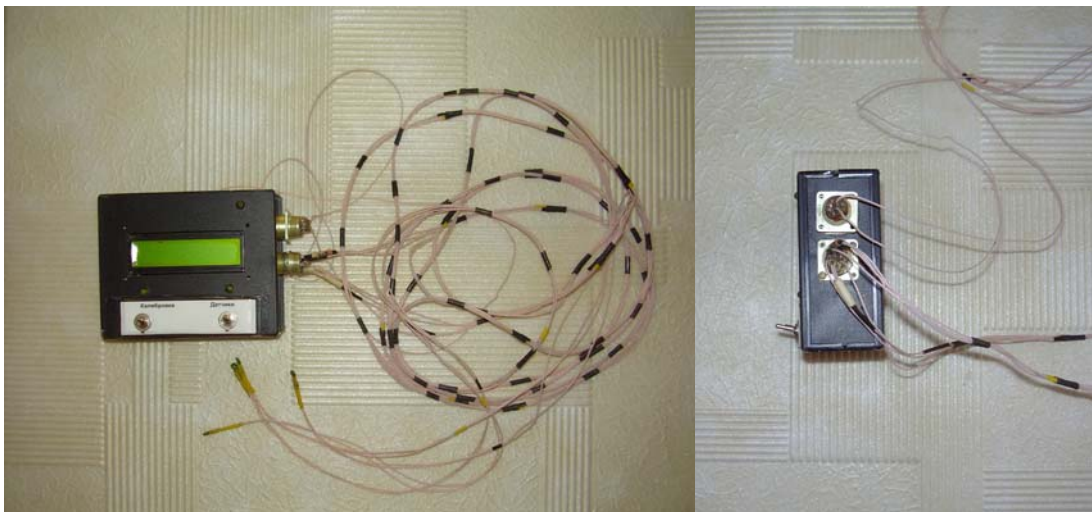


Рисунок 2 – Бортова система контролю рівнів робочих рідин



а)



б)

Рисунок 3 – Установка системы контролю рівнів робочих рідин на тракторі Т-150К-09: а) установка датчиків рівня оливи в картері роздавальної коробки КП; б) установка індикатора в кабіні трактора

### Висновки

1. Розроблено алгоритм роботи бортової системи контролю рівнів робочих рідин засобів транспорту, що дозволяє запобігати аварійним відмовам, викликаним розгерметизацією гідросистем.

2. Виготовлений макетний зразок бортової системи контролю рівнів робочих рідин. Її застосування дозволило зменшити оперативну і допоміжну трудомісткості обслуговування трактора за цикл 1000 годин роботи і знизити обсяги витоків робочих рідин не менш, ніж у 2-2,5 рази.

**Література:** 1. Хачук Д.М. Анализ систем предотвращения утечек рабочей жидкости при разгерметизации гидроприводов тракторов и сельхозмашин // Тракторная энергетика в растениеводстве. Сб. науч. тр. – Х.: ХГТУСХ, 2002, с.296-302. 2. Волох В.О. Підвищення функціональної стабільності гідропривода коробки передач трактора з переключенням на ходу при виконанні основних технологічних операцій. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. - Харків, 1996, - 25 с. 3. Лебедев А.Т., Стаценко А.А., Волох А.Ф. Маслоуказатель. Авт. св. №679804, заявл. 1978, опубл. 1979, бюлл. №30. 4. Трактора серии 8100, 8200, 8300 и 8400 (Серийный номер 10001). Руководство по эксплуатации. John Deere Waterloo Works, OMAR 150262. Выпуск G6. Северо – Американское издание. Напечатано в США. 5. Топилин Г.Е., Бендицкий Э.Я., Дубинский С.В., Артемова Т.А. Повышение уровня оснащённости тракторов контрольными средствами, инструментом и принадлежностями: Обзорная информ. – М.: ЦНИИТЭИ тракторосельхозмаш, 1988. – 61 с. 6. Пристрій контролю рівня рідких середовищ: Пат. 22472 Україна, МПК G 01 F 23/24 Полянський О.С., Третяк В.М., Дубінін Є.О., Жижирій А.С. (Україна); ХНАДУ. – №200612206; Заявл. 20.11.06; Опубл. 25.04.07, Бюл. №5. – 4. 7. Полянський А.С., Третяк В.М., Дубинин Е.А., Жижирій А.С. Бортовая система контроля уровней рабочих жидкостей средств транспорта // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Механізація сільськогосподарського виробництва: Зб. наук. праць, Вип. 44, Т. 1. – Харків, 2006. – С. 42-48.

УДК 62.50.23:517.8

**ОВЧАРЕНКО Ю.Е., ХНАДУ**

**НОВЫЕ ПРИНЦИПЫ СТРАТЕГИИ КОНСТРУКТОРСКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МОДЕРНИЗИРОВАННОЙ ВОЕННОЙ ТЕХНИКИ**

Розроблено методологічні основи шляхів удосконалення технічних характеристик військової техніки на основі раціоналізації взаємозв'язку людини з органами управління, і експериментального обґрунтування нових принципів стратегії конструкторсько-технологічних рішень по створенню автоматичних систем управління об'єктів військової техніки в рамках „Державної програми розвитку озброєння і військової техніки до 2015 року”.

**Введение.** Возможности повышения технических характеристик военной техники с классической компоновкой и экипажем в три человека в рамках традиционного направления развития ее основных свойств сдерживается массо-габаритными ограничениями, растущей психофизиологической нагрузкой на экипаж. Это подтверждается тем, что решения, принимаемые членами экипажа в нервной и опасной обстановке, не всегда являются оптимальными.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Анализ работ [1-3] показал, что с целью сокращения времени на решение целевых задач и повышение надежности функционирования военной техники, необходимо значительно сократить число операций, которые выполняются экипажем. Эту задачу можно решить путем упрощения конструкции систем управления и применением технических средств, которые заменяют человека и облегчают его деятельность.

**Цель и постановка задачи.** Целью исследований является разработка методологических основ путей усовершенствования технических характеристик военной техники на основе рационализации взаимосвязи человека с органами управления, и экспериментального обоснования новых принципов стратегии конструкторско-технологических решений по созданию автоматических систем управления объектов военной техники в рамках „Государственной программы развития вооружения и военной техники до 2015 году”.

Смещение научных исследований и практических рекомендаций в сторону обеспечения оптимального функционирования военной техники состоялись в результате глубокого анализа характеристик современного вооружения, перспектив его развития и прогнозирования методов применения техники в бою и операции, а также всесторонней оценки конструкций военной техники и направлений их технического совершенствования. Для того, чтобы показать необходимость комплексного подхода к решению проблемы рационализации взаимосвязи человека с техникой рассмотрим некоторые вопросы, которые поставлены практикой создания военной техники и подготовки экипажей по этой проблеме.

**Задачи решения проблемы взаимосвязи человека с техникой в контексте реализации предлагаемого принципа.** Установлено, что для повышения качества функциональной деятельности в ходе выполнения целевых задач члены экипажа



должны осуществлять только директивные функции и функции контроля. Важным вопросом, требующим своего рассмотрения, есть разработка рекомендаций по размещению и обеспечению целевой деятельности экипажей военной техники. К сожалению, эту задачу воспринимают как-то упрощенно и сводят ее только к обеспечению соответствующих условий жизнедеятельности экипажей в обитаемых отделениях техники. Действительно, обеспечение этих условий имеет существенное значение для успешной деятельности членов экипажа, и решению этих вопросов уделяется значительное внимание. На сегодняшний день, опираясь на результаты проведенных крупных исследований, уже разработаны требования, регламентирующие физические и химические факторы среды обитаемых отделений военной техники. Это позволяет обеспечить нормальные условия жизнедеятельности экипажей. Но члены экипажа не являются пассажирами, они должны управлять системами в сложных условиях современного боя. Поэтому их рабочие места необходимо организовывать с учетом психофизиологических характеристик человека и так, чтобы экипажи были надежно защищены от поражения огнем противника.

Современная военная техника является сложной по своему техническому составу, насыщена средствами автоматики и автоматизации. Проблема улучшения технических характеристик техники – важнейшая проблема, так как от нее зависят не только численные показатели значений параметров, но и дальнейшая судьба техники. Примем эту идею для решения вопросов эргономического обеспечения взаимоотношений современного боя, которым посвящается данная статья.

С целью обоснования множества и иерархии локальных задач, которые необходимо решать в данной работе, рассмотрим её IDEFO-модель с позиции SADT-методологии [4]. Разрабатываемая система позволит выявить технические, локальные задачи, которые необходимо решить, чтобы ответить на основной вопрос нашего исследования.

В связи с этим целесообразно рассмотреть точку зрения, т.е. позицию, с которой описывается система, и эта позиция неизменна в процессе исследования. В качестве такой точки зрения целесообразно использовать позицию Генерального конструктора техники, т.к. он и возглавляемое им конструкторское бюро, обладают наибольшим априорным опытом решения подобных задач при создании техники предыдущих поколений, ведут постоянное критическое сопровождение создаваемых за рубежом образцов и несут полную ответственность за военно-технический уровень разрабатываемой техники.

Разработку осуществим средствами SADT-методологии в её IDEFO-модификации, что позволяет с системных позиций критически и согласованно принимать решение по иерархии решаемых задач, их содержанию, получаемым решениям. По существу решается задача функционального моделирования, а содержательная интерпретация уровней детализации образует разделы научного исследования.

Активную часть системы целесообразно сформулировать как «Разработать новые принципы стратегии конструкторско-технологических решений усовершенствования технических характеристик модернизированной военной техники». Последнее позволит выявить влияние человеческого фактора на успех использования техники в современных условиях, разработать критерии оценки эргономических отношений между членами экипажа в бою различной интенсивности, определить степень технической обеспеченности, что по существу может служить основой эргономической экспертизы модернизируемых образцов военной техники.



Механизм обоснования и реализации принципов стратегии конструкторско-технологических решений усовершенствования технических характеристик модернизированной военной техники с учетом эргономических отношений современной боевой деятельности управляется с помощью множества управлений по ГОСТам (ДСТУ). Проведя дальнейшую декомпозицию, можно определить взаимоотношения входов, управлений и выходов, а сама базовая диаграмма [4] подлежит дальнейшей декомпозиции, что позволяет рассмотреть какие частные вопросы необходимо и достаточно решить, чтобы раскрыть содержание работы:

1. Прежде всего, необходимо провести критический анализ существующих показателей оценки техники с тем, чтобы оценить степень их соответствия современному уровню вооружения и обоснованно сформулировать требования к этим показателям. При этом подлежит анализу военная доктрина, а также выявление основных тенденций развития мирового танкостроения, с учетом существующей нормативной базы отечественного производства военной техники, возможностей государства, т.е. существующей системы ограничений как временного, так и конструктивно технологического характера.

2. Сформировав требования к моделям основных показателей, целесообразно адаптировать последние к реальным возможностям военной техники, т.е. целям и задачам, которые она будет решать в условиях современного боя. Решаемые задачи, их сложность, интенсивность и последовательность зависят от модели боевых действий, откуда следует необходимость в рассмотрении моделей боевых действий, выделении критического их спектра, который минимально необходим и достаточен для оценки технических характеристик военной техники.

3. Решению задачи структурирования системы показателей должно предшествовать получение решения о подсистемно-функциональном построении военной техники, с тем, чтобы иметь возможность:

*во-первых*, возможность сравнения с апробированной системой показателей подвижности, защищённости, огневой мощи и командной управляемости;

*во-вторых*, вписать в эту систему комплекс синтезируемых показателей эргономических аспектов, не имеющих аналогов в практике. Декомпозиция военной техники на подсистемы - самостоятельная задача, которую целесообразно решать, используя накопленный опыт и тенденции развития мирового танкостроения.

4. Определившись со структурно-функциональной иерархией анализируемой системы, целесообразно сформировать систему критериев, каждая группа которых адаптирована к структурно-функциональной подсистеме и следовательно, может быть оптимизирована в вычислительном плане.

5. В общем множестве показателей определится место, число и язык описания эргономических показателей, отражающих как отношение экипажа к подсистемам военной техники, так и межличностные отношения членов экипажа в ходе решения совместных задач боя.

Для контроля качества решаемых задач 1...5 привлекаются специалисты группы генерального конструктора, заказчика и эксплуатационников, имеющих большой опыт в работе с военной техникой предыдущих поколений. Такой системный подход позволит «не пропустить» важные показатели, согласовать физическую трактовку в применяемых моделях показателей, апробировать предлагаемую группу эргономических критериев, и в сумме успешно решить поставленную в работе задачу. Рассмотрим более подробно задачу 1, исходя из утверждения Н. Виннера, что «нужно быть вполне уверенным в том, что Ваш формальный критерий представляет собой то, что

Вам действительно нужно». В связи с этим следует учесть признаки общесистемные, межподсистемные и специальные. Дискретизация неизбежно ведёт к потере информации. Важно выбрать моменты снятия информации так, чтобы потери были минимальные [5].

1.1. Успешное решение целевых задач зависит от слаженности экипажа, их технической обеспеченности при выполнении задач поиска идентификации и поражения целей, то есть от структурно - функциональных требований к критериям. Именно эту задачу следует выделить в блоке  $A_1$ , учитывая требования боевого устава о распределении основных и дублирующих функций членов экипажа. Естественно, показатели должны быть измеримы гостированными и апробированными методами, достоверными и статически значимыми на шумовом фоне;

1.2. Полученные результаты позволят поставить и решить задачу оценки границ применимости критериев, что важно для их практического использования в плане интерпретации полученных в ходе эксперимента данных. При этом следует учесть о роли и месте подсистем военной техники, которые они занимают в различных моделях боя. Таким образом, речь идет о многократной проверке физического содержания критерия на множестве условий;

1.3. В структурно-функциональных рамках подсистем и решаемых задач возможна постановка и успешное решение задачи упорядочения требований, что позволит представить решение в виде блочной лексико-графической матрицы требований - суть выход блока  $A_{14}$ .

Решение задач 1.1...1.3 осуществляется путём последовательных приближений в контуре «аналитик-представитель заказчика-представитель генерального конструктора».

Результатом такой работы может быть нормативный документ о структуре, содержании и реализуемым способам измерений критериев оценки обобщенных показателей технических характеристик военной техники. В нём учтён накопленный ранее опыт оценки военной техники предыдущих поколений, требования действующей нормативно-правовой базы, а также предлагаемые критерии оценки эргономических аспектов военной техники [6].

**Новые принципы стратегии конструкторско-технологических решений создания автоматических систем управления военной техники.** При рассмотрении человека-оператора совместно со средствами деятельности как обобщенный системный объект «человек-средства деятельности», появляется возможность образования новых принципов стратегии конструкторско-технологических решений по созданию автоматических систем управления, которые основываются на выводах других исследований и построены на проведенной классификации основных обязанностей членов экипажей военной техники.

Условно их решение можно разделить:

- на огневые задачи поражения наземных целей;
- на огневые задачи поражения воздушных целей;
- на задачи защищенности военной техники.

Автоматизация процессов управления огнем и защитой оставляет экипажу выполнение лишь минимально необходимых действий, нуждающихся в интеллекте человека, и, как следствие, только непосредственное участие членов экипажа в решении огневых задач позволяет быстро и эффективно реагировать на изменения сложной обстановки на поле боя.

При обосновании требований к системе автоматического управления огнем возникают проблемы, связанные с решением задач по управляемости и информационному обеспечению системы управления. При этом под управляемостью

понимаем способность системы управления огнем под воздействием сигнала управления на протяжении некоторого конечного отрезка времени переходить из одного (начального) состояния в другое (конечное).

Автоматизированная система управления огнем является сложным нелинейным динамическим объектом, в процессе функционирования которого объединяются одна с другой процедуры оптимизации процессов управления, оперативной оценки состояния, идентификации параметров и предвидения конечного состояния. Для осуществления такого процесса необходимое соответствующее информационное обеспечение [7].

Результаты анализа возможных направлений создания автоматических систем управления военной техники показывают, что одним из них может быть направление разработки нового информационного обеспечения в системах управления техники, находящейся на вооружении, или модернизируемой. Рассмотрим решение задач, связанных с огневой мощью и защищенностью военной техники (рис. 1...2).

1) *огневые задачи поражения наземных целей* (рис. 1):

- сканирование местности и сравнения ее на соответствие карте мишенной обстановки;
- распознавание целей системой „свой- чужой”;
- пеленг танкоопасных целей;
- пеленг пулеметных целей;
- наведение оружия на цель по пеленгу;
- автоматическое открытие огня на поражение целей выбранным типом оружия.

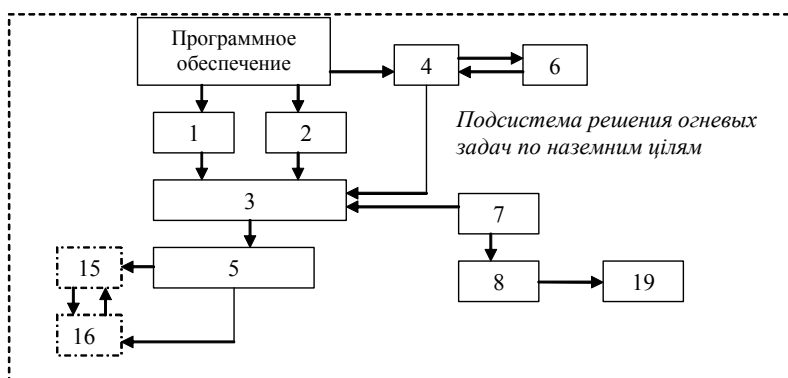


Рисунок 1 - Блок-схема информационного обеспечения решения огневых задач по наземным целям: 1 – карта местности; 2 – блок сканирования местности; 3 – блок сравнения местности на соответствие карте мишенной обстановки; 4 – блок инфракрасных датчиков определения живой силы на поле боя; 5 – блок распознавания системы „свой- чужой”; 6 – блок пеленга живой силы; 7 – блок пеленгу танкоопасных целей; 8 – блок наведения оружия на цель по пеленгу; 15 – система «антирадар»; 16 – блок функции „невидимка”; 19 – блок автоматического ведения огня из оружия

2) *задачи защищенности танка* (рис. 2):

С помощью предлагаемого информационного обеспечения решаются задачи:

- пассивной защиты техники „антирадар” (уничтожение радара противника);

Таким образом, непрерывным условием создания автоматических систем управления огнем является применение бортовых вычислительных комплексов, позволяющих реализовать сложные алгоритмы, решить задачи многокритериальной оптимизации в реальном масштабе времени и комплексной оптимизации процессов функционирования многочисленных систем танка.

- установление шарового защитного поля (функция „невидимка”).

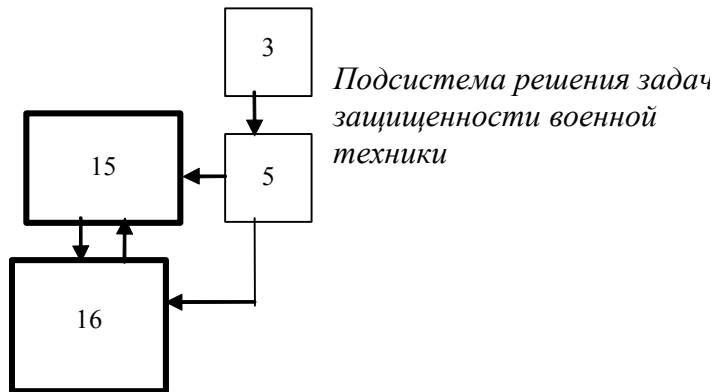


Рисунок 2 - Блок-схема информационного обеспечения решения задач защищенности военной техники: 3– блок сравнения местности на соответствие карте боевой обстановки; 5– блок распознавания системы „свой- чужой”; 15– антирадар; 16– блок функции системы „невидимка”.

Реальное применение высокоэнергетических лазеров для подавления систем наблюдения и прицеливания (совокупность приборов наблюдения или прицеливания и органа зрения члена экипажа, использующего этот орган) танков противника за счет сканирующего лазерного излучения является реальным режимом при отражении атак и контратак танков противника.

**Выводы.** Для решения задач получения информации о целях, вычисление и введение углов прицеливания и бокового упреждения необходимо иметь комплекс с расширенными функциями и интеграцией разных электронно-оптических и электронных приборов, который бы позволял эффективный обзор поля боя, получения отображения и информации в реальном масштабе времени быстрым решением измерительных задач и обеспечением скрытного их проведения. Погрешность измерения параметров движения цели разработанным измерительным комплексом не превышает 0,1%.

**Список литературы:** 1. Толубко В.Б. Задача оптимизации технических характеристик сложных систем // Сб. науч. тр.: Системы обработки информации. – Харьков: ХВУ. – 1998. – С. 7-10. 2. Глухов В.С., Заіченко М.В., Іванов В.І., Оліярник Б.О. Обчислювальні модулі для бортових інформаційно-керуючих систем бронетанкової техніки // Механіка та машинобудування. – 2000. – № 2. – С. 77-82. 3. Шульгин В.Е., Фесенко Ю.Н. Разработка вооружения и военной техники в новых экономических условиях // Военная мысль. – 1998. – № 3. – С. 45-51. 4. Овчаренко Ю.Є., Щепликін О.Ю. Моделювання ергономічного забезпечення створення бойових броньованих машин // Вестник Национального технического университета ”ХПИ”: Сб. научн. тр. Темат. вып.: Колесные и гусеничные машины специального назначения. – Харьков: НТУ ”ХПИ”, 2003. – № 27. – С. 112-113. 5. Методологические основы и математические методы. Исследование операций / Под ред. А.А. Ляпунова. – М.: Мир, 1981. – 712 с. 6. Овчаренко Ю.Е. Оценка степени интегрированности членов экипажа в боевую работу // Механіка та машинобудування. – 2002. – №2. – С.168-170. 7. Овчаренко Ю.Є. Аналіз процесів діяльності при формуванні вимог до гусеничних машин спеціального призначення // Зб. наук. праць ХВУ, Системи обробки інформації. – Харків: ХВУ. – 2004. – Вип. 10 (38). – С. 125-129.

УДК 629.017

**ПОДРИГАЛО М.А., ФАЙСТ В.Л., ХНАДУ**

## **РАЗГОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ**

Визначено потенційні динамічні можливості автомобіля й отримані розгінні характеристики автомобільного двигуна.

**Введение.** Способность автомобилей вписываться в интенсивный транспортный поток определяется их динамическими свойствами. В последние годы, у легковых автомобилей среднего и высокого класса наметилась тенденция увеличения удельной мощности, т.е. мощности, приходящейся на единицу веса машины. Этот параметр является показателем функциональной и технической эффективности [1] технического изделия.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Важнейшим направлением повышения технического уровня и качества машины является увеличение их единичной мощности [1]. Увеличение мощности двигателя автомобиля позволяет улучшить его приемистость, максимальную скорость движения и начальное ускорение при разгоне. В работе [2] предложена методика кваліметрирования транспортних средств по критерию оценки кінетическої енергії, расходуемой на движение груза с учетом особенностей конструкции вида транспортного средства. Однако система оценок, предложенная в работе [2], не учитывает динамические свойства автомобилей, проявляющиеся при разгоне.

**Цель и постановка задач исследования.** Целью исследования является оценка потенциальных динамических свойств автомобилей. Для достижения указанной цели необходимо решить следующую задачу: определить разгонные характеристики двигателя автомобиля, т.е. зависимость мощности и крутящего момента двигателя от угловой скорости коленчатого вала двигателя.

**Определение разгонных характеристик автомобильного двигателя.** Для оценки динамики разгона автомобиля предлагается разгонная характеристика двигателя, показывающая изменение эффективной мощности  $N_e$  и эффективного крутящего момента  $M_e$  двигателя в зависимости от угловой скорости коленчатого вала при разгоне автомобиля.

Эффективная мощность двигателя определяется как

$$N_e = M_e \cdot \omega_e. \quad (1)$$

Характеристикой управляемости двигателя, в том числе и при разгоне, может являться производная эффективной мощности по времени  $t$  либо по угловой скорости  $\omega_e$

$$\frac{dN_e}{dt} = M_e \cdot \frac{d\omega_e}{dt} + \omega_e \cdot \frac{dM_e}{dt}; \quad \frac{dN_e}{d\omega_e} = M_e + \omega_e \cdot \frac{dM_e}{d\omega_e}. \quad (2)$$

Эффективный крутящий момент двигателя определяется суммарным крутящим моментом  $\sum M_k$  на ведущих колесах автомобиля

$$M_e = \frac{\sum M_k}{\eta_{mp} \cdot u_{mp}}, \quad (3)$$

где  $u_{mp}$  – общее передаточное отношение трансмиссии;

$\eta_{mp}$  – КПД трансмиссии.

Суммарный крутящий момент на ведущих колесах

$$\sum M_k = \sum M_f \pm P_y \cdot r_d + P_{\text{букс}} \cdot r_d + P_w \cdot r_d + \delta \cdot m_a \cdot r_d \cdot \frac{dV_a}{dt}, \quad (4)$$

где  $r_d$  – динамический радиус колеса;

$\sum M_f$  – суммарный момент сопротивления качению на колесах,

$$\sum M_f = m_a \cdot g \cdot f \cdot r_d; \quad (5)$$

$m_a$  – общая масса автомобиля;

$g$  – ускорение свободного падения,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ;

$f$  – коэффициент сопротивления качению;

$P_y$  – сила сопротивления движению автомобиля на уклоне,

$$P_y = m_a \cdot g \cdot \sin \alpha \approx m_a \cdot g \cdot \alpha \approx m_a \cdot g \cdot i; \quad (6)$$

$\alpha, i$  – угол уклона и уклон пути,

$$i = \arctg \alpha; \quad (7)$$

$P_{\text{букс}}$  – сила, затрачиваемая на буксование ведущих колес,

$$P_{\text{букс}} = \frac{N_{\text{букс}}}{V_a}; \quad (8)$$

$V_a$  – линейная скорость автомобиля;

$N_{\text{букс}}$  – мощность, затрачиваемая на буксование ведущих колес,

$$N_{\text{букс}} = K_{\text{сц}} \cdot m_a \cdot g \cdot \varphi \cdot V_{\text{букс}}; \quad (9)$$

$\varphi$  – коэффициент сцепления колес с дорогой;

$K_{\text{сц}}$  – коэффициент использования сцепного веса;

$V_{\text{букс}}$  – скорость буксования ведущих колес автомобиля,

$$V_{\text{букс}} = \omega_k \cdot r_{\partial} - V_a; \quad (10)$$

$\omega_k$  – угловая скорость ведущих колес;

$P_w$  – сила аэродинамического сопротивления,

$$P_w = k \cdot F \cdot V_a^2; \quad (11)$$

$k \cdot F$  – фактор сопротивления воздуха [3];

$\delta$  – коэффициент учета вращающихся масс двигателя и трансмиссии [4].

В литературе [4] буксование ведущих колес оценивается относительным буксованием

$$S_x = \frac{V_{\text{букс}}}{\omega_k \cdot r_{\partial}} = \frac{\omega_k \cdot r_{\partial} - V_a}{\omega_k \cdot r_{\partial}} = 1 - \frac{V_a}{\omega_k \cdot r_{\partial}}. \quad (12)$$

Из уравнения (12) определим  $V_{\text{букс}}$  и  $V_a$

$$V_{\text{букс}} = \omega_k \cdot r_{\partial} \cdot S_x; \quad V_a = \omega_k \cdot r_{\partial} \cdot (1 - S_x). \quad (13)$$

Подставляя выражение для  $V_{\text{букс}}$  (13) в (9), а затем в (8), получим

$$P_{\text{букс}} = K_{\text{ц}} \cdot m_a \cdot g \cdot \varphi \cdot \frac{S_x}{1 - S_x}. \quad (14)$$

Таким образом, выражение (3), после подстановки в него соотношений (5), (6), (11), (14) и (4), примет вид

$$M_e = \frac{m_a \cdot g \cdot r_{\partial}}{\eta_{\text{мп}} \cdot u_{\text{мп}}} \cdot \left( \psi + K_{\text{ц}} \cdot \varphi \cdot \frac{S_x}{1 - S_x} + \frac{k \cdot F}{m_a \cdot g} \cdot V_a^2 + \frac{\delta}{g} \cdot \frac{dV_a}{dt} \right), \quad (15)$$

где  $\psi$  – суммарный коэффициент дорожного сопротивления [4],

Ускорение, развиваемое автомобилем при разгоне

$$\frac{dV_a}{dt} = K_{\text{ц}} \cdot \varphi \cdot g - \frac{k \cdot F}{m_a} \cdot V_a^2. \quad (16)$$

После подстановки уравнения (16) в выражение (15) и выражения линейной скорости автомобиля  $V_a$  через угловую скорость вала двигателя  $\omega_e$  с помощью соотношения (15), получим

$$M_e = \frac{m_a \cdot g \cdot r_\partial}{\eta_{mp} \cdot u_{mp}} \cdot \left( \psi + K_{cy} \cdot \varphi \cdot \left( \frac{S_x}{1 - S_x} + \delta \right) - \frac{k \cdot F}{m_a \cdot g} \cdot (1 - S_x)^2 \cdot (\delta - 1) \cdot \frac{\omega_e^2}{u_{mp}^2} \cdot r_\partial^2 \right). \quad (17)$$

Из выражения (17) определим

$$\frac{dM_e}{d\omega_e} = - \frac{2 \cdot k \cdot F \cdot r_\partial^3 \cdot (1 - S_x)^2 \cdot (\delta - 1)}{\eta_{mp} \cdot u_{mp}^3} \cdot \omega_e. \quad (18)$$

После подстановки выражений (17) и (18) в уравнение (2), а затем интегрируя полученное дифференциальное уравнение с разделяющимися переменными, определим

$$N_e = \frac{m_a \cdot g \cdot r_\partial}{\eta_{mp} \cdot u_{mp}} \cdot \left( \psi + K_{cy} \cdot \varphi \cdot \left( \frac{S_x}{1 - S_x} + \delta \right) \right) \cdot \omega_e - \frac{k \cdot F \cdot r_\partial^3 \cdot (1 - S_x)^2 \cdot (\delta - 1)}{\eta_{mp} \cdot u_{mp}^3} \cdot \omega_e^3. \quad (19)$$

Условие получения максимума функции (19) имеет вид

$$\omega_N = \frac{u_{mp}}{r_\partial \cdot (1 - S_x)} \cdot \sqrt{\frac{m_a \cdot g \cdot \left( \psi + K_{cy} \cdot \varphi \cdot \left( \frac{S_x}{1 - S_x} + \delta \right) \right)}{3 \cdot k \cdot F \cdot (\delta - 1)}}, \quad (20)$$

где  $\omega_N$  – угловая скорость вала двигателя, при которой достигается максимум функции (19).

Зависимость (19) представляет собой разгонную характеристику двигателя автомобиля, реализуемую на разных передачах при известном коэффициенте использования сцепного веса  $K_{cy}$ .

Для полноприводного автомобиля при реализации предельных касательных реакций на ведущих колесах  $K_{cy} = 1$ . Для заднеприводных и переднеприводных автомобилей соответственно

$$K_{cy} \cong \frac{a/L}{1 - \delta \cdot \varphi \cdot h/L}; \quad K_{cy} \cong \frac{b/L}{1 + \delta \cdot \varphi \cdot h/L}, \quad (21)$$

где  $a, b$  – расстояние от передней и задней осей автомобиля до проекции центра масс на горизонтальную плоскость,

$L, h$  – продольная колесная база и высота центра масс автомобиля.

Коэффициент учета вращающихся масс можно определить по эмпирической формуле [3]

$$\delta = 1.03 + 0.05 \cdot u_{КП}^2, \quad (22)$$

где  $u_{КП}$  – передаточное отношение коробки передач.



На рис. 1 приведены графики зависимости (19), построенные в функции  $\omega_e$  для различных передач.

Внешние разгонные характеристики автомобиля ГАЗ – 24, приведенные на рис. 1, не являются наилучшими, поскольку улучшение динамических свойств автомобиля не сопровождается увеличением максимальной скорости движения. Для достижения значений максимальной скорости  $V_{max}$ , приближающихся к предельным, необходимо уменьшать передаточные отношения трансмиссии  $u_{tr}$ . Это позволит увеличить угол наклона разгонных характеристик.

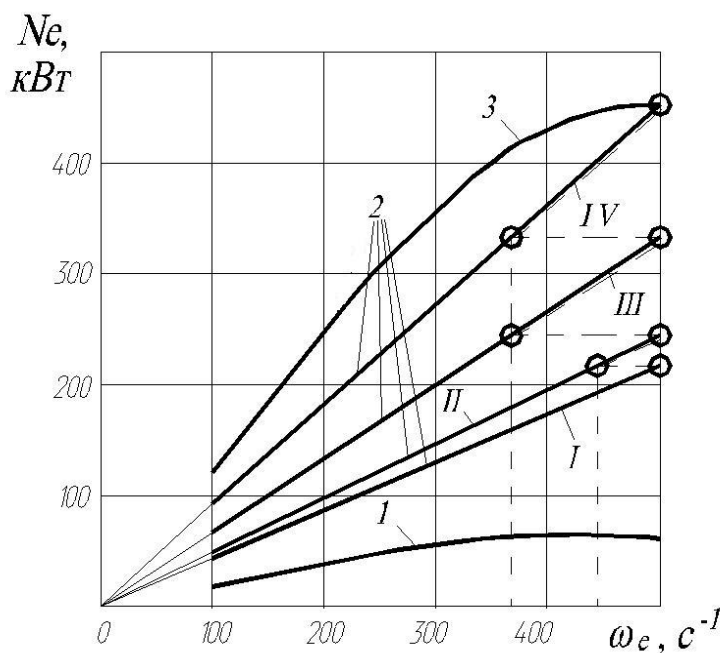


Рисунок 1 – Характеристики двигателя для автомобиля ГАЗ-24: 1 – внешняя скоростная характеристика двигателя ЗМЗ-24; 2 – требуемые разгонные характеристики двигателя на различных передачах; 3 – внешняя скоростная характеристика двигателя, обеспечивающая реализацию потенциальных динамических свойств ГАЗ-24

### Выводы

Полученные внешние разгонные характеристики двигателя позволяют определить предельные динамические возможности автомобиля. Анализ динамических характеристик автомобиля ГАЗ-24 показал, что для получения внешних разгонных характеристик двигателя максимальную мощность  $N_{e\ max}$  последнего нужно увеличить до 450 кВт.

**Список литературы:** 1. Федюкин В.Н. Основы квалиметрии. Управление качеством продукции. Учебное пособие. – М.: Филинь, 2004. – 296 с. 2. Бурдаков В.Д. Квалиметрия транспортных средств (Методика оценки эффективности использования). – М.: Изд-во стандартов, 1990. – 160 с. 3. Бортницкий П.И., Задорожный В.И. Тягово-скоростные качества автомобилей: - К.: Вища школа, 1978. – 176 с. 4. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля. - М.: Машгиз, 1963. – 239 с.

УДК 629.017

**БОБОШКО А.А., ХНАДУ**

# **ВЛИЯНИЕ ЗАКОНА УПРАВЛЕНИЯ ПОВОРОТОМ УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС НА ТРАЕКТОРИЮ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ «КРАБОМ»**

Визначено траєкторію руху центра мас автомобіля в несталій стадії повороту керованих коліс при кутовій швидкості, що змінюється, їхнього повороту ( $w_k = \text{var}$ ) у випадку руху «крабом». Досліджено синусоїдальний й експонентний закон зміни кутової швидкості повороту керованих коліс.

**Введение.** В последние годы за рубежом появились модели автомобилей, у которых поворот управляемых колес осуществляется одновременно в одну сторону. Это позволяет осуществить движение (маневр), напоминающее движения боком краба. Отсюда в некоторых источниках такой маневр получил название «движение крабом».

**Анализ последних достижений и публикаций.** Ранее нами [1] показано, что в установившейся стадии маневра (при установившемся положении управляемых колес) траектория движения центра масс автомобиля представляет собой прямую линию. В неуставившейся стадии движения управляемых колес при постоянной ( $w_k = \text{const}$ ) угловой скорости их поворота траектория движения центра масс автомобиля представляет собой дугу окружности, радиус которой можно определить как

$$R = \frac{V}{w_k}, \quad (1)$$

где  $V$  – линейная скорость центра масс автомобиля.

Однако в литературе отсутствуют сведения о траектории движения центра масс автомобиля в неуставившейся стадии поворота управляемых колес при изменяющейся угловой скорости их поворота ( $w_k = \text{var}$ ) в случае движения «крабом».

**Цель и постановка задачи.** Целью исследования является определение влияния закона изменения угловой скорости управляемых колес автомобиля на траекторию перемещения центра масс автомобиля при движении «крабом».

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить траекторию движения центра масс автомобиля при синусоидальном законе изменения угловой скорости поворота управляемых колес;
- определить траекторию движения центра масс автомобиля при экспоненциальном законе изменения угловой скорости поворота управляемых колес.

**Синусоидальный закон изменения угловой скорости управляемых колес.** Синусоидальный закон очень удобен для описания полного цикла выполнения маневра «переставка» при движении автомобиля «крабом».

На рис. 1 представлены графики, иллюстрирующие указанный закон изменения угловой скорости  $w_k$  и угла поворота  $\alpha$  управляемых колес.

Изменение угловой скорости поворота управляемых колес описывается известным соотношением

$$w_k = w_{k \max} \sin(\Omega t), \quad (2)$$

где  $t$  – время;

$\Omega$  – круговая частота изменения угловой скорости поворота управляемых колес;

$w_{k \max}$  – максимальное значение угловой скорости поворота управляемых колес.

Угол поворота управляемых колес

$$\alpha = \int w_k dt = w_{k \max} \int \sin(\Omega t) dt = c_5 - \frac{w_{k \max}}{\Omega} \cos(\Omega t). \quad (3)$$

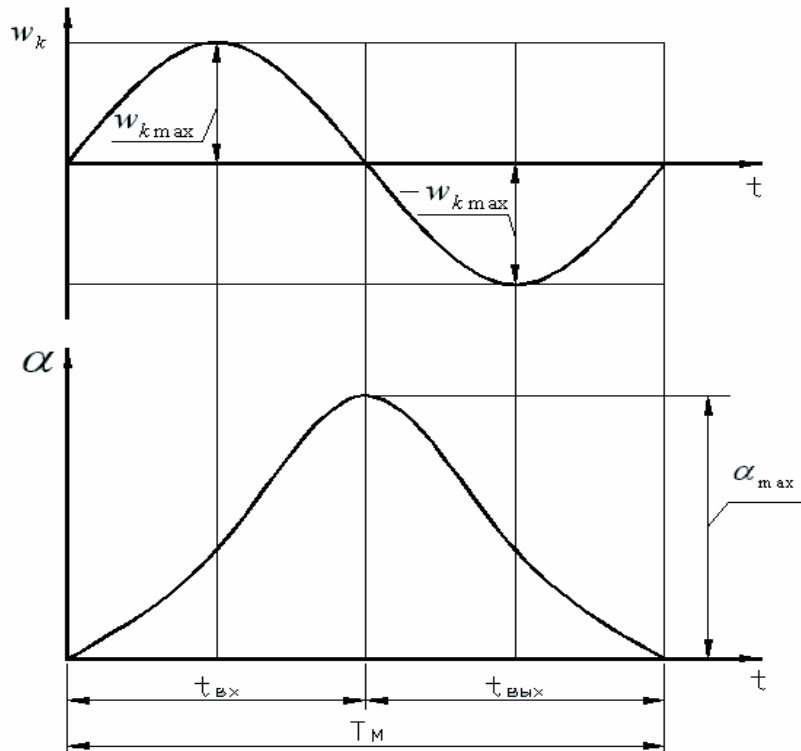


Рисунок 1 – Изменение угловой скорости  $w_k$  и угла поворота  $\alpha$  управляемых колес при выполнении цикла перемещений маневра «переставка»:  $T_m$  – время маневра;  $t_{\text{вх}}$ ,  $t_{\text{вых}}$  – время входа в маневр и выхода из него.

При  $t = 0$  величина  $\alpha = 0$ . Подставляя начальные условия в выражение (3), получим

$$\alpha = \frac{w_{k \max}}{\Omega} [1 - \cos(\Omega t)]. \quad (4)$$

Определим параметры, входящие в уравнение (3) и (4). При  $t = t_{\text{вх}}$  величина  $\alpha = \alpha_{\max}$ . Тогда

$$\alpha = \frac{w_{k \max}}{\Omega} [1 - \cos(\Omega \cdot t_{\text{вх}})]. \quad (5)$$

В выражении (5)

$$\Omega \cdot t_{ex} = \pi, \quad (6)$$

Откуда определим

$$\Omega = \frac{\pi}{t_{ex}}. \quad (7)$$

Подставляя (6) в (5), получим

$$\alpha_{\max} = \frac{2w_{k\max} \cdot t_{ex}}{\pi}. \quad (8)$$

Из выражения (8) определим

$$w_{k\max} = \frac{\pi \cdot \alpha_{\max}}{2 \cdot t_{ex}}. \quad (9)$$

Выражение (4) описывает закон кругового движения управляемых колес в процессе выполнения маневра «переставка» при отсутствии установившейся стадии. Если возникнет необходимость учета установившейся стадии, то полный цикл поворота управляемых колес можно описать кусочной функцией (при  $t_{ex} = t_{exl}$ )

$$\alpha = \begin{cases} \frac{\alpha_{\max}}{2} \left[ 1 - \cos \left( \frac{\pi}{t_{ex}} \cdot t \right) \right] & - \text{при } 0 \leq t \leq t_{ex}; \\ \alpha_{\max} & - \text{при } t_{ex} \leq t \leq t_{ex} + t_{cm}; \\ \frac{\alpha_{\max}}{2} \left[ 1 - \cos \left( \frac{\pi}{t_{ex}} \cdot (t - t_{ycm}) \right) \right] & - \text{при } t_{ex} + t_{cm} \leq t \leq T_M. \end{cases} \quad (10)$$

$$- \text{при } t_{ex} \leq t \leq t_{ex} + t_{cm}; \quad (11)$$

$$- \text{при } t_{ex} + t_{cm} \leq t \leq T_M. \quad (12)$$

Поскольку нас интересует закон движения центра масс автомобиля на неустановившейся стадии маневра, то достаточно рассмотреть стадию входа либо стадию выхода из маневра. Рассмотрим стадию входа в маневр.

Компоненты вектора скорости центра масс по координатным осям:

$$V_x = \frac{dx}{dt} = V \cos \left[ \frac{\alpha_{\max}}{2} \left( 1 - \cos \frac{\pi \cdot t}{t_{ex}} \right) \right]; \quad (13)$$

$$V_y = \frac{dy}{dt} = V \sin \left[ \frac{\alpha_{\max}}{2} \left( 1 - \cos \frac{\pi \cdot t}{t_{ex}} \right) \right]. \quad (14)$$

Выражения (13) и (14) можно преобразовать к виду

$$\frac{dx}{dt} = V \left[ \cos \frac{\alpha_{\max}}{2} \cos \left( \frac{\alpha_{\max}}{2} \cos \frac{\pi \cdot t}{t_{ex}} \right) + \sin \frac{\alpha_{\max}}{2} \sin \left( \frac{\alpha_{\max}}{2} \cos \frac{\pi \cdot t}{t_{ex}} \right) \right]; \quad (15)$$

$$\frac{dy}{dt} = V \left[ \sin \frac{\alpha_{\max}}{2} \cos \left( \frac{\alpha_{\max}}{2} \cos \frac{\pi \cdot t}{t_{ex}} \right) - \cos \frac{\alpha_{\max}}{2} \sin \left( \frac{\alpha_{\max}}{2} \cos \frac{\pi \cdot t}{t_{ex}} \right) \right]. \quad (16)$$

Произведя интегрирование и преобразования, окончательно получим

$$x = V \cos\left(\frac{\alpha_{\max}}{2}\right) \left[ t \left( 1 - \frac{\alpha_{\max}^2}{16} \right) - \frac{\alpha_{\max}^2 \cdot t_{\text{ex}}}{32\pi} \sin\left(\frac{2\pi \cdot t}{t_{\text{ex}}}\right) \right] +$$

$$+ V \sin\left(\frac{\alpha_{\max}}{2}\right) \left[ \frac{\alpha_{\max}^2 \cdot t_{\text{ex}}}{2\pi} \sin\left(\frac{\pi \cdot t}{t_{\text{ex}}}\right) \right] \cdot \left[ 1 - \frac{\alpha_{\max}^2}{24} \left( 1 - \frac{1}{3} \sin^2\left(\frac{\pi \cdot t}{t_{\text{ex}}}\right) \right) \right]; \quad (17)$$

$$y = V \sin\left(\frac{\alpha_{\max}}{2}\right) \left[ t \left( 1 - \frac{\alpha_{\max}^2}{16} \right) - \frac{\alpha_{\max}^2 \cdot t_{\text{ex}}}{32\pi} \sin\left(\frac{2\pi \cdot t}{t_{\text{ex}}}\right) \right] -$$

$$- V \cos\left(\frac{\alpha_{\max}}{2}\right) \left[ \frac{\alpha_{\max}^2 \cdot t_{\text{ex}}}{2\pi} \sin\left(\frac{\pi \cdot t}{t_{\text{ex}}}\right) \right] \cdot \left[ 1 - \frac{\alpha_{\max}^2}{24} \left( 1 - \frac{1}{3} \sin^2\left(\frac{\pi \cdot t}{t_{\text{ex}}}\right) \right) \right]. \quad (18)$$

На рис. 2 представлены графики изменения угловой скорости поворота управляемых колес при входе в поворот. Линия 1 соответствует  $w_k = \text{const}$ , а кривая 2 – зависимости (2).

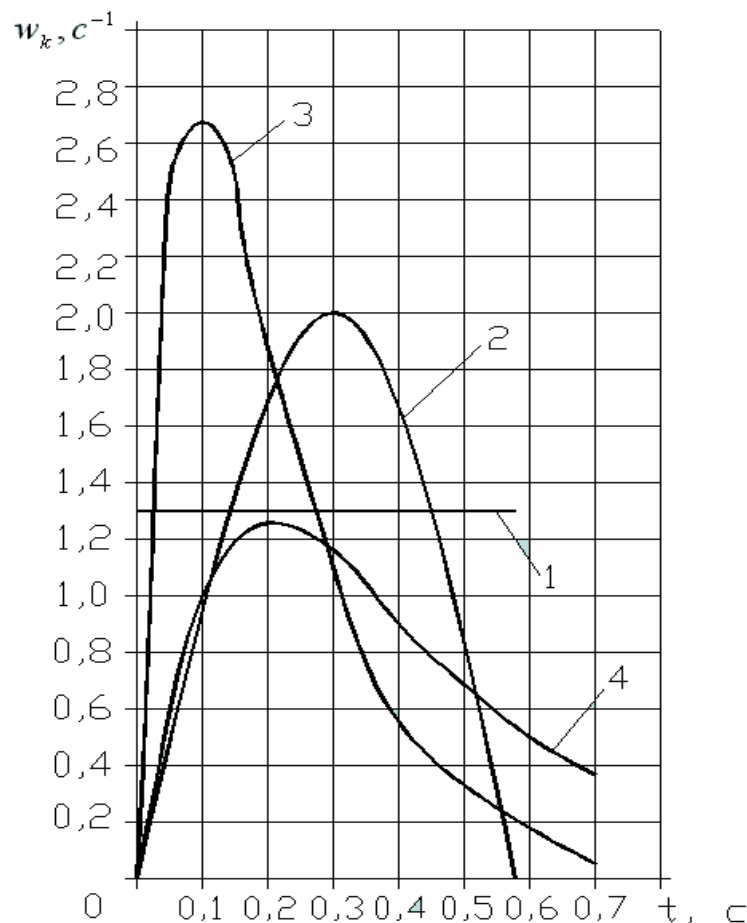


Рисунок 2 – Сравнение законов изменения угловой скорости управляемых колес автомобиля при входе в маневр:  $\alpha_{\max} = 0,75$  рад;  $t_{\text{BX}} = 0,582$  с; 1 –  $w_k = 1,289$  с<sup>-1</sup> = const; 2 –  $w_k = w_{k \max} \cdot \sin(\Omega t)$ ; 3, 4 – экспоненциальный закон при  $\tau_{\text{BX}} = 0,1$  с и  $\tau_{\text{BX}} = 0,2$  с соответственно;  $V = 16,7$  м/с.

На рис. 3 кривая 1 иллюстрирует траекторию движения центра масс автомобиля при входе в поворот. Эта кривая получена при расчете по формулам (17) и (18) и соответствует синусоидальному закону изменения угловой скорости поворота управляемых колес в процессе входа в поворот. Кривая 2 – это дуга окружности, по которой движется центр масс автомобиля при входе в поворот и  $w_k = const$ .

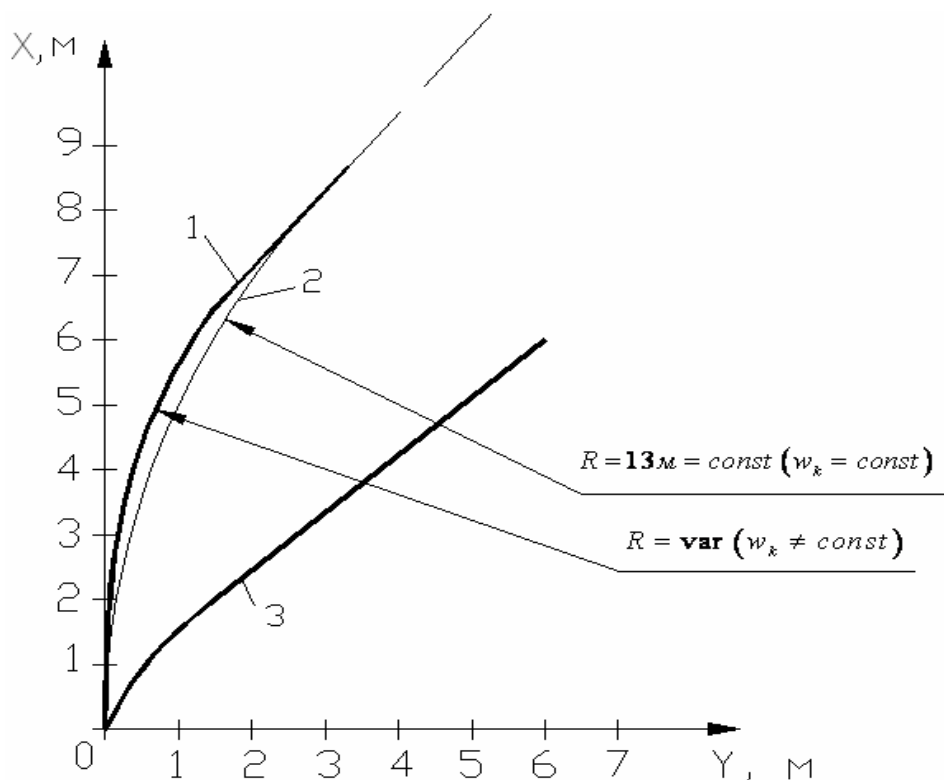


Рисунок 3 – Траектория движения центра масс автомобиля при входе в маневр: 1 –  $w_k = w_k \cdot \sin(\Omega t)$ ; 2 –  $w_k = const$  при  $\alpha_{max} = 0,75$  рад;  $t_{BX} = 0,582$  с;  $V = 16,7$  м/с; 3 – экспоненциальный закон при  $\tau_{BX} = 0,1$  с,  $t_{BX} = 0,582$  с

Сравнение кривых 1 и 2 показывает, что при одинаковом  $\alpha_{max}$  в случае  $w_k = const$  автомобиль быстрее смещается в боковом направлении, чем при  $w_k = var$  в начальный момент времени, но к концу входа в поворот положение выравнивается.

**Экспоненциальный закон изменения угловой скорости управляемых колес.**  
Для описания процесса поворота управляемых колес целесообразно использовать следующую зависимость

$$w_k = C \cdot t \cdot \exp(-t / \tau_{ex}), \quad (19)$$

где  $C$  – коэффициент пропорциональности;  
 $\tau_{ex}$  – постоянная времени при входе в маневр.

Угол поворота управляемых колес

$$\alpha = \int w_k dt = c_1 + c \cdot \exp(-t / \tau_{ex}) \cdot (t \cdot \tau_{ex} - \tau_{ex}^2). \quad (20)$$

Начальные условия: при  $t = 0$  и  $\alpha = 0$ . В этом случае

$$c_1 = c \cdot \tau_{\text{ex}}^2. \quad (21)$$

Угловая скорость поворота управляемых колес

$$w_k = \frac{d\alpha}{dt} = \frac{\alpha_{\text{max}} \cdot t \cdot \exp(-t/\tau_{\text{ex}})}{\tau_{\text{ex}}^2 \left[ 1 - (1 - t/\tau_{\text{ex}}) \exp(-t/\tau_{\text{ex}}) \right]}. \quad (22)$$

Графики зависимости (22) при различных значениях постоянной времени  $\tau_{\text{ex}}$  представлены на рис. 2 (кривые 3, 4). Экспоненциальная зависимость (22) по сравнению с синусоидальной менее точна, поскольку при  $t = t_{\text{ex}}$  не позволяет получить  $w_k = 0$ . Снизить эту погрешность можно уменьшением значения постоянной времени  $\tau_{\text{ex}}$ . При  $\tau_{\text{ex}} = 0.1\text{с}$  эта погрешность минимальна для рассматриваемого случая (см. рис. 2).

Интегрируя уравнения движения в рассматриваемом случае с учетом начальных условий ( $x = 0$  и  $y = 0$  при  $t = 0$ ), получим

$$x = V \left\{ \frac{3}{16} \frac{\tau_{\text{ex}}}{D^2} + \left( 1 - \frac{1}{4D^2} \right) t - \frac{\tau_{\text{ex}}}{4D^2} \exp\left(-\frac{2t}{\tau_{\text{ex}}}\right) \left[ 1 - 0.25 \exp\left(-\frac{2t}{\tau_{\text{ex}}}\right) \right] \right\}; \quad (23)$$

$$y = V \left\{ \frac{1}{D} \left( 1 - \frac{1}{6D^2} \right) t - \frac{\tau_{\text{ex}}}{2D} \left( 1 - \frac{11}{36D^2} \right) + \frac{\tau_{\text{ex}}}{2D} \exp\left(-\frac{2t}{\tau_{\text{ex}}}\right) \cdot \left[ 1 - \frac{1}{2D^2} - \frac{1}{18D^2} \exp\left(-\frac{4t}{\tau_{\text{ex}}}\right) + \frac{1}{4D^2} \exp\left(-\frac{2t}{\tau_{\text{ex}}}\right) \right] \right\}. \quad (24)$$

На рис. 3 (кривая 3) представлена траектория движения автомобиля при экспоненциальном законе изменении угловой скорости управляемых колес в процессе входа в маневр. Сравнивая кривую 3 с кривыми 1 и 2, можно сделать вывод о том, что при экспоненциальном законе управления автомобиль осуществляет маневр значительно быстрее.

### Выводы

Полученные результаты позволяют произвести оценку характера движения автомобиля при движении «крабом» в процессе входа в маневр «переставка» и различных законах поворота управляемых колес.

**Список литературы:** 1. Бобошко А.А. Исследование движения автомобиля со всеми управляемыми колесами при повороте их в одну сторону // Вестник НТУ «ХПИ» «Автомобиле- и тракторостроение». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – №12. – с. 34-43.

УДК 629.017

*КЛЕЦ Д.М., ХНАДУ*

## **ВЛИЯНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБИЛЯ НА ЕГО УСТОЙЧИВОСТЬ ПРОТИВ ЗАНОСА**

Досліджено вплив аеродинамічних характеристик автомобіля на його стійкість проти заносу при русі в тяговому режимі за допомогою коефіцієнта стійкості. Визначено бічні й вертикальні реакції дороги на колесах передньої й задньої осей автомобіля. Отримано залежність коефіцієнта стійкості автомобіля від швидкості його руху.

**Введение.** Устойчивость рассматривается как свойство автомобиля обеспечивать заданное водителем направление движения, нарушаемое действием боковых сил. Улучшение устойчивости автомобиля способствует повышению безопасности движения. Под аэродинамической устойчивостью понимают устойчивость в таких случаях, когда внешние возмущающие силы вызваны воздействием на автомобиль воздушных потоков.

При наличии жестких в боковом направлении колес действие на автомобиль боковых сил не вызывает изменения направления движения до тех пор, пока их величина не превысит сил сцепления колес с дорогой. У автомобиля, колеса которого имеют пневматические шины, подверженные боковому уводу, даже небольшая по величине боковая сила может вызвать изменение параметров движения. Действие на автомобиль постоянных по величине и направлению сил может быть компенсировано соответствующим поворотом управляемых колес.

Аэродинамическая устойчивость относится к области активной безопасности автомобиля. Наиболее вероятным случаем нарушения аэродинамической устойчивости автомобиля может быть отклонение от направления движения, вызываемое при большой скорости внезапным изменением угла натекания воздушного потока, т.е. сменой направления ветра. Величина этого отклонения определяется: способностью шин автомобиля сопротивляться боковому уводу; аэродинамическими свойствами кузова; временем реакции водителя на изменение условий движения.

В работе [1] предложено использовать в качестве критерия устойчивости коэффициент устойчивости. С помощью указанного коэффициента в статье исследовалось влияния аэродинамических характеристик автомобиля на его устойчивость против заноса при движении в тяговом режиме.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Исследованию аэродинамической устойчивости движения колесных машин посвящены работы [6, 7, 9]. Чувствительность автомобилей к боковому ветру представляет собой помеху системе «автомобиль-водитель», которая, ухудшая комфорт, может перерасти в угрозу безопасности движения. В настоящее время разработаны упрощенные методы оценки аэродинамической устойчивости, и для оценки водителя имеются лишь идеализированные модели, которые не воспроизводят его адаптивных свойств. Поэтому представляет интерес исследование и оценка аэродинамической устойчивости автомобилей.

**Цель и постановка задач исследования.** Целью исследования является определение влияния аэродинамических характеристик автомобиля на его



устойчивость против заноса при движении в тяговом режиме. Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить боковые и вертикальные реакции дороги на колесах передней и задней осей автомобиля;
- определить изменение коэффициента устойчивости автомобиля в зависимости от скорости его движения.

**Определение боковых и вертикальных реакций дороги на колесах передней и задней осей автомобиля.** При движении автомобиля в тяговом режиме на ведущих колесах возникают касательные реакции, направленные в сторону движения, а на ведомых колесах – в противоположную сторону. На ведущих колесах касательная реакция определяется разностью между тяговой силой и силой сопротивления качению  $P_{wx}$  и сопротивления качению ведомых колес (равных касательным реакциям на ведомых колесах). Если имеется запас по сцеплению на ведущих колесах, то возникает возможность создания избыточной тяговой силы, идущей на разгон автомобиля. На рис. 1 показаны силы, действующие на полноприводный автомобиль при движении в тяговом режиме.

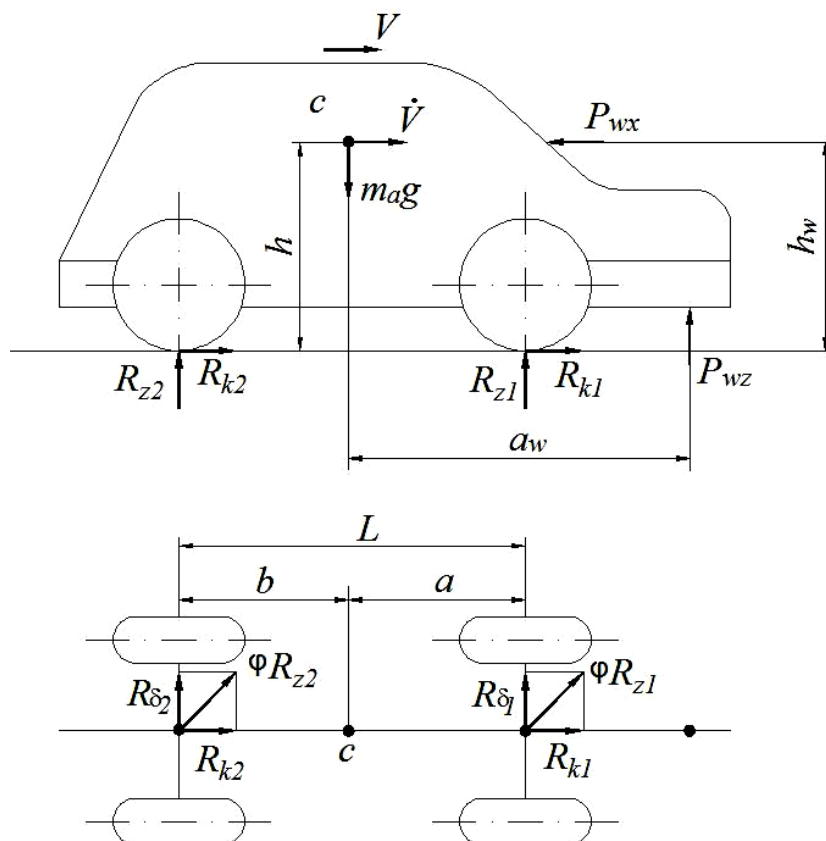


Рисунок 1 – Схема сил, действующих на полноприводный автомобиль при движении в тяговом режиме:  $L$  – продольная колесная база автомобиля;  $a$ ,  $b$  – координаты проекции центра масс  $c$  автомобиля на горизонтальной плоскости;  $R_{\delta 1}$ ,  $R_{\delta 2}$  – боковые реакции дороги на колесах передней и задней осей;  $R_{z1}$ ,  $R_{z2}$  – вертикальные реакции на колесах передней и задней осей;  $\varphi$  – коэффициент сцепления колес с дорогой;  $m_a$  – общая масса автомобиля;  $g$  – ускорение свободного падения,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ;  $V$  – линейная скорость

автомобіля;  $\dot{V}$  – лінійне прискорення автомобіля;  $h$  – висота центра мас автомобіля;  $h_w$  – висота центра аеродинамічного тиску,  $h_w \approx h$ ;  $P_{wx}$  і  $P_{wz}$  – відповідно сила лобового опору повітря і підйомна сила, діюча на автомобіль;  $a_w$  – відстань від проекції центра мас на горизонтальну площину до точки прикладання підйомної сили

Коефіцієнт стійкості автомобіля [1]

$$K_{уст} = \frac{b}{a} \cdot \frac{R_{\delta_2}}{R_{\delta_1}}. \quad (1)$$

Касательні реакції в контакті передніх і задніх колес з дорогою визначаються конструкцією трансмісії, т.е. розподілом загальної тягової сили між передніми і задніми колесами

$$R_{k_1} = K_R \cdot R_K; \quad (2)$$

$$R_{k_2} = (1 - K_R) \cdot R_K, \quad (3)$$

де  $R_{k_1}, R_{k_2}$  – касательні реакції на передніх і задніх колесах (відрізняються від відповідних тягових сил на величини сил опору каченню [2]);

$K_R$  – коефіцієнт розподілу тягового моменту між мостами автомобіля,

$R_K$  – сумарна касательна реакція на колесах автомобіля.

При  $K_R = 1$ , сумарна касательна реакція на ведучих колесах автомобіля визначається з умови

$$R_K = P_{wx} + m_a \cdot \dot{V} = (1 - K_{cy}) \cdot m_a \cdot g \cdot f + k_x \cdot F_x \cdot V^2 + m_a \cdot \dot{V}, \quad (4)$$

де  $K_{cy}$  – коефіцієнт використання сцепного ваги автомобіля в тяговому режимі руху (для повнопривідного автомобіля  $K_{cy} = 1$ ).

Якщо прийняти за основу полярну тертя при описанні сцепних властивостей колес, то бікові реакції дороги на осях можна визначити як

$$R_{\delta_1} = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_{z_1}^2 - R_{k_1}^2} = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_{z_1}^2 - K_R^2 \cdot R_K^2}; \quad (5)$$

$$R_{\delta_2} = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_{z_2}^2 - R_{k_2}^2} = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_{z_2}^2 - (1 - K_R)^2 \cdot R_K^2}. \quad (6)$$

Вертикальні реакції дороги на передній і задній осях автомобіля (см. рис. 1)

$$R_{z_1} = m_a \cdot g \cdot \frac{b}{L} - P_{wx} \cdot \frac{h_w}{L} - \delta \cdot m_a \cdot \frac{dV}{dt} \cdot \frac{h}{L} - P_{wz} \cdot \frac{a_w + L}{L} =$$

$$= m_a \cdot g \cdot \frac{b}{L} - k_x \cdot F_x \cdot V^2 \cdot \frac{h_w}{L} - \delta \cdot m_a \cdot \frac{dV}{dt} \cdot \frac{h}{L} - k_z \cdot F_z \cdot V^2 \cdot \frac{a_w + L}{L}; \quad (7)$$

$$R_{z_2} = m_a \cdot g \cdot \frac{a}{L} + P_{wx} \cdot \frac{h_w}{L} + \delta \cdot m_a \cdot \frac{dV}{dt} \cdot \frac{h}{L} + P_{wz} \cdot \frac{a_w}{L} =$$

$$= m_a \cdot g \cdot \frac{a}{L} + k_x \cdot F_x \cdot V^2 \cdot \frac{h_w}{L} + \delta \cdot m_a \cdot \frac{dV}{dt} \cdot \frac{h}{L} + k_z \cdot F_z \cdot V^2 \cdot \frac{a_w}{L}; \quad (8)$$

где  $k_x \cdot F_x$  и  $k_z \cdot F_z$  – фактор обтекаемости в вертикальной и горизонтальной плоскостях [3].

**Определение изменения коэффициента устойчивости автомобиля в зависимости от скорости его движения.** Подставляя выражения (5), (6) в (1), получим

$$K_{уст} = \frac{b}{a} \cdot \frac{\sqrt{\varphi^2 \cdot R_{z_2}^2 - (1 - K_R)^2 \cdot R_k^2}}{\sqrt{\varphi^2 \cdot R_{z_1}^2 - K_R^2 \cdot R_k^2}}. \quad (9)$$

На рис. 2 приведены графики  $K_{уст}$  в зависимости от скорости движения  $V$ .

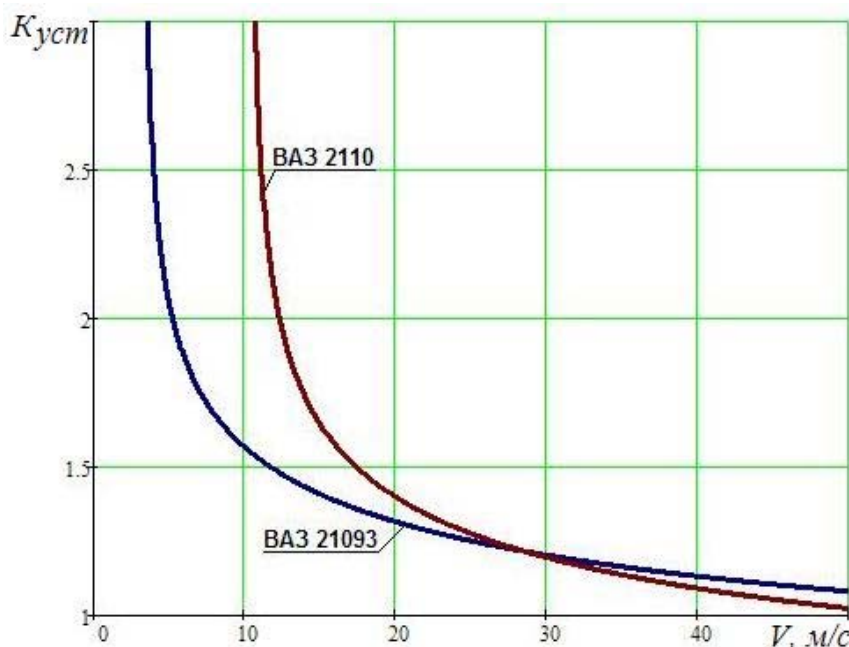


Рисунок 2 – Изменение коэффициента  $K_{уст}$  от скорости движения  $V$

Анализируя полученные графики, можно утверждать, что взятые в качестве примера автомобили ВАЗ при действии на них подъемной силы обладают устойчивостью против заноса в пределах их реальных скоростей движения. На курсовую устойчивость подъемная сила оказывает влияние лишь при скоростях движения выше

150 км/ч. При более низких скоростях она мала по сравнению с весом автомобиля и вызывает лишь небольшую разгрузку колес. Однако, при возникновении бокового ветра переменной силы и направления, неизбежность реагирования на него означает большее или меньшее ухудшение ездового комфорта; необходимость постоянной корректировки небольших отклонений от курса движения с помощью рулевого колеса и ощущается водителем весьма тягостно. В некоторых случаях из-за бокового ветра возникает непосредственная опасность для водителя и автомобиля. Этого необходимо избегать с помощью аэродинамически удачного формообразования.

### Выводы

1. Разработанная методика позволяет выполнять оценку курсовой устойчивости автомобилей различной компоновки против заноса от действия подъемной силы в различных режимах движения.

2. На курсовую устойчивость подъемная сила оказывает влияние лишь при скоростях движения выше 150 км/ч. Тем не менее, они изменяют положение кузова автомобиля относительно дороги и тем самым несколько изменяют его лобовое сопротивление.

3. Прижимающая сила улучшает сцепление колес с дорогой, приемистость и торможение автомобиля, а также повышает его предельную скорость на поворотах. В то же время она снижает максимальную скорость, что на дорогах общего пользования не так существенно. Форма автомобиля должна обеспечивать рациональный компромисс между лобовым сопротивлением и прижимающей силой.

**Список литературы:** 1. *Подригало М.А., Клец Д.М.* Определение устойчивости автомобиля против заноса при движении в тяговом режиме // Вісник НТУ «ХП». – Вип. 12 «Автомобіле- та тракторобудування», 2007. – с. 127-136. 2. *Подригало М.А.* Качение автомобильного колеса и определение понятия тяговой силы // Автомобіле- та тракторобудування. Вісник НТУ «ХП», 2006. – №6, с. 92 – 93. 3. *Бортницкий П.И., Задорожный В.И.* Тягово-скоростные качества автомобилей. – К.: Вища школа, 1978. – 176 с. 4. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / *Подригало М.А., Волков В.П., Карпенко В.А., Гецович Е.М., Бобошко А.А., Ефимчук В.М., Матырин А.Н.* / Под ред. М.А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2003. – 614с. 5. *Литвинов А.С.* Управляемость и устойчивость автомобиля. – М.: Машиностроение, 1971.– 416 с. 6. *Краснов Н.Ф.* Аэродинамика. – М.: Машиностроение, 1976. – 389 с. 7. *Бекман В.В.* Гоночные автомобили. – 3-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отделение, 1980. – 320 с. 8. *Певзнер Я.М.* Теория устойчивости автомобиля. – М.: Машгиз, 1947. – 156 с. 9. Аэродинамика автомобиля / *Под ред. В.-Г. Гухо; Пер. с нем. Н.А. Юниковой; под ред. С.П. Загородникова.* – М.: Машиностроение, 1987. – 424 с.

УДК 629.017

ТАРАНЕНКО А.С., ХНАДУ

## НЕИСПРАВНОСТИ В СИСТЕМАХ УПРАВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕМ

Наведено класифікацію систем керування двигуном. Проведено дослідження з відносної надійності елементів систем упорскування. Визначено частоту виходу з ладу елементів паливної системи.

**Введение.** Из всех глобальных проблем, которые когда-либо решало человечество, и сейчас остаются проблемы топливной экономичности и выброса вредных веществ.

Относительно малые и неравномерно распределенные запасы нефти на Земном шаре, повышающееся производство автомобилей, резко возрастающие как локальные, так и глобальные экологические проблемы заставляют вновь и вновь возвращаться к вопросу о взаимосвязи “автомобиль – двигатель – энергоноситель – окружающая среда”.

Несмотря на это, ежегодно продают все больше автомобилей, что влечет за собой увеличение расходов на топливо. Так, согласно каталогу “За рулем”, в Западной Европе в 2006 г. продано 15545000 автомобилей. Если в ближайшие годы мировая экономика не изменится, то в 2009 г. число продаж должно достигнуть отметки 20 млн. автомобилей [1].

**Анализ комплексных систем управления двигателем.** Топливные системы с впрыском топлива в большей степени отвечают современным тенденциям развития – улучшению экономических и экологических показателей автомобилей. Но реализация этого принципиального преимущества невозможна без обеспечения оптимальных характеристик и параметров процесса топливоподачи, которые целесообразно изменять в соответствии с режимом работы двигателя и условиями его эксплуатации.

Сейчас в мире разрабатывается и серийно выпускается большое количество систем управления двигателями. Эти системы по принципу действия имеют много общего, но и существенным образом отличаются. В связи с этим автором выполнен анализ некоторых комплексных систем управления и составлена их классификация (рис. 1).



Рисунок 1 – Классификация систем впрыска

Сейчас считаются наиболее перспективными электронные системы впрыска, с компьютерным адаптивным управлением и многоточечной топливоподачей.

Таким образом, система топливоподачи, оснащенная соответствующими устройствами и имеющая электронное управление, является одной из основных систем двигателя. Она позволяет более полно оптимизировать рабочий процесс на всех характерных режимах работы и за счет этого добиться снижения выбросов вредных веществ с отработавшими газами, шумности, расхода топлива, улучшения пусковых свойств, динамичности транспортного средства и т.д.

**Надежность системы топливо подачи.** Проблеме обеспечения надежности систем управления в процессе их эксплуатации уделяется повышенное внимание. Это связано с повышением требований, которые предъявляются к ним, а именно к долговечности и безотказности.

С каждым годом эта проблема все более обостряется. Новые автомобили, которые вводятся в серийный выпуск, имеют все более жесткие нормативы по надежности. За последние 30 лет количество поломок на 100 автомобилей выпускаемых в Европе снизилось приблизительно в 3,75 раза (рис. 2), что дало возможность увеличить продуктивность автомобилей за счет сокращения простоев, связанных с отказами.

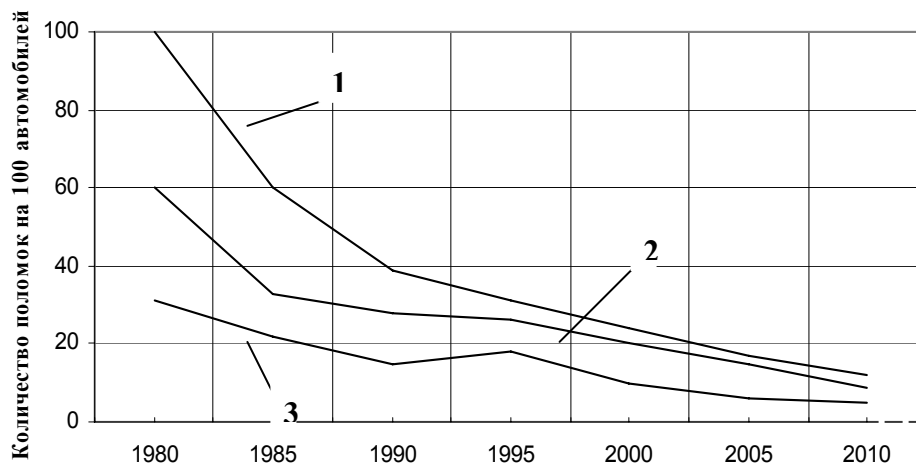


Рисунок 2 – Надежность автомобилей: 1 - США; 2 - Европа; 3 - Япония

Одновременно произошло сокращение расходов на обслуживание самого автомобиля, а прежде всего – на запасные части (рис. 3).

Несмотря на уменьшение поломок автомобилей, их число остается значительным.

Охарактеризовать надежность с экономической точки зрения можно коэффициентом надежности [5]

$$K_e = \frac{C_B + C_{\text{эксп}}}{T}, \quad (1)$$

где  $C_B$  – стоимость изготовления новой системы;

$C_{\text{эксп}}$  – суммарные расходы на эксплуатацию, ремонты и обслуживание топливной аппаратуры;

$T$  – период эксплуатации топливной системы.  
Расходы на изготовление

$$C_B = C + C_{над}, \quad (2)$$

где  $C$  – расходы, не связанные с требованиями надежности;  
 $C_{над}$  – расходы, обусловленные требованиями надежности.

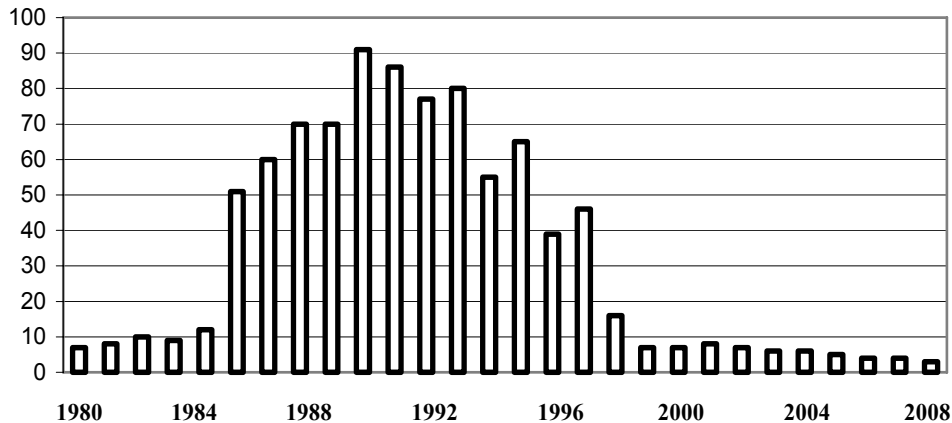


Рисунок 3 – Диаграмма распределения заказов на запасные части в процентах на 100 автомобилей

Для приблизительной оценки расходов, связанных с повышением надежности, часто используют метод сравнения с прототипом на основе эмпирической зависимости:

$$C_{над} = C_0 \left( \frac{t_n}{t_{m0}} \right)^a. \quad (3)$$

где  $C_0$  – стоимость обеспечения надежности прототипа;  
 $t_m, t_{m0}$  – наработка на отказы прототипа и разрабатываемого объекта;  
 $a$  – эмпирический коэффициент.

Оптимальной долговечностью следует считать такой срок службы топливной системы, при котором расходы на его использование, отнесенные к единице работы, будут минимальными.

Если исходить из соотношения расходов на изготовление и продолжительную эксплуатацию, то, как свидетельствует практика, всегда выгодней потратить дополнительные финансы на обеспечение надежности при разработке устройства, чем рассчитывать на ненадежность при эксплуатации, что может привести к большим расходам.

На протяжении всего ресурса автомобиля его детали подвержены износу. Не является исключением топливная система управления двигателем.

Мы начали анализ заявок на ремонты топливной системы на одной из станций технического обслуживания города Харькова. Результаты наблюдений (табл. 1) за первый период исследования показали, что 63,4% от общего числа отказов топливной системы вызваны поломками топливного насоса, форсунок и датчика кислорода.

Напоследок хотелось бы отметить, что любой элемент топливной системы в процессе эксплуатации подвержен износу. Каким образом влияет износ на тяговые характеристики автомобиля, топливную экономичность и выбросы вредных веществ, еще предстоит выяснить. Можно только надеяться, что в ближайшем будущем появятся принципиально новые разработки, которые увеличат срок службы топливной системы и при этом будут дешевыми. Произойдет также увеличение приспособляемости параметров управления к элементам системы, которые изнашиваются в процессе эксплуатации.

Таблица 1 – Основные элементы топливной системы вызывающие поломки

Название элемента системы	Количество неисправностей топливной системы	Относительная величина неисправностей, %
1. Топливный насос	29	45,31
2. Форсунка	19	29,68
3. Датчик кислорода	16	25
4. Электронный блок управления	12	18,75
5. Расходомер воздуха	10	15,62
6. Дозатор – распределитель топлива	4	6,25
7. Датчик температуры охлаждающей жидкости	4	6,25
8. Потенциометр дроссельной заслонки	3	4,68
9. Датчик абсолютного давления	2	3,12
10. Стабилизатор давления	2	3,12
Автомобилей всего	64	

### Выводы

1. Так как расход топлива и выбросы вредных веществ напрямую связаны с исправностью топливной системы, то повышение надежности элементов топливной системы приведет к повышению топливной экономичности автомобиля.

2. Приведенный метод позволяет определить коэффициент надежности топливных систем управления.

3. Значительное повышение ресурса топливной системы, а значит увеличение безотказной работы автомобиля возможно при установке на автомобиль более надежных насосов, форсунок и датчиков кислорода.

**Список литературы.** 1. Каталог. Легковые автомобили, грузовики и мотоциклы издательство “За рулем”, 2008. (CD диск). 2. *Соснин Д.А.* Автотроника: Электрооборудование и системы бортовой механики современных легковых автомобилей: Учеб. пособие / Д.А. Соснин. – М.: Солон-Р, 2001.-272 с. 3. Системы впрыска топлива Bosch: Принцип действия, тестирование, обслуживание, модернизация / Сост. В.А. Деревянко; Перевод. с пол. В. Мицкевич. - Москва: Петит, 2000.-200 с. 4. *Шеховцов А.Ф.* Компьютерные системы управления ДВС: Учеб. пособие / А.Ф. Шеховцов; Министерство образования Украины; ХГПУ. - Х., 1995. - 254 с. 5. *Ф.І. Абрамчук, М.К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов.* Двигуни внутрішнього згорання. Том 6 Надійність ДВЗ. Х., Видавництво ХНАДУ, 2004. – 322



УДК 629.114.5.011.5.071.53.24

**ГОЛЕНКО К.Е., КРАЙНИК Л.В.**, Національний університет “Львівська політехніка”, ВАТ “Укравтобуспром”, м.Львів

## **ОСОБЛИВОСТІ ФОРМУВАННЯ НЕСІВНИХ СТРУКТУР КАРКАСУ АВТОБУСА ТИПУ LOW-ENTRY**

Проведено исследование особенностей формирования каркаса кузова автобуса типа low-entry на основе анализа его напряженно-деформированного состояния методом конечных элементов, которое разрешило проявить особенности общего поведения классической и низкопольной схемы и предложить варианты ее оптимизации.

Тенденція розвитку вітчизняного автобусобудування продиктована відповідністю вже діючим в країнах ЄС нормативним вимогам забезпечення перевезення у міському транспорті пасажирів з обмеженими фізичними можливостями. Згідно з Правил №107 ЄЕК ООН, рівень підлоги сучасних міських та приміських автобусів має відповідати висоті тротуару та знаходитись в межах 340-360мм, забезпечуючи прохід в салон без сходинок принаймні в передній та міжосьовій частині кузова. Пневматична підвіска автобуса може бути доповнена системою підйому та опускання кузова (kneeling), яка сприяє зручності входу в салон та виходу на тротуар. При цьому, тип кузова із рівномірно низьким рівнем підлоги по всій його довжині, наявністю дверних проходів без сходинок, має назву low-floor та застосовується переважно в класі таксі із загальною довжиною 12м (рис.1).

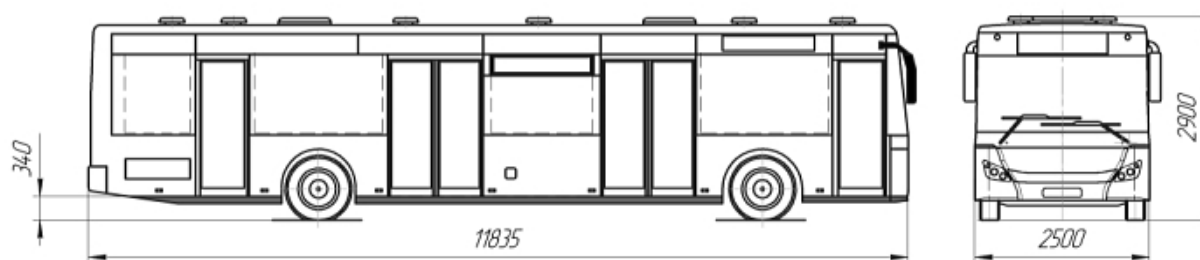


Рисунок 1 – Міський автобус типу low-floor класу таксі (ВАТ Укравтобуспром – 5289)

Міські варіанти low-floor характеризуються наявністю широких накопичувальних площадок, трапом для інвалідської коляски та спеціально оснащеними для неї місцями у салоні. На відміну від класичної компоновки із рівнем підлоги 610-730 мм, яка відіграє роль основної силової структури та дозволяє встановлення стандартних мостів, автобуси типу low-floor передбачають обов'язкове застосування порталних мостів та потужної ферми даху, що відіграє роль несівної структури (рис.2). Каркас даху low-floor має традиційно складну багаторівневу структуру, сформовану з поздовжніх несівних труб 100x40x2 або 100x40x3, що виступають в якості основних лонжеронів; додаткових посилюючих труб 40x28x2, 40x28x3 або 40x40x2, які проходять паралельно лонжеронам вздовж ребер сходження поверхонь боковин і даху; поперечних шпангоутів 40x3 або 40x2.5, що продовжують віконні стійки боковин, замикаючи силові контури секцій автобуса. Для оптимізації передачі навантажень від основи та боковин автобуса до несівної ферми даху, доцільно підсилювати радіальні переходи шпангоутів від віконних стійок до лонжеронів даху додатковими трикутними стяжками

з профілем 40x2. У результаті отриманої відносно високої та об'ємної конструкції каркасу даху, виробники low-floor часто переносять елементи систем пневматики та кондиціювання у верхню звільнену частину автобуса.

Створення автобусів low-floor класу таксі є економічно вигідним при великих обсягах виробництва і в основному орієнтовано на фінансово забезпечені муніципальні автопарки, проте в сучасних умовах України основна частка пасажироперевезень забезпечена приватними перевізниками, серед котрих все більшої популярності набуває середній клас автобусів так званого типу low-entry, де більше 60% довжини салону рівень підлоги складає 340-360мм (вхід без сходинок), а зона ведучого моста непортального типу та задній звис характеризуються переходом на 1-2 сходинки з підйомом підлоги на 250-400мм та формуванням відповідної несівної ферми. Собівартість стандартних мостів, запозичених з масового виробництва вантажівок, є більш ніж вдвічі нижчою від вартості порталних мостів, які виготовляються лише під ексклюзивні замовлення дрібних серій низькопідлогових автобусів класу midi. Крім того, при загальній довжині автобуса близько 9м та кількості пасажирів менше 70, згідно з діючих нормативних правил встановлення задніх дверей не є обов'язковим, що значно спрощує конструкцію та позитивно впливає на кінцеву вартість продукту. Така нова для вітчизняного автобусобудування структура каркасу є проміжною між повністю низькопідлоговими конструкціями великих міських автобусів та класичними каркасами автобусів місцевого і приміського сполучення (з домінуючою нижньою несівною фермою кузова), а тому потребує проведення аналізу напружено-деформованого стану з метою отримання рівномірності та скорочення ваги.

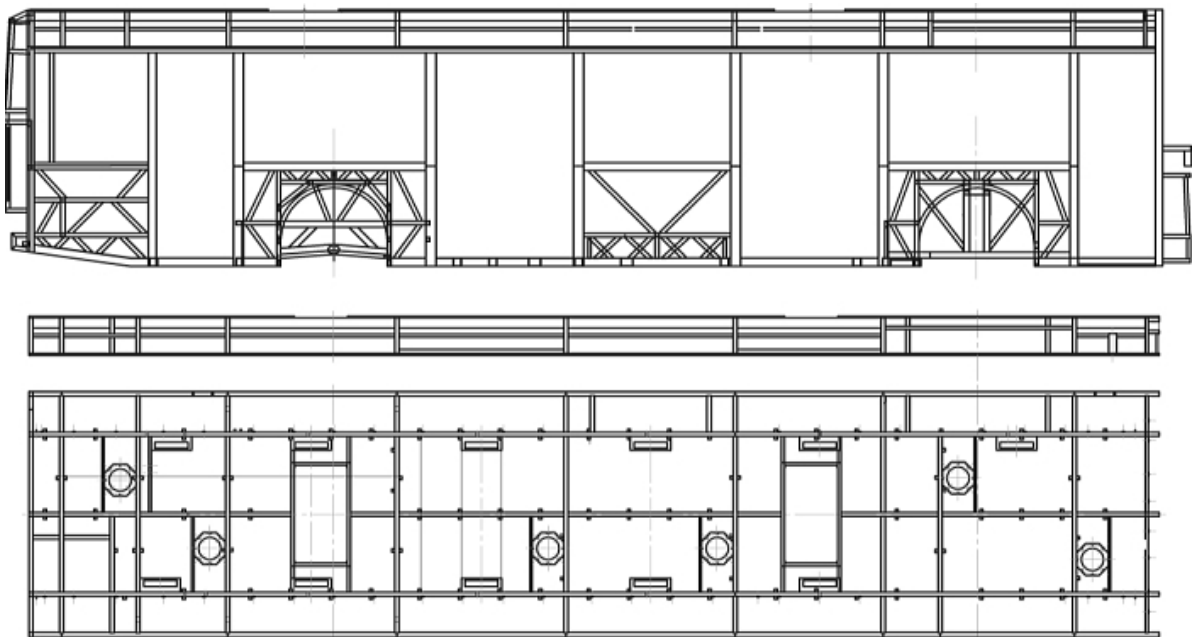


Рисунок 2 – Структура боковини та даху автобуса типу low-floor (БАТ Укравтобуспром – 5289)

Об'єктом досліджень було обрано нову розробку БАТ Укравтобуспром – модель 4289 типу low-entry (рис.3), яка являє собою скорочену версію автобуса 5289 таксі-класу. З метою максимальною уніфікації були збережені структура та зовнішнє облицювання передньої частини, робоче місце водія та конструкція даху, скороченого

на відповідну кількість секцій, проте просторова рама автобуса передбачає встановлення непортальних мостів в задній несучій забудові класичного типу (висота 610-730 мм), де встановлені двигун і трансмісія з параметрами, відповідними класу *midі* (загальна довжина 8-10м). Передня низькопідлогова частина основи характеризується незначним пандусом в зоні переднього моста.

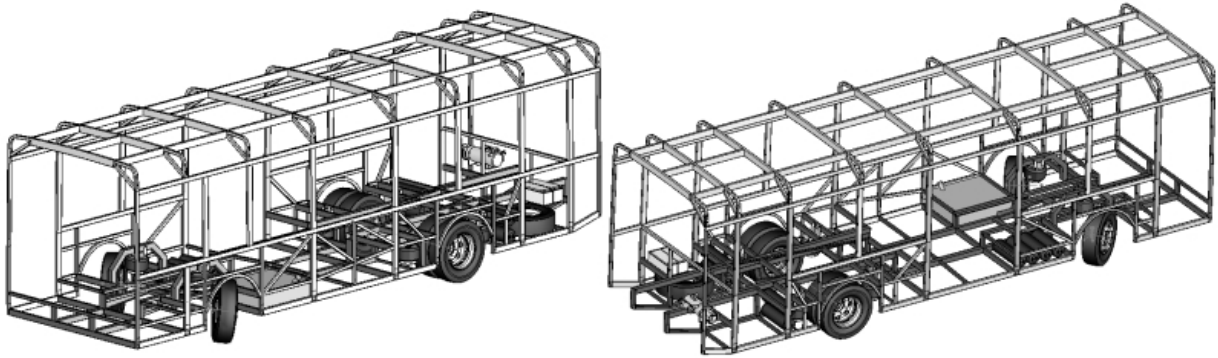


Рисунок 3 – Просторова структура автобуса типу *low-entry* (ВАТ Укравтобуспром – 4289)

Дослідження особливостей формування структури каркасу автобуса типу *low-entry* проводилось на основі аналізу його напружено-деформованого стану методом кінцевих елементів, що дозволило виявити особливості спільної поведінки класичної та низькопідлогової схеми і запропонувати варіанти її оптимізації. В результаті розрахунків для найбільш важкого режиму експлуатації автобусів – прикладання навантажень від всіх можливих вузлів та агрегатів, пасажирів та водія, з коефіцієнтом динамічності 2.5 при розрахунку на згин, а також встановлення в'язей у місцях кріплення пневмобалонів підвіски автобуса, було отримано якісну картину напружень і деформацій каркасу кузова. Згідно з проведеним аналізом встановлено ряд особливостей:

- задня несуча забудова класичного типу, що відіграє роль силового структурного елемента, має недостатній запас міцності основних лонжеронів (здвоєні профілі 80х3);
- поперечні труби кріплення пневмобалонів підвіски (профіль 80х40х3) при застосованій схемі їх консольного закріплення мають значення напружень більші за межу текучості матеріалу (Сталь 20). При зміні типу автобуса із *low-floor* на *low-entry*, у якого каркас даху вже не виконує роль несівної забудови, необхідно застосувати сортамент зазначених труб з більшим значенням моменту осьового опору в поперечній площині автобуса (пропонується 100х40х3), а також альтернативно сполучити їх у вузли із елементами боковин та основи, сформувавши потужний силовий паралелепіпед.
- значення відносних переміщень елементів каркасу мотовідсіку перевищують максимально допустимі із умов нормальної сумісної роботи двигуна і трансмісії, тому рекомендовано не відокремлювати лонжерони встановлення опор силового агрегату і лонжерони кріплення задньої підвіски, зварюючи їх внапусток. Натомість пропонується дотримуватись нерозривності силових ліній каркасу несучої забудови шляхом застосування суцільних лонжеронів, спільних для кріплення ДВЗ, трансмісії та пневмобалонів підвіски, а також ввести в структуру боковин і задньої частини додаткові посилюючі стяжки (28х25х2, 28х40х2.5), що сполучають вузли конструкції із виявленими максимальними концентраціями напружень.

- вертикальні стійки колісних арок (профіль 40x40x3) отримали високі значення напружень, що спричинені сприйняттям навантажень від поперечних труб кріплення елементів підвіски та під дією пасажирозавантаження. Враховуючи необхідність дотримання визначеної конструктивно ширини поперечин (40мм), міцнісні характеристики вертикальних стійок пропонується підвищити, обравши профіль 60x40x3, що збільшує загальну крутильну жорсткість просторової конструкції.
- просторова конструкція даху, що відіграє роль несівної забудови для автобусів типу low-floor (рис.4), отримала порівняно малі значення навантажень в досліджуваній конфігурації кузова, тому можемо судити про неефективне використання матеріалу та невиправданий запас міцності, крім того, власна вага конструкції передає паразитні навантаження через віконні стійки на основу автобуса. Повздовжні та центральні лонжерони даху з профілем 100x40x2 (рис.4) мають значення напружень в межах 30-60 МПа при запасі міцності матеріалу 200-210МПа, а верхні елементи боковин (40x3) та перехідні зони шпангоутів разом із стійками задніх (1), середніх (2) та передніх дверей (3) характеризуються дещо вищими напружень до 120-140МПа (на рис.4 мають світліше забарвлення).

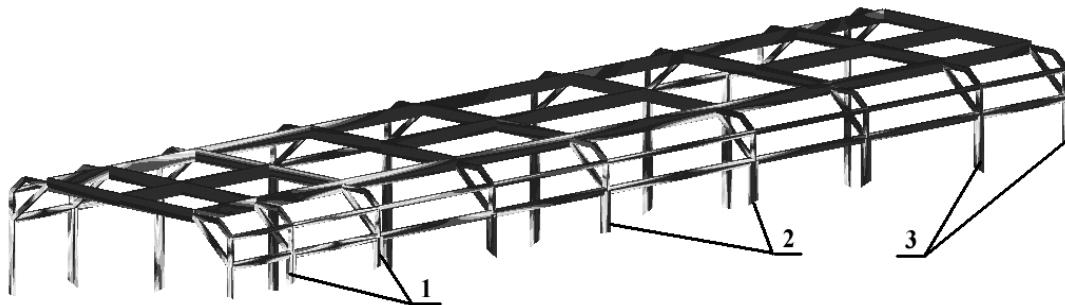


Рисунок 4 – Карта напружень просторової конструкції каркасу даху

- додаткові трикутні стяжки з профілем 40x2, метою котрих є розподіл силових потоків від віконних стійок до несівних лонжеронів даху, розвантажили радіальні переходи шпангоутів з'єднання боковин і даху на 20-30%, що вважається суттєвим лише для компоновки low-floor.

Отримані результати дозволяють зробити висновки про недоцільність існування двох несівних конструкцій (задньої силової забудови основи і несівного каркасу даху) для автобуса типу low-entry, тому подальшу оптимізацію рівномірності каркасу кузова слід проводити по посиленню задньої забудови мотовідсіку, як основної в подальшому несівної структури, а для полегшення конструкції даху виконати підбор конфігураційно-інших профілів з альтернативними сполученнями їх у вузли. В запропонованому варіанті виконання каркасу даху (рис.5) профіль основних поздовжніх лонжеронів обраний 60x40x3, поперечних шпангоутів – 40x3 та 60x40x3 в секціях задніх (1), середніх (2) та передніх (3) дверей. Оскільки єдиними елементами передачі навантажень від основи до даху виступають віконні стійки боковин (80x40x3), що отримують високу концентрацію напружень у вузлах з'єднання із лонжеронами даху, пропонується розсіювати силові потоки інтеграцією оригінальних ромбовидних структур в конструкцію скатів даху (позиції 1,2,3 на рис.5). Згідно з кінцево-елементним аналізом напружено-деформованого стану каркасу кузова, для отримання рівномірності даху введені посилюючі елементи достатньо застосовувати лише в секціях передніх (3) та середніх (2) дверних проходів (права боковина), а також симетрично - в задній силіній забудові.

Попри загальне збільшення ефективності сприйняття навантажень при економії матеріалу на виготовлення ферми даху в представленому її варіанті, слід звернути увагу на значення переміщень в передній частині, котрі є більшими за допустимі (6-7 мм) виходячи із умов експлуатації лобового скла (не більше 4мм). Така ситуація спричинена зміною типу автобуса з low-floor, у якого потужні поздовжні лонжерони утримували значення переміщень передньої частини в допустимих межах. При полегшенні загальної конструкції даху пропонується додати посилюючі розкоси в верхню частину пройми лобового вікна, що позитивно відобразиться на пасивній безпеці з умов краш-тестів.

У результаті вжитих заходів, максимальні значення напружень конструкції скоротилось до допустимих норм згідно з параметрами міцності матеріалу, збільшився загальний опір крученню (величина сумарного осьового моменту поперечної площини визначає жорсткість конструкції, впливає на стійкість та керованість автобуса), значення рівномірності конструкції значно покращено, що вказує на зростання ефективності використання матеріалу (споряджена маса модифікованої конструкції скоротилась на 1.5-2%).

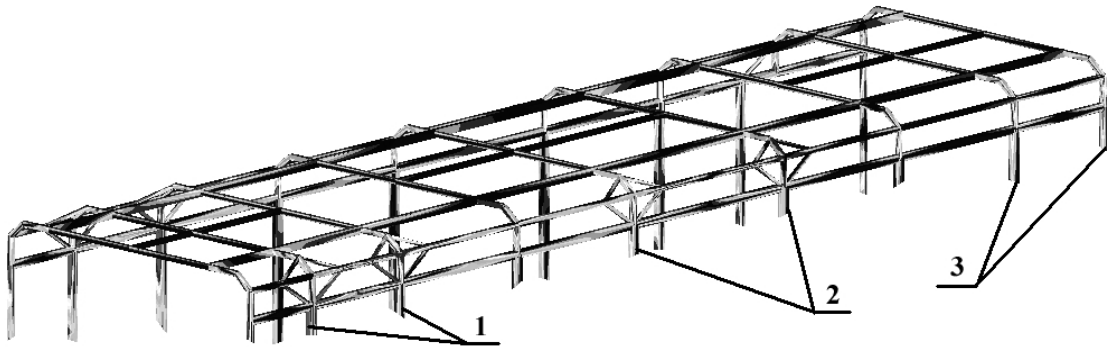


Рисунок 5 – Карта напружень просторової конструкції каркасу даху (модифікована)

Отже, перехід із класу *taxi* у клас *midі* з умов максимальної уніфікації та зміною типу кузова на *low-entry* згідно з потреб вітчизняного ринку (застосування значно дешевших агрегатів), зводиться до розробки нової моделі з абсолютно іншою концепцією формування просторової конструкції та спростовує існуючу конструкторську думку про достатність виключення однієї-двох секцій з каркасу кузова для переходу в менший клас.

**Список літератури:** 1. Е. М. Морозов, А. Ю. Муйземнек, А. С. Шадский ANSYS в руках инженера. Механика разрушения. – М.: ЛЕНАНД, 2008. – 456с. 2. Потемкин А.В. Трехмерное твердотельное моделирование. – М.: КомпьютерПресс, 2002. – 296с. 3. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машино-строителя (том 2) – М.: Машиностроение, 2001 – 864с. 4. Шелофаст В. Чугуновой Т.Б. Новые возможности инженерного проектирования в системе АРМ WinMachine 8.5.-М.: Изд. АПМ, 2000. – 211с. 5. Кравчук В.С., Абу Айаши Юсеф, Кравчук А.В. Опір деформуванню поверхнево-зміцнених деталей машин і елементів конструкції: Монографія. – Одеса: Астропринт, 2000. – 160с.

УДК 629.113-592.5

**БОНДАРЕНКО А.І.**, НТУ «ХП»

## **ВИБІР МЕТОДУ ДЛЯ ОПИСУ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ В ПНЕВМАТИЧНОМУ ГАЛЬМІВНОМУ ПРИВОДІ**

Проведен сравнительный анализ результатов, которые отражают изменение давления, времени наполнения/опорожнения емкостей пневматического тормозного привода, полученных вследствие математического моделирования рабочего торможения автомобиля и при циклическом режиме работы привода (математические модели составлялись методами Метлюка Н.Ф. и Герц Е.В. для пневматического тормозного привода автомобиля КРАЗ-6510). Сформулированы рекомендации касательно выбора метода для описания переходных процессов в пневматическом тормозном приводе при различных режимах работы.

**Вступ.** На теперішній час існує велика кількість методів для опису перехідних процесів в пневматичному гальмівному приводі (ППП). Нажаль, результати, що отримані в процесі моделювання за різними методиками при одних і тих же початкових даних, інколи відрізняються між собою в декілька разів. Вибір методу в значній мірі впливає на обґрунтування доцільності застосування тих чи інших конструктивних змін в ППП, в даному випадку – схем установки антиблокувальної системи (АБС) з модулятором тиску (МТ) із змінними прохідними перетинами (ЗПП).

**Аналіз останніх досягнень і публікацій.** Найпоширенішим методом для опису перехідних процесів в ППП при робочому гальмуванні є метод Метлюка М.Ф. [1]. За методом Метлюка М.Ф. математична модель ППП складається на основі балансу миттєвих масових витрат у вузлах пневмоланцюгів з використанням гіперболічної функції миттєвої масової витрати через дросель [1]. Хоча метод Метлюка М.Ф. не має на увазі опис роботи ППП в циклічному режимі, в деяких роботах саме при циклічному режимі роботи його застосовують [2, 3], при цьому результати теоретичного та експериментального дослідження мають непогану збіжність між собою.

Більш універсальним є метод Герц О.В. [4], який можна застосовувати до всіх режимів роботи пневмоприводу.

В роботах [5 - 7] запропоновано нові методи опису перехідних процесів в ППП, різноманітні модифікації функції витрати, проте методи Метлюка М.Ф. та Герц О.В. на теперішній час користуються найбільшим попитом, що обумовлено найбільшою їх достовірністю, поширеністю та популярністю серед інженерів, які займаються динамікою ППП. Основна відмінність диференціальних рівнянь, складених за двома методами, полягає в різних функціях витрати.

**Мета та постановка задачі.** Метою даної роботи є вибір методу для опису перехідних процесів в ППП який би достовірно відтворював зміну тиску в ємкостях ППП як при робочому гальмуванні, так і при циклічній роботі приводу. Для цього буде проведений порівняльний аналіз результатів, що отримані в процесі моделювання (математичні моделі склалися за методами Метлюка М.Ф. та Герц О.В. для ППП автомобіля КрАЗ-6510) та запропоновані відповідні рекомендації з урахуванням побажань, що наведені в роботах [1, 6, 7].

**Вибір методу для опису перехідних процесів в пневматичному гальмівному приводі.** В роботі [8] доведено, що установка МТ за схемою: пневматичний гальмівний кран (ПГК) – МТ – клапан прискореної дії (КПД) – гальмівний циліндр (ГЦ) є оптимальною з погляду зниження часу наповнення та спорожнення виконавчих апаратів ПГП.

Застосування МТ на базі КПД із ЗПП при ШІМ є найкращим як з погляду витрати запасів стислого повітря, часу спрацьовування гальмівного приводу, так і собівартості конструкції [8].

В даній роботі предметом дослідження виступає метод опису перехідних процесів в ПГП. Порівняння методів між собою буде відбуватися за результатами зниження витрати запасів стислого повітря та часу наповнення ємкостей ПГП, що отримані в результаті математичного моделювання.

Виконані розрахунки часу наповнення та спорожнення ГЦ при робочому гальмуванні показали добру збіжність за двома методами (див. табл. 1).

Таблиця 1 – Результати розрахунків часу наповнення та спорожнення ГЦ ПГП

Місце розташування ГЦ	Час наповнення, с (підвищення тиску до 90% від $P_{\max}$ )		Час спорожнення, с (зниження тиску до 10% від $P_{\max}$ )	
	метод Метлюка М.Ф.	метод Герц О.В.	метод Метлюка М.Ф.	метод Герц О.В.
Передній міст	0,1715	0,1679	0,211	0,2348
Середній міст	0,164	0,1702	0,212	0,2348
Задній міст	0,17	0,171	0,212	0,235

Результати моделювання роботи ПГП в циклічному режимі (МТ із ЗПП [9], шпаруватість сигналу  $C = 0,3; 0,5; 0,7$ , частота  $F = 15 \text{ Гц}$ , діаметр ЗПП 0,6; 1,2; 1,8 мм) наведені в табл. 2 та на рис. 1 – 2.

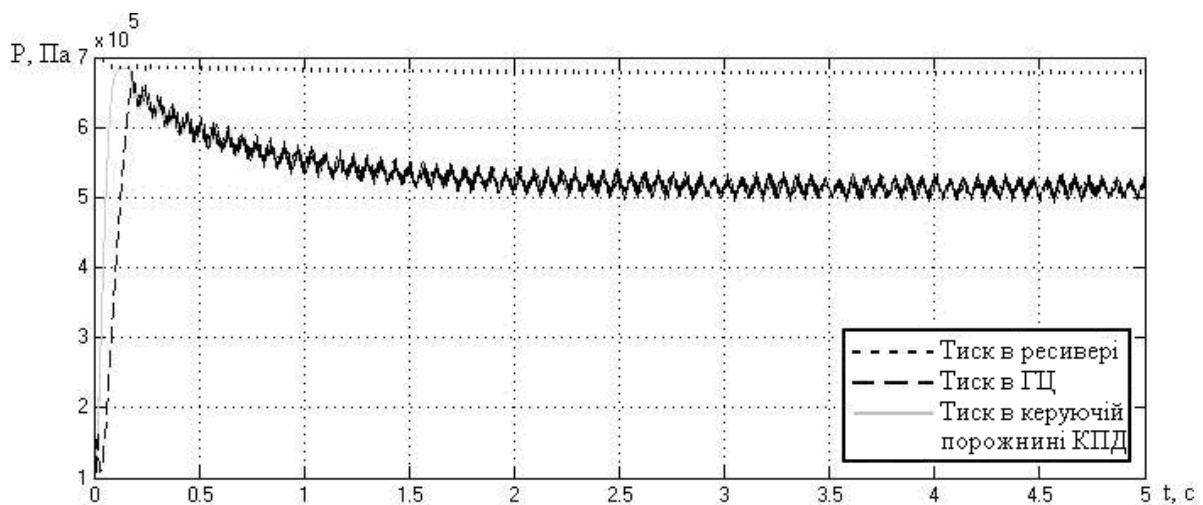


Рисунок 1 – Графіки залежності зміни тиску від часу при роботі контуру ПГП в циклічному режимі (метод Метлюка М.Ф.,  $C = 0,5$ ,  $F = 15 \text{ Гц}$ , діаметр ЗПП 1,2 мм)

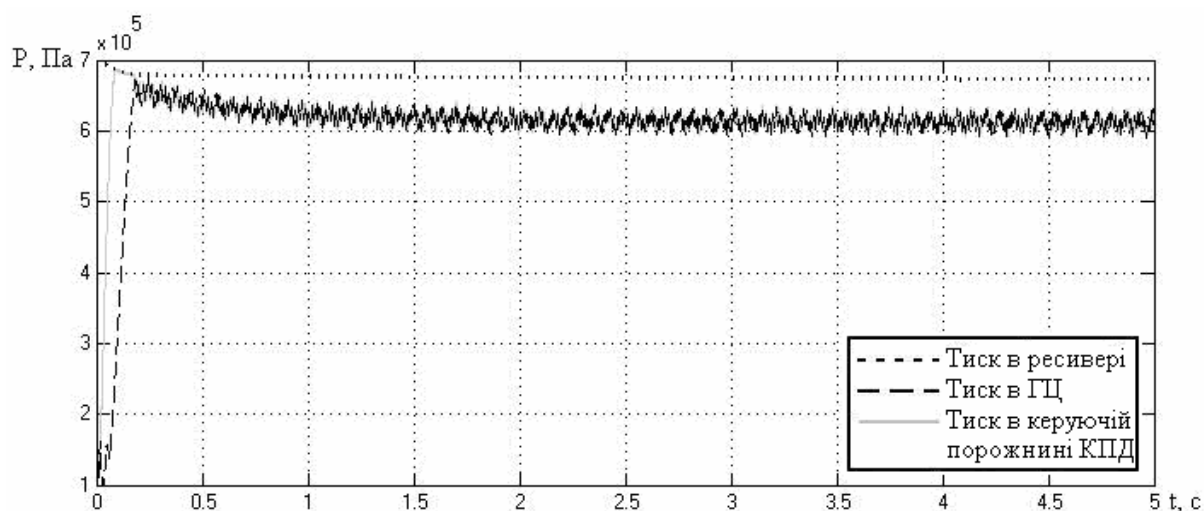


Рисунок 2 – Графіки залежності зміни тиску від часу при роботі контуру ППІ в циклічному режимі (метод Герц О.В.,  $C = 0,5$ ,  $F = 15 Гц$ , діаметр ЗПП 1,2 мм)

Таблиця 2 – Результати математичного моделювання (МТ із ЗПП)

Діаметр прохідних перетинів, мм	Шпаруватість	Падіння тиску в ресивері при гальмуванні протягом 5с з АБС, МПа					
		частота 5 Гц		частота 10 Гц		частота 15 Гц	
		метод Метлюка М.Ф.	метод Герц О.В.	метод Метлюка М.Ф.	метод Герц О.В.	метод Метлюка М.Ф.	метод Герц О.В.
1,8	0,3	0,072	0,01	0,0887	0,003	0,092	0,0103
	0,5	0,1187	0,1115	0,122	0,1127	0,1228	0,1137
	0,7	0,0889	0,1042	0,0838	0,1006	0,0785	0,09756
1,2	0,3	0,04255	0	0,0476	0	0,0478	0
	0,5	0,0185	0,0267	0,0175	0,0276	0,0216	0,02765
	0,7	0	0	0	0	0	0
0,6	0,3	0,0241	0	0,0238	0	0,02405	0
	0,5	0,0166	0,025	0,01645	0,0253	0,0167	0,0254
	0,7	0	0	0	0	0	0



### Висновки

1. Результати, одержані в процесі моделювання робочого гальмування автомобіля при розташуванні МТ за схемою ПГК-МТ-КПД-ГЦ, показали, що при одних і тих же початкових даних збіжність при наповненні ємкостей ПГП за двома методами (Герц О.В. та Метлюка М.Ф.) складає 96,3 – 99,4%, при спорожненні – 89,8 – 90,3%.

За результатами моделювання роботи ПГП в циклічному режимі значення витрат стислого повітря, визначених за двома методами, мають абсолютну похибку 0 – 0,024 МПа при малих площах прохідних перетинів. Із збільшенням діаметру ЗПП похибка зростає і досягає 0,0478 МПа.

2. Для опису перехідних процесів в ПГП при робочому гальмуванні доцільніше застосовувати метод Метлюка М.Ф. (криві отримані за цим методом найбільш наближені до кривих, отриманих експериментально [1, 3]), при роботі ПГП в циклічному режимі – метод Герц О.В. (за методом Метлюка М.Ф. не відомі значення констант  $A$  і  $B$  [1], які в свою чергу можуть привести до значної похибки при моделюванні роботи ПГП із АБС).

**Список літератури:** 1. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобиля / Н.Ф. Метлюк, В.П. Автушко. – М.: Машиностроение, 1980. – 231 с. – (Библиотека конструктора). 2. Северин А.А. Совершенствование исполнительной части антиблокировочной системы автомобилей с пневматическим тормозным приводом: Дис... канд. техн. наук: спец. 05.05.03 “Автомобили и тракторы” / Северин Александр Александрович. – Харьков, 1985. – 217с. 3. Кравец Ф.К. Обоснование параметров питающей части при работе пневматического тормозного привода большегрузных автомобилей и автопоездов в циклическом режиме: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 “Автомобили и тракторы” / Ф.К. Кравец. – Харьков, 1985. – 23 с. 4. Герц Е.В. Пневматические приводы. Теория и расчет / Елена Васильевна Герц. – М.: Машиностроение, 1969. – 359 с. 5. Повышение эффективности торможения автотранспортных средств с пневматическим тормозным приводом / Туренко А.Н., Богомолов В.А., Клименко В.И., Кирчатый В.И. – Харьков: ХГАДТУ, 2000. – 472 с. 6. Туренко А.Н. Повышение эффективности торможения грузовых и пассажирских автотранспортных средств с пневматическим тормозным приводом. Монография. / Анатолий Николаевич Туренко. – Харьков: ХГАДТУ, 1997. – 353 с. 7. Крамской А.В. Совершенствование методов расчета динамики пневмоаппаратов и пневматического тормозного привода автотранспортных средств: дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.22.02 “Автомобили и тракторы” / Крамской Александр Владимирович. – Харьков, 2006. – 270 с. 8. Гецович Е.М. Влияние схемы установки и проходных сечений модулятора давления на расход запасов сжатого воздуха в пневматическом тормозном приводе / Гецович Е.М., Бондаренко А.И. // Сборник научных трудов. – Тематический выпуск “Транспортное машиностроение”. – Харьков НТУ “ХПИ”, 2006. – № 26. – С. 81 – 86. 9. Пат. на кор. модель 35140 Україна, МПК В 60 Т 8/00. Модулятор тиску для пневматичного гальмівного приводу / Є.М. Гецович, А.І. Бондаренко; заявитель та патентообладач Є.М. Гецович, А.І. Бондаренко (Україна). – № а 2007 14047; заявл. 14.12.07; опубл. 10.09.08, Бюл. № 17.

УДК 629.022

**ХОЛОДНЫЙ Ю.Ф., СТАРКОВ Н.В., ХОЛОДНЫЙ В.Ю.**, Кременчугский  
государственный политехнический университет им. Михайла Остроградского

### **ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ К СОЗДАНИЮ ПЕРСПЕКТИВНОГО ТИПАЖА АВТОМОБИЛЕЙ БОЛЬШОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ**

У статті пропонуються нові підходи до створення типуажу автомобілів, що орієнтовані на максимальне задоволення вимог замовників до складу транспортного засобу та використання сучасних методів проектування.

**Введение.** Анализ последних десятилетий развития автомобильной промышленности указывает на установившиеся тенденции перехода от крупносерийного выпуска «обезличенных» однотипных моделей транспортных средств к производству штучных моделей, а именно изготовление транспортных средств в конкретных комплектациях, определенных заказчиком. Предприятия-изготовители практически ушли от работы на склад. Причем непосредственное участие в создании конкретных комплектаций (составов) принимают наряду с заказчиками представители коммерческих структур предприятий-изготовителей.

Поэтому актуальным является совершенствование технологии разработки составов транспортных средств с использованием, в том числе, современных технологий проектирования. Введение указанных изменений может значительно повлиять на формирование подходов в создании типажа, определении укрупненной очередности конструкторских разработок и очередности подготовки производства компонентов, а службам маркетинга даст «упреждающую» информацию о перспективных видах продукции.

**Анализ предыдущих исследований.** На основе анализа существующих подходов к формированию типажа автотранспортных средств (АТС) выделяются два основных подхода, а именно отечественный (свойственный, например, КрАЗ) и европейский (MAN, DAF, SCANIA и др.).

Суть отечественного подхода заключается в построении типажа выпускаемых транспортных средств на основе жестко сконфигурированных составов автомобилей при отсутствии, в отношении любой из моделей, варианности силовых установок (по мощности), элементов ходовой части и основных геометрических размеров шасси (например, базы) и др. В качестве примера можно привести шасси моделей КрАЗ-5133Н2, КрАЗ-65101, КрАЗ-65053, КрАЗ-63221-044, КрАЗ-7133Н4 [1]. При этом расширение типажа достигается созданием дополнительных моделей за счет монтажа на базовые шасси спецнадстроек (самосвальных, бортовых, коммунальных, крановых, цистерн и др.), как, например, общность платформы, на которой созданы шасси КрАЗ-65053, самосвал КрАЗ-6130С4 и бортовой автомобиль КрАЗ-65053.

Аналогичный подход к формированию типажа ранее применяло большинство автопроизводителей СНГ, о чем свидетельствуют их материалы [2, 3]. Однако в последние годы, такие производители, как МАЗ и КамАЗ постепенно отходят от сложившейся практики. Вводимая вариантность новых разработок еще не велика и ограничивается, например, для автомобилей моделей МАЗ-437041-268 и -269 только вариантностью базы. Несколько шире представлена вариантность у ряда моделей

КамАЗа. Так для шасси модели КамАЗ-53229 предусматривается четыре варианта базы и три варианта силовых установок.

Дальше в вопросе вариантности модельного ряда в общей структуре типажа ушли европейские производители грузовых автомобилей. Так вариантность только одной модели MAN из программы TGA базируется на 3 вариантах полной массы, 6 вариантах силовых установок, 5 вариантах схем трансмиссии, 2 вариантах схем поддрессорования шасси [4]. Также к признакам вариантности у MAN относится наличие на шасси седельно-сцепного устройства и самосвальной установки.

Анализ подходов к формированию типажа серийно выпускаемых АТС показывает значительное отставание в данном направлении отечественных автопроизводителей. Отсюда был сделан вывод о необходимости проведения работ по разработке основ к формированию перспективного типажа с возможностью широкого применения принципа вариантности для любой из входящих в него моделей и с учетом современных тенденций в проектировании и производстве АТС.

**Цель работы.** Показать на примере автомобилей большой грузоподъемности базовые принципы, которые предлагается положить в основу создания перспективного типажа АТС. Указанный подход должен упростить создание комплектаций АТС на основе имеющейся вариантности, облегчить разработку и контроль выполнения планов ОКР, НИР и подготовки производства, а также стать основным инструментом в работе коммерческих служб с заказчиками АТС.

**Материалы и результаты исследований.** Учитывая специфику вопроса, ниже приведена терминология, используемая в тексте статьи.

АТС – автотранспортное средство (например, автомобиль, прицеп, полуприцеп).

Типаж автомобилей – набор планируемых к выпуску (выпускаемых) АТС в виде «представителей типа», т.е. только шасси без детализации их возможной укрупненной опционности.

Представитель типа – АТС, шасси которого по основным конструктивным элементам (формула трансмиссии, компоновочная схема размещения кабины) является типичным для группы АТС. При этом между собой они могут различаться базой, мощностью двигателя, конструкцией коробки передач, высотой и длиной кабины, устанавливаемыми надстройками (шасси, седельно-сцепное устройство, самосвальная платформа, бортовая платформа, манипулятор), применяемыми конструкциями мостов и размерностью шин. Все, что отличает между собой автомобили одного и того же представителя типа, относится к опциям.

АТС, приведенные в материалах ниже в табличном виде (рис. 2, 4, 5), представляют собой характерных «представителей типа».

Матричная спецификация – состав АТС, созданный с применением таблиц по принципу совместимости компоновок.

Матричная спецификация формируется и поддерживается в актуальном состоянии конструкторским подразделением предприятия, а применяют ее в работе с клиентами торгующие подразделения, например Торговый дом (используется для создания рабочих составов, которые передаются в иные подразделения с целью планирования и подготовки производства, а также изготовления по ним АТС).

Матричная спецификация типажа АТС в укрупненном представлении – представленная в укрупненном виде возможная опционность каждого из

«представителей типа».

Составы АТС, которые передаются для изготовления в производство – рабочие составы АТС, которые создаются только с применением подробной рабочей матричной спецификации.

После изготовления конкретного АТС, наряду с другими документами, данные составы передаются на хранение в архив и могут быть применены с целью обеспечения прослеживаемости изготовления изделия (требования стандартов серии ISO 9000), т.е. исследования причин появления брака или восстановления состава изделия.

Опционность – наличие возможности устанавливать на какой-либо представитель типа АТС различные варианты узлов или системы, предусмотренные типажом.

Уровень внедрения узла – указывает на приоритетность (очередность или этапность) разработки и освоения узла в производстве. Этот же принцип может применяться при работе с потребителем.

При разработке рабочей матричной спецификации все опции должны быть подробнейшим образом расписаны с учетом их уровней (сроков) внедрения.

С переходом экономики постсоветских государств на рыночные рельсы практически повсеместно открылся их внутренний рынок для импорта высококачественной продукции мировых производителей, обладающей повышенными потребительскими свойствами. Однако, в силу отсутствия у потенциальных потребителей денежных средств на приобретение дорогой импортной продукции, преимущество на первых порах отдавалось отечественному производителю. По прошествии определенного периода, когда несколько улучшилось экономическое положение, отечественный покупатель все большее внимание стал обращать в сторону импортируемой продукции. Дополнительно на это оказала влияние также постоянная тенденция повышения цен на энергоносители, а значит рост цен на отечественную продукцию (по отдельным позициям разница цен оказалась незначительной). К тому же в последние годы наблюдается устойчивая тенденция применения отечественными производителями, в разрабатываемых ими конструкциях, узлов иностранного производства. Следует отметить, что данные тенденции свойственны практически всем отраслям машиностроения. Не является исключением и автомобилестроение. Например, цена на новый КамАЗ модели 5460М почти в 45 тыс. долларов [5], частично построенный на импортных комплектующих, превышала стоимость популярных у перевозчиков бывших в употреблении автомобилей «большой европейской семерки» автопроизводителей (при этом уровень эргономики и ресурс последних вне всякой конкуренции). Из производителей тяжелой автотехники постсоветских государств импортные узлы (в качестве стандартной комплектации либо по требованию потребителей) активно применяют: МАЗ (двигатели MAN и коробки передач ZF) [2], УралАЗ (ведущие мосты FAW) [6], КамАЗ (коробки передач ZF и др.) [7, 8]. Из сказанного видно, что если при плановой экономике государства, автозаводам достаточно было выпускать до десятка основных моделей АТС и чуть больше их малоразличимых комплектаций, то в настоящий момент, ради сохранения объемов производства и рынков сбыта, они вынуждены идти навстречу потребителю, создавая все новые и новые комплектации. А это подтверждает вывод о том, что рынок требует не крупносерийного производства АТС, а штучного.

Данная ситуация потребовала от заводов-производителей АТС найти способы, чтобы приспособить свои производственные возможности к современным требованиям потребителей. Необходимо было найти тот организующий элемент в производственных

структурах, который позволил бы оперативно реагировать на текущую ситуацию. Выход был найден в формировании инженерными службами составов автомобилей под каждый конкретный заказ с помощью специальных конфигураторов. Данный метод работы позволил сделать первый шаг к современному подходу формирования состава АТС, который в настоящий момент применяется практически всеми ведущими автопроизводителями мира. Подобный конфигуратор, представленный на сайте MAN [9] в виде внешней оболочки, приспособлен для использования его конечным пользователем (покупателем АТС). Но новый подход, если его строить на основе бумажных технологий документооборота, имеет свою «критическую массу». Т.е. при значительном увеличении количества комплектаций, вызванных большой вариантносью установок систем и узлов, система дает сбои, выражающиеся в росте числа ошибок (зачастую чисто механических, обуславливаемых человеческим фактором), отсутствии готовых конструкторских решений (недостаточно подробная проработка вариантности и отсутствие обратных связей производства с инженерными подразделениями). А это, в свою очередь, требует постоянного отвлечения большого числа специалистов на разработку и согласование составов АТС, на устранение неточностей и ошибок.

Выход из сложившейся ситуации с формированием составов АТС был найден. И найден он в первую очередь разработчиками программного обеспечения. При создании составов изделий они предлагают воспользоваться встроенными в ПО или отдельными программными модулями, которые называются конфигураторами изделий или «матричными спецификациями» [10, 11]. Работа с данными программными продуктами позволяет конструктору создать многомерную матрицу совместимости установок отдельных узлов, систем, деталей. Но для эффективной работы в данном направлении обязательным условием является наличие на предприятии полноценно функционирующей структуры САПР. В данном случае следует подчеркнуть, что под САПР не следует понимать только наличие в конструкторских подразделениях CAD продуктов (для проектирования изделий). Только в единой PDM системе (базе проекта – основе организации единой САПР), а также при наличии комплекса ПО технологического обеспечения, CAM и CAE продуктов (модуль написания управляющих программ для станков с ЧПУ и расчетный модуль) разрозненная информация может быть сгенерирована в единые данные для формирования производственных заданий и необходимые материалы для расчета себестоимости оригинальных комплектаций АТС (эти данные из САПР после формирования передаются в ERP систему управления предприятием).

Перевод конструкторской документации с бумажных носителей в электронные модели требует изменений в подходе к формированию не только состава изделия, но и типажа в целом. Иными словами должна измениться методология к формированию составов АТС и их типажа. Еще одним фактором, требующим внесения изменений, является стремление предприятий сократить затраты в испытании транспортных средств на их соответствие Правилам ЕЭК ООН и другим нормативным документам. Наметилась четкая тенденция группировки АТС по принципу «представителей типов». Иными словами из общей гаммы выпускаемых АТС выделяются характерные представители (по признакам общности компоновок кабин, колесных формул и др.) и именно они выставляются для испытаний, а результаты впоследствии распространяются на остальные АТС семейства. В результате таких представителей предприятие может выставить для испытаний всего по несколько образцов от каждого семейства.

Каким же образом сказанное выше может повлиять на формирование типажа АТС? Ключом к его созданию должно стать первое положение о том, что:

1. Основой типажа должны стать шасси АТС без каких-либо надстроек.

В то же время бортовые и самосвальные модели, тягачи и автомобили с иными надстройками являются лишь производными от базового шасси, т.е. его опциями (это, что касается типажа автомобилей). При этом все они входят в группу представителя типа, которым является само шасси. В список укрупненных опции должны войти:

- Двигатели;
- Коробки передач;
- Подвески;
- Мосты и оси;
- Базы АТС;
- Длина и высота кабины;
- Тип надстройки на шасси;
- Шины.

В качестве второго положения предлагается одновременно с более широким введением понятия «опционности» начиная с этапа создания типажа АТС:

2. Ввести понятие «уровня внедрения узла».

Под последним понимается временной план внедрения на производимые АТС утвержденного перечня оригинальных и взаимозаменяемых компонентов (или иначе вариантов опций).

При составлении типажа необходимо рассчитывать на то обстоятельство, что он должен быть долгосрочным, т.е. предусматривать развитие предприятия не только на краткосрочную перспективу (от 1 года до 2 лет), но и на более длительный период. Поэтому в качестве третьего положения предлагается:

3. Типаж АТС создавать по принципу «представителей типов» с учетом опционности установок узлов, систем и надстроек, а также учитывать перспективный план развития предприятия.

Типаж будет представлять собой многомерную матрицу, а поэтому может быть визуализирован (с целью удобства зрительного восприятия) относительно представителей типа только частично.

Рассмотрим, основываясь на выдвинутые выше положения, как бы выглядел типаж автомобилей ХК «АвтоКрАЗ» выпускаемых ныне, а также возможный вариант развития типажа с учетом освоения новых ниш выпускаемых АТС.

На рис. 1 представлена начальная ступень к созданию типажа, а именно таблица формул конструктивных схем трансмиссий серийных автомобилей марки КрАЗ. В качестве условия к ее созданию был принят принцип сквозной нумерации осей и мостов (см. рисунок в верхнем левом углу таблицы). Решено было ограничиться схемой два моста спереди и три сзади (другие схемы либо являются нетрадиционными, либо объемы производства АТС, построенных на них, крайне незначительны и не имеют смысла к рассмотрению). Формулы состоят из пар цифр, первая из которых обозначает порядковый номер оси или моста и окрашена в красный цвет, а вторая указывает на то, является ли данная ось или мост ведущей (синий цвет) или нет (зеленый). Белый цвет цифр формул конструктивных схем трансмиссий указывает на то, что в типаже АТС с такими схемами нет. На рис. 2 в стилизованном виде представлены компоновочные схемы представителей типов серийных автомобилей КрАЗ, созданные на основании данных таблицы из рис.1.

Как мы видим из рис. 2 все семейство серийных автомобилей КрАЗ на настоящий момент можно условно представить в виде шести «представителей типов». Если взять предлагаемый подход к формированию типажа за основу, то следующим шагом должно было бы стать переосмысление существующего подхода к формированию составов автомобилей. А именно разделение агрегатов на агрегаты

верхнего уровня (рама, силовой агрегат, подвеска и др.) и нижнего, разделение сборок на сборки верхнего (например, передняя часть шасси с фрагментом рамы, подвеской, управляемой осью, рулевым механизмом и продольной тягой) и нижнего уровней, укрупнение монтажей (например, включение в состав шасси одной позицией всего пневмопривода с трубопроводами, аппаратами и фитингами), создание матричной спецификации. При этом конструкторской службой в САД продуктах параллельно должны создаваться концептуальные 3D-модели с управлением взаимосвязями входящих в них компонентов (наложение ограничений по шарнирным соединениям и др.). А так, как весь комплекс работ не только может, но и должен быть произведен с применением соответствующего программного обеспечения САПР, то в результате можно получить уникальную возможность практически полуавтоматического генерирования новых вариантов исполнений и комплектаций АТС.

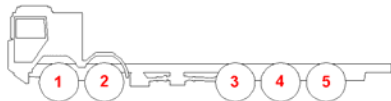
На рис. 3 представлена таблица формул конструктивных схем трансмиссий возможного перспективного типажа автомобилей. На рис.4 и 5 приведены варианты решения типажа АТС, созданные на основании таблицы рис. 3, а также возможные сроки поэтапного его внедрения (отмечены при помощи фоновой заливки соответствующих ячеек). Причем сроки внедрения определяются исходя из потребности рынка в данных моделях и производственных возможностей предприятия-изготовителя.

Из всей гаммы изображенных на рис. 4 и 5 представителей типов реально массово востребованными может оказаться не более пяти штук. И здесь в работу должна вступить служба маркетинга Торгового дома ХК «АвтоКрАЗ». Только их максимально достоверной прогноз развития рынков сбыта (с учетом проникновения на них прямых для АТС КрАЗ конкурентов) может внести коррективы в планы разработки и освоения конкретных моделей. Необходимо обратить внимание на то обстоятельство, что в новом перспективном типаже АТС получилось 16 представителей типа, что 2,5 раза больше, чем в существующем типаже КрАЗ, представленном в статье на основе предлагаемого принципа формирования. Напрашивается вывод о том, что создание нового типажа АТС и поэтапное его внедрение позволит решить также ряд сопутствующих, но не менее важных задач таких, как расширение рынков сбыта продукции и увеличение объемов ее производства.

В заключение, в качестве подтверждения к сказанному, следует заметить, что в 1997г. была опубликована производственная программа автомобилей шведской фирмы SCANIA 3-й серии в % от общего объема производства, а именно:

4×2 – 70 %;	четырехосники – 3 %;
6×2 – 17,5 %;	полноприводные – 1 %.
6×4 – 9 %;	

Если учесть, что ХК «АвтоКрАЗ» в настоящий момент реально производятся только автомобили колесных формул 6×4, 6×6 и 8×4, то отсюда следует, что тем самым существующий типаж производителя, без учета его технического уровня, позволяет потенциально удовлетворять от 13 до 30,5 % от имеющегося на рынке Украины спроса на АТС. Если же учесть, что производятся АТС только капотной компоновки, то охватываемый объем потенциального рынка может оказаться еще меньшим.



		<b>3 + 4 + 5</b> (трайдем задних мостов)		<b>4 + 5</b> (тандем задних мостов)		<b>5</b> (одиночный мост)		
		1	2	1	2	1	2	
<b>1</b> (одиночная ось)		1	11+31+41+51	11+32+41+51	11+41+51	11+42+51	11+51	11+52
			11+31+41+52	11+32+41+52				
			11+31+42+51	11+32+42+51	11+41+52	11+42+52		
			11+31+42+52	11+32+42+52				
		2	12+31+41+51	12+32+41+51	12+41+51	12+42+51	12+51	12+52
			12+31+41+52	12+32+41+52				
<b>1 + 2</b> (тандем передних управляемых осей)		1	12+31+42+51	12+32+42+51	12+41+52	12+42+52	12+51	12+52
			12+31+42+52	12+32+42+52				
			12+31+42+51	12+32+42+51				
			12+31+42+52	12+32+42+52				
		2	12+31+42+51	12+32+42+51			12+51	12+52
			12+31+42+52	12+32+42+52				
			12+31+42+51	12+32+42+51				
			12+31+42+52	12+32+42+52				
			12+31+42+51	12+32+42+51				
			12+31+42+52	12+32+42+52				
		1	11+21+41+51	11+21+41+52	11+21+41+51	11+21+41+52	11+21+51	11+21+52
			11+21+41+51	11+21+41+52	11+21+41+51	11+21+41+52		
			11+21+41+51	11+21+41+52	11+21+41+51	11+21+41+52		
			11+21+41+51	11+21+41+52	11+21+41+51	11+21+41+52		
		2	11+21+41+51	11+21+41+52	11+21+41+51	11+21+41+52	11+21+51	11+21+52
			11+21+41+51	11+21+41+52	11+21+41+51	11+21+41+52		
			11+21+41+51	11+21+41+52	11+21+41+51	11+21+41+52		
			11+21+41+51	11+21+41+52	11+21+41+51	11+21+41+52		
			11+21+41+51	11+21+41+52	11+21+41+51	11+21+41+52		
			11+21+41+51	11+21+41+52	11+21+41+51	11+21+41+52		

- варианты конструктивных схем трансмиссий, которые по причине их конструктивных особенностей, существующего в отрасли традиционализма, в создании АТС, или по иным причинам на настоящий момент в типаже отсутствуют (например, «чистый» передний привод или отсутствие привода на колеса вообще);

- формулы конструктивных схем трансмиссий которые на настоящий момент составляют типаж АТС ХК «АвтоКрАЗ».

- привод на ось (мост) отсутствует (соответствующий индекс – «1»);  
 - ведущий мост (соответствующий индекс – «2»).

Рисунок 1 – Формулы конструктивных схем трансмиссий серийных автомобилей КрАЗ



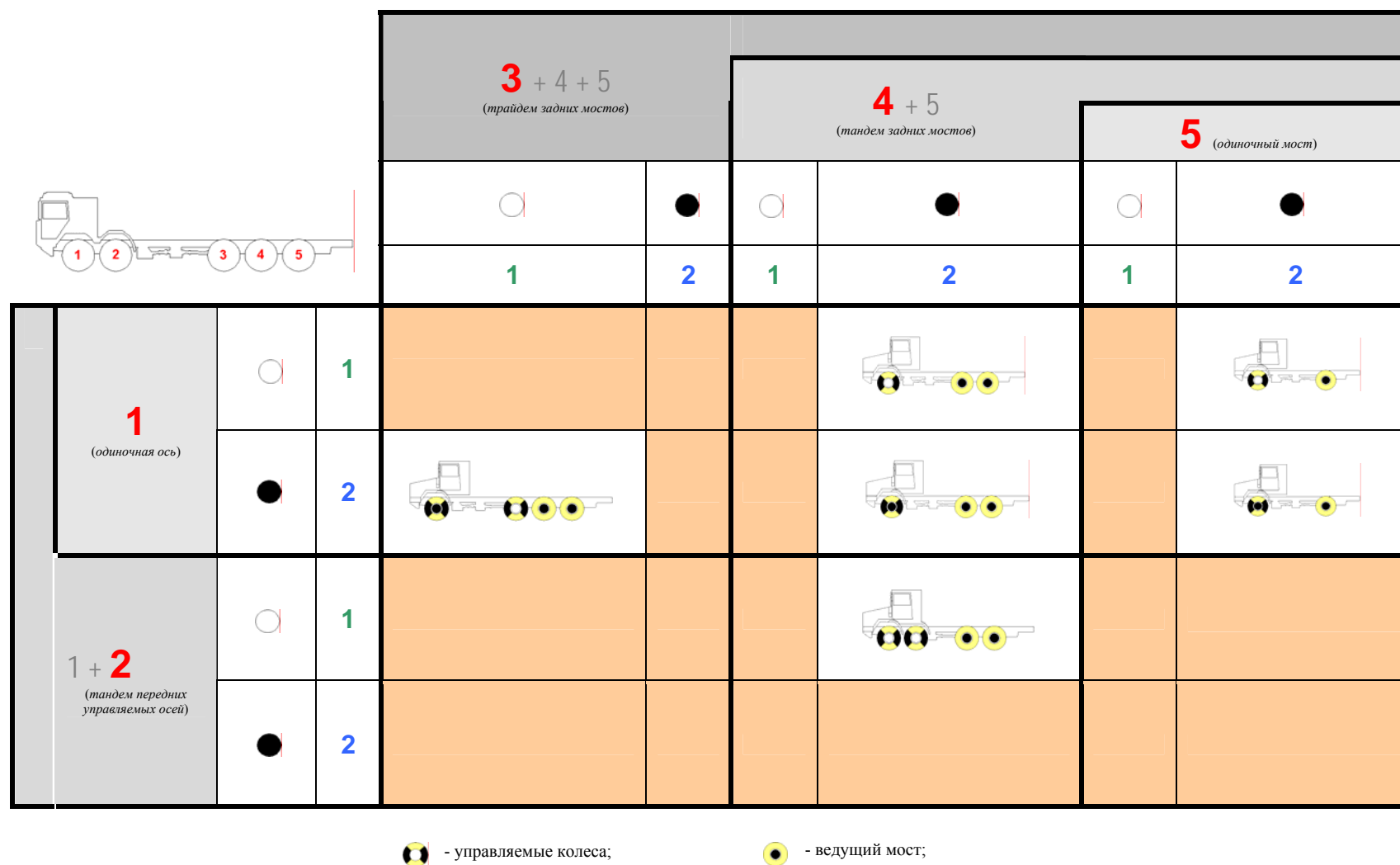
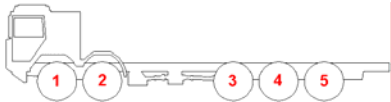


Рисунок 2 – Компоновочные схемы представителей типов серийных автомобилей КрАЗ



		<b>3 + 4 + 5</b> (трайдем задних мостов)		<b>4 + 5</b> (тандем задних мостов)		<b>5</b> (одиночный мост)	
		○	●	○	●	○	●
		1	2	1	2	1	2
<b>1</b> (одиночная ось)	○	1	11+31+41+51	11+32+41+51	11+41+51	11+42+51	11+51
			11+31+41+52	11+32+41+52		11+42+51	11+52
			11+31+42+51	11+32+42+51	11+41+52	11+42+52	11+52
			11+31+42+52	11+32+42+52		11+42+52	11+52
	●	2	12+31+41+51	12+32+41+51	12+41+51	12+42+51	12+51
			12+31+41+52	12+32+41+52		12+42+51	12+52
			12+31+42+51	12+32+42+51	12+41+52	12+42+52	12+52
			12+31+42+52	12+32+42+52		12+42+52	12+52
<b>1 + 2</b> (тандем передних управляемых осей)	○	1	–	–	11+21+41+51	11+21+42+51	11+21+51
			–	–	11+21+41+52	11+21+42+52	11+21+52
			–	–	12+21+41+51	12+21+42+51	12+21+51
			–	–	12+21+41+52	12+21+42+52	12+21+52
	●	2	–	–	11+22+41+51	11+22+42+51	11+22+51
			–	–	11+22+41+52	11+22+42+52	11+22+52
			–	–	12+22+41+51	12+22+42+51	12+22+51
			–	–	12+22+41+52	12+22+42+52	12+22+52

- варианты конструктивных схем трансмиссий, которые по причине их конструктивных особенностей или существующего в отрасли традиционализма в создании АТС предлагается в рассматриваемый типаж не включать (например, «чистый» передний привод или отсутствие привода на колеса вообще);
- формулы конструктивных схем трансмиссий которые предлагается включить в перспективный типаж.
- “\_” – формулы пятиосных автомобилей предлагается, в случае необходимости, включать в типаж на более поздних этапах (из-за предполагаемого малого объема их сбыта);

Рисунок. 3 – Формулы конструктивных схем трансмиссий перспективных автомобилей



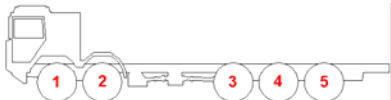














				<div>3 + 4 + 5</div> <div>(трайдем задних мостов)</div>		<div>4 + 5</div> <div>(тандем задних мостов)</div>		<div>5</div> <div>(одиночный мост)</div>	
									
				1	2	1	2	1	2
	<div>1</div> <div>(одиночная ось)</div>		1						
			2						
	<div>1 + 2</div> <div>(тандем передних управляемых осей)</div>		1						
			2						

Рисунок 5 – Компоновочные схемы и предполагаемые сроки внедрения (АТС компоновочной схемы «Кабина за двигателем»)

## Выводы

1. Внедрение современных методов проектирования и производства с большим количеством вариантов исполнения АТС невозможно без перехода к новым подходам в формировании типажа.
2. Введение новых подходов к формированию типажа АТС позволит предприятиям существенно расширить номенклатуру выпускаемых АТС.
3. Изменение подхода в формировании типажа требует упорядочивания его структуры с введением таких ее базовых составляющих, как «базовое шасси», «представитель типа», «опционность», «уровень внедрения узла».
4. С созданием перспективного типажа, построенного с применением принципа матричных спецификаций (или иначе конфигураторов), станет возможным применение методов статистического анализа для прогнозирования необходимой последовательности освоения новых моделей АТС в производстве.
5. Предложенный подход может быть распространен и на другие типы АТС, включая прицепной состав.

**Список литературы:** 1. КрАЗ. Модельный ряд 2003. 2. Каталог автотехники. Минский автомобильный завод. 2005. МАЗполиграф. 3. КАМА-ГАММА. Продукция ОАО «КАМАЗ» и заводов-производителей спецтехники. ОАО «ТФК «КАМАЗ». Концепция. 4. Transport-art. Программа поставок грузовых автомобилей конструктивных рядов TGL, TGM, TGA. R111.3332 – ml 09058. Напечатано в России. 5. КамАЗ с приставкой «М». Грузовики и Автобусы №6, 2004. АР №17 (318). 6. Парад новинок Комтранса. АР № 10 (335), 2005. 7. КамАЗы с буквой Э. АР № 17 (341), 2005. 8. Наши в Ганновере. АР № 19 (366), 2006. 9. [http://www.man-mn.ru/ru/Lkw\\_/TGS/\\_138235/\\_138237.jsp](http://www.man-mn.ru/ru/Lkw_/TGS/_138235/_138237.jsp) 10. Управление комплектациями изделий в системе управления производством Omega Production. САПР и графика. №10, 2002. 11. Конфигурирование изделий на заказ в системе TechnologiCS. САПР и графика. №1, 2008.

УДК 629.017

**ПОДРИГАЛО М.А., КОРОБКО А.І., КЛЄЦ Д.М., ХНАДУ**

## **ОЦІНКА ДИНАМІЧНОЇ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ**

Предложены критерии оценки динамической устойчивости автомобиля, такие как фактор неустойчивости и начальное угловое ускорение автомобиля в плоскости дороги. Определено влияние конструктивных параметров автомобиля на показатели его динамической устойчивости.

**Вступ.** Стійкість руху автомобіля є важливою експлуатаційною властивістю, що впливає на безпеку руху.

В даній статті запропоновано критерії оцінки динамічної стійкості автомобіля. В якості таких критеріїв запропоновано фактор нестійкості і початкове кутове прискорення автомобіля в площині дороги.

**Аналіз останніх досягнень та публікацій.** В роботах Чудакова Е. А. [1, 2] введено поняття стійкості проти заносу і стійкості при заносі. Під стійкістю проти заносу Е. А. Чудаков розумів здатність автомобіля не попадати в умови, при яких можливий занос. Стійкість при заносі розглядалась [2] у випадку виникнення кутового відхилення повздовжньої осі автомобіля в процесі руху. В роботі Я. М. Певзнера [3] був запропонований критерій стійкості автомобіля при заносі, в якості якого використовувалось критичне бокове прискорення

$$\omega_{кр} = \frac{\varphi g}{v_a}, \quad (1)$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою;  
 $g$  – прискорення вільного падіння,  $g=9,81 \text{ м/с}^2$ ;  
 $v_a$  – лінійна швидкість автомобіля.

На основі теорії стійкості А. М. Ляпунова в роботі Гецовича Е. М. [4] запропоновано критерій – час стабілізації положення автомобіля.

Нами [5] запропоновано визначати стійкість проти заносу як статичну стійкість, а стійкість при заносі – як динамічну стійкість автомобіля. В роботі [6] нами запропоновано критерій стійкості автомобіля проти заносу (критерій статичної курсової стійкості) – коефіцієнт стійкості, який визначається як

$$k_{ст} = \frac{M_{стб}}{M_{зб}}. \quad (2)$$

де  $M_{стб}$  – стабілізуючий момент;  
 $M_{зб}$  – збурюючий (дестабілізуючий) момент.

Проте указаний коефіцієнт стійкості проти заносу не може бути критерієм оцінки динамічної стійкості автомобіля. Необхідно визначити взаємозв'язок між указаним коефіцієнтом і початковим кутовим прискоренням автомобіля при заносі.

**Мета і постановка задач дослідження.** Метою дослідження є розробка критерію оцінки динамічної стійкості руху автомобілів.

Для досягнення даної мети необхідно визначити взаємозв'язок між коефіцієнтом стійкості автомобіля проти заносу і його початковим кутовим прискоренням.

**Розробка критеріїв динамічної стійкості руху автомобіля.** Рівняння обертального руху автомобіля при заносі має вид [6]

$$I_{zc} \cdot \frac{d\omega_z}{dt} = M_{зб} - M_{смб} = M_{зб}(1 - k_{yсм}), \quad (3)$$

де  $I_{zc}$  – момент інерції автомобіля відносно центральної вертикальної осі;  
 $\omega_z$  – кутова швидкість автомобіля в площині дороги;  
 $t$  – час.

При  $k_{см} > 1$  занос автомобіля неможливий, оскільки  $\frac{d\omega_z}{dt}$  в першій частині рівняння (3) менше нуля. Якщо  $k_{см} = 1$ , то рух автомобіля відбувається при байдужій рівновазі.

Цікавим є випадок, при якому  $k_{см} < 1$ .

Величина кутового прискорення  $\frac{d\omega_z}{dt}$ , що виникає в початковий момент дії збурюючого моменту буде додатною і прямо пропорційною величині цього моменту, а також коефіцієнту нестійкості

$$k_{нест} = 1 - k_{см}. \quad (4)$$

Якщо прийняти початкове кутове прискорення  $\left(\frac{d\omega_z}{dt}\right)_0$  в якості критерію схильності автомобіля до розвитку заносу і допустити, що в процесі малих відхилень повздовжньої осі від незбуреного положення величини  $k_{см}$  і  $M_{зб}$  змінюються несуттєво, то указане початкове кутове прискорення можна прийняти в якості критерію динамічної стійкості руху автомобіля.

Початкове кутове прискорення із виразу (3) можна визначити як

$$\varepsilon_0 = \left(\frac{d\omega_z}{dt}\right)_0 = M_{зб} \frac{1 - k_{см}}{I_{zc}} = M_{зб} \cdot \Phi_{нест}, \quad (5)$$

де  $\Phi_{нест}$  – фактор динамічної нестійкості руху автомобіля, що характеризує величину кутового прискорення, яке відноситься до одиниці збурюючого моменту.

Момент інерції відносно центральної вертикальної осі може бути визначений як

$$I_{zc} = m_a \cdot i_z^2, \quad (6)$$

де  $m_a$  – загальна маса автомобіля;

$i_z$  – радіус інерції автомобіля відносно вертикальної осі.

В роботі [7] запропонована формула для розрахунку радіуса інерції автомобіля відносно вертикальної осі

$$i_z = \sqrt{\frac{1}{2}ab + \frac{B^2}{12}}, \quad (7)$$

де  $a, b$  – відстань від передньої і задньої осей до проекції центру мас автомобіля на горизонтальну поверхню;

$B$  – колія автомобіля.

Фактор динамічної нестійкості руху автомобіля з урахуванням (6) і (7) буде визначатись наступною залежністю

$$\Phi_{\text{нест}} = \frac{2(1 - k_{cm})}{m_a \left( ab + \frac{B^2}{6} \right)}. \quad (8)$$

Враховуючи, що

$$a = L - b, \quad (9)$$

де  $L$  – повздовжня колісна база автомобіля,  
отримаємо

$$\Phi_{\text{нест}} = \frac{2(1 - k_{cm})}{m_a \left( Lb - b^2 + \frac{B^2}{6} \right)}. \quad (10)$$

Аналіз функції  $\Phi_{\text{нест}} = \Phi_{\text{нест}}(b)$  відомими методами знаходження екстремуму показав, що при  $b/L = 0,5$  указана функція має мінімум. Це означає, що автомобілі у яких проекція центру мас на горизонтальну поверхню знаходиться посередині повздовжньої колісної бази, володіють найбільшою динамічною стійкістю руху.

Рівняння (5) може бути використане не тільки для оцінки початкового бокового прискорення автомобіля в площині дороги. Якщо  $M_{zб}$  і  $\Phi_{\text{нест}}$  являються функціями від  $\psi$  і  $\omega_z$ , то рівняння (5) матиме вид

$$\varepsilon = \frac{d\omega_z}{dt} = M_{zб}(\psi; \omega_z) \cdot \Phi_{\text{нест}}(\psi; \omega_z). \quad (11)$$

Якщо в процесі заносу хоча б один із співмножників в правій частині рівняння (11) прийме нульове або від'ємне значення, то це буде означати, що занос або не розвивається або починає затухати.



### Висновки

1. В результаті проведеного дослідження запропоновані критерії оцінки динамічної курсової стійкості автомобіля, в якості яких прийняті початкове кутове прискорення при заносі і фактор динамічної нестійкості руху автомобіля. Фактор динамічної нестійкості представляє собою коефіцієнт пропорційності між збурюючим моментом і величиною початкового кутового прискорення автомобіля в площині дороги.

2. Отримані залежності дозволяють оцінити вплив конструктивних параметрів автомобіля на показники його динамічної стійкості. Найбільш стійкими є автомобілі у яких центр мас розташований посередині колісної бази.

3. Фактор динамічної нестійкості може бути використаний і для оцінювання поведінки автомобіля в процесі заносу, оскільки його величина, як і величина збурюючого моменту, можуть змінюватись з часом.

**Список літератури:** 1. Чудаков Е. А. Устойчивость автомобиля против заноса. – М.: Машгиз, 1949. – 143 с. 2. Чудаков Е. А. Устойчивость автомобиля при заносе. – М.–Л.: Изд-во АН СССР, 1945. – 144 с. 3. Певзнер Я. М. Теория устойчивости автомобиля. – М.: Машгиз, 1947. – 156 с. 4. Гецович Е. М. Исследование предельных возможностей противоблокировочных систем по обеспечению устойчивости автомобиля: Автореф. дис. ... канд. техн наук / Харьк. автом. дорожный ин-т. – Харьков, 1980. 20 с. 5. Динамика автомобиля / М. А. Подригало, В. П. Волков, А. А. Бобошко, В. А. Павленко, В. Л. Файст, Д. М. Клец, В. В. Редько / Под ред. М. А. Подригало. – Харьков: ХНАДУ, 2008. – 424 с. 6. Устойчивость колёсных машин против заноса в процессе торможения и пути её повышения / М. А. Подригало, В. П. Волков, В. А. Павленко, В. Н. Павленко, М. В. Байцур, А. И. Назаров, В. О. Алексеев / Под ред. М. А. Подригало. – Харьков: ХНАДУ, 2006. – 377 с.

УДК 629.114.07

**МАНДРЫКА В.Р., МАНДРЫКА А.В.**, НТУ «ХПИ», Казенное предприятие  
«ХКБМ им. А.А. Морозова»

**МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАЗДАТОЧНОЙ КОРОБКИ ДЛЯ  
ПОДКЛЮЧЕНИЯ ПОТОКА МОЩНОСТИ ОТ ДВИГАТЕЛЯ К  
ВЕДУЩИМ МОСТАМ ПОЛНОПРИВОДНОЙ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ  
БЕЗ ЕЕ ОСТАНОВКИ**

Представлена математична модель дає можливість провести дослідження розроблювальних елементів трансмісії з гідроприводами та підібрати раціональні закони для їх управління.

**Введение.** В серийных моделях отечественных полноприводных грузовых автомобилей и колесных тракторов подключение в процессе движения предварительно отключенного моста не предусмотрено. Известны конструкции раздаточной коробки, которая содержит ряд новых элементов, обеспечивающих это включение. К их числу относятся:

- Муфта трения с гидравлическим приводом, которая предназначена для передачи потока мощности на подключаемый мост во время ее включения;
- Обгонная муфта, которая размыкает поток мощности, передаваемый на подключаемый мост при достижении равенства линейных скоростей под ведущими колесами основного и подключаемого мостов.

Включение муфты трения производится водителем. Однако закон управления включением муфты зависит в основном от параметров гидропривода и может быть подобран при исследовании переходных процессов, возникающих в трансмиссии автомобиля при подключении моста в процессе движения.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Исследование процесса переключения передач автомобилей и колесных тракторов в процессе движения проведено достаточно обширно [1,2,3]. Однако, динамика изменения нагрузок в трансмиссии машины при подключении дополнительных мостов в процессе движения исследована не в полной мере.

**Цель и постановка задачи.** Целью исследования является изучение динамических нагрузок, которые возникают при подключении ведущих мостов, для чего необходимо составление математической модели, учитывающей указанные требования. В качестве объекта исследования принимаем полноприводное транспортное средство, обеспечивающее движение с основным, постоянно включенным ведущим мостом, и имеющее возможность подключать в процессе движения дополнительные ведущие мосты. В качестве нагрузки принимаются основные рабочие режимы, в том числе транспортные операции и пахота.

**Теоретические исследования.** Для составления математической модели системы «Транспортное средство с постоянно включенным основным мостом – устройство подключения – дополнительный ведущий мост» рассмотрим динамическую модель, которая приведена на рисунке 1.

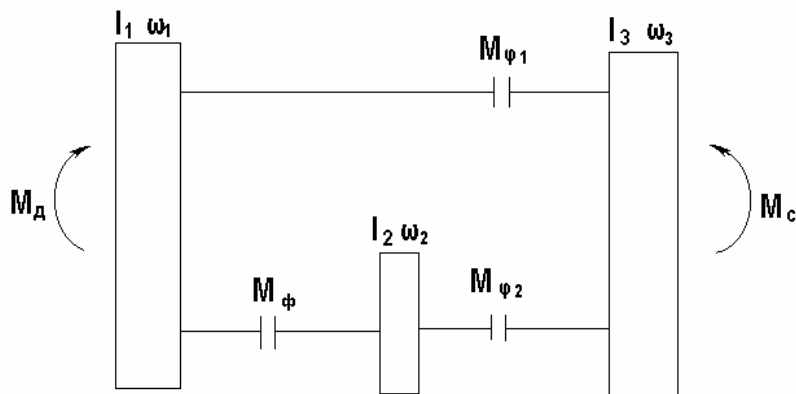


Рис.1 – Динамическая модель системы

С использованием метода Д’Аламбера на основании схемы, представленной на рис.1, получим ее математическую модель:

$$I_1 \cdot \frac{d\omega_1}{dt} = M_d - (M_{\varphi_1} + M_{\varphi});$$

$$I_2 \cdot \frac{d\omega_2}{dt} = M_{\varphi} - M_{\varphi_2};$$

$$I_3 \cdot \frac{d\omega_3}{dt} = (M_{\varphi_1} + M_{\varphi_2}) - M_c.$$

где:

$I_1$  - приведенный к ведущим колесам основного моста момент инерции вращающихся частей двигателя, муфты сцепления, коробки передач, карданного вала, элементов трансмиссии, находящихся в основном мосту, ведущих колес основного моста;

$I_2$  - приведенный к ведущим колесам дополнительного моста момент инерции вращающихся частей карданного вала, элементов трансмиссии, находящихся в дополнительном мосту, ведущих колес дополнительного моста;

$I_3$  - приведенный к ведущим колесам основного и дополнительного мостов момент инерции поступательно движущихся частей колесной машины с прицепом или технологическим оборудованием;

$M_d$  - приведенный к ведущим колесам крутящий момент на коленчатом валу двигателя;

$M_{\varphi}$  - приведенный к ведущим колесам крутящий момент на гидроподжимной муфте, передающей поток мощности от двигателя на ведущий мост;

$M_{\varphi_1}, M_{\varphi_2}$  - момент от сил сцепления ведущих колес переднего и заднего мостов с почвой;

$M_c$  - момент от сил сопротивления при выполнении машиной основных рабочих режимов.

Сделаем следующие допущения:

- в качестве энергетической установки для грузовых автомобилей и тракторов принимаем дизельный двигатель;
- работа объекта исследования осуществляется при полной подаче топлива в цилиндры двигателя.

Математическое описание регуляторной ветви скоростной характеристики дизеля может быть аппроксимировано параболой, а корректорной ветви – линейной зависимостью в функции от скорости вращения коленчатого вала. Тогда математическая модель двигателя имеет вид:

$$M_{\delta} = \begin{cases} a_0 + a_1 \cdot \omega_1 + a_2 \cdot \omega_1^2; \text{ при } \omega_M < \omega_1 \leq \omega_N \\ b_0 + b_1 \cdot \omega_1; \text{ при } \omega_N < \omega_1 \leq \omega_{xx} \end{cases},$$

где:  $\omega_M$ ,  $\omega_N$ ,  $\omega_{xx}$  - значения приведенной угловой скорости коленчатого вала двигателя, соответствующие максимальному моменту, максимальной мощности и максимальной скорости коленчатого вала при отсутствии нагрузки;

$a_0$ ,  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $b_0$ ,  $b_1$  - коэффициенты аппроксимации.

Моменты от сил сцепления ведущих колес основного и дополнительного мостов с почвой  $M_{\varphi_1}$  и  $M_{\varphi_2}$  будут иметь соответственно следующий вид:

$$M_{\varphi_1} = G_1 \cdot \varphi_1 \cdot R_{вк}; \quad M_{\varphi_2} = G_2 \cdot \varphi_2 \cdot R_{вк},$$

где:  $G_1$ ,  $G_2$  - вертикальная нагрузка на ведущие колеса основного и дополнительного мостов. Принимаем, что  $G_1$  и  $G_2$  в процессе движения сохраняют свои величины неизменными, а в процессе подключения дополнительного моста изменяются с учетом инерционных свойств объекта исследования;

$R_{вк}$  - радиусы ведущих колес основного и дополнительного мостов, которые принимаем равными между собой.

Коэффициент сцепления движителей тягово-приводных машин с почвой  $\varphi$  является функцией от буксования  $\delta$ . Принимаем, что для грузовых полноприводных автомобилей и колесных тракторов с близкими значениями весовых и энергетических характеристик эту зависимость можно считать одинаковой и определенной в [4]:

$$\varphi = A - B \cdot \exp(-C \cdot \delta),$$

где:  $A$ ,  $B$  и  $C$  – коэффициенты аппроксимации, зависящие от типа движителя, вида колесной формулы и характеристик почвы.

В соответствии с определением буксования и схемой, приведенной на рис.1, зависимости буксования колес основного  $\delta_1$  и дополнительного  $\delta_2$  мостов имеют следующий вид:

$$\delta_1 = \frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_1}, \quad \delta_2 = \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_2}.$$

Окончательно, с учетом принятых допущений моменты от сил сцепления ведущих колес заднего и переднего мостов с почвой  $M_{\varphi_1}$  и  $M_{\varphi_2}$  имеют вид:

$$M_{\varphi_1} = G_1 \cdot R_{\text{вк}} \cdot \left\{ A - B \cdot \exp \left[ -C \cdot \left( \frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_1} \right) \right] \right\};$$

$$M_{\varphi_2} = G_2 \cdot R_{\text{вк}} \cdot \left\{ A - B \cdot \exp \left[ -C \cdot \left( \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_2} \right) \right] \right\}.$$

Сила сопротивления при выполнении транспортным средством рабочих режимов  $P_c$  складывается из сопротивления перекачиванию  $P_f$  и величины крюковой нагрузки  $P_T$ , которые являются функциональными зависимостями от скорости движения агрегата, т.е.  $P_c = P_f + P_T$ .

В свою очередь

$$P_f = f_T \cdot G_T,$$

где  $G_T = G_1 + G_2$  - вес трактора,  $f_T$  - коэффициент сопротивления перекачиванию.

По результатам экспериментальных исследований, зависимости  $f_T = f(V)$  и  $P_T = f(V)$  были аппроксимированы параболой с использованием метода наименьших квадратов, уравнения которых имеют следующий вид:

$$f_T = c_0 + c_1 \cdot R_{\text{вк}} \cdot \omega_3 + c_2 \cdot R_{\text{вк}} \cdot \omega_3^2;$$

$$P_T = d_0 + d_1 \cdot R_{\text{вк}} \cdot \omega_3 + d_2 \cdot R_{\text{вк}} \cdot \omega_3^2,$$

где:  $c_0, c_1, c_2, d_0, d_1, d_2$  - коэффициенты аппроксимации.

Окончательно момент от сил сопротивления  $M_c$  имеет вид:

$$M_c = P_c \cdot R_{\text{вк}} = [(c_0 + c_1 \cdot R_{\text{вк}} \cdot \omega_3 + c_2 \cdot R_{\text{вк}} \cdot \omega_3^2) \cdot G_T + (d_0 + d_1 \cdot R_{\text{вк}} \cdot \omega_3 + d_2 \cdot R_{\text{вк}} \cdot \omega_3^2)] \cdot R_{\text{вк}}.$$

Крутящий момент на гидropоджимной муфте  $M_\phi$ , передающей поток мощности от двигателя на дополнительный ведущий мост, определяется конструктивными параметрами муфты (количество пар трения, габариты дисков), а также законом изменения давления во времени  $p = f(t)$  при его включении и выключении, представленным на рисунке 2.

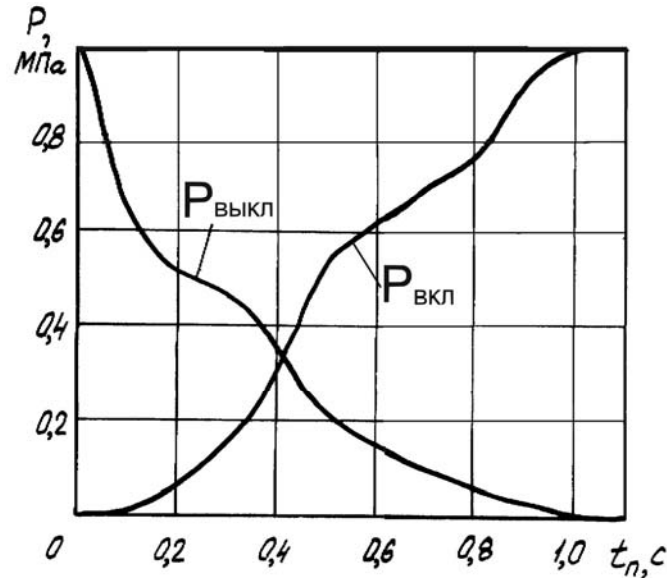


Рис. 2 - Зависимость изменения давления  $p$  в гидромуфте при ее включении  $p_{\text{вкл}}$  и выключении  $p_{\text{выкл}}$

Из экспериментальных данных, приведенных на рисунке 2, следует, что математически представить зависимость  $p = f(t)$  можно с использованием метода кусочно-линейной аппроксимации, который имеет вид:

$$p = \begin{cases} 0; & t \leq t_1 \\ K_1 \cdot t; & t_1 < t \leq t_n \\ p_0; & t > t_n \end{cases},$$

где:  $K_1 = 1,11$ ;  $t_1 = 0,1$  с;  $p_0 = 1$  МПа;  $t_n = 1$  с.

Максимальное значение момента трения  $M_{\phi}$ , передаваемого гидромуфтой, равняется:

$$M_{\phi \max} = \beta \cdot \mu \cdot p \cdot z \cdot \frac{\pi}{2} \cdot (R_n^2 - R_s^2) \cdot (R_n + R_s),$$

где  $\mu$  - усредненное значение коэффициента трения пары «сталь - металлокерамика»;

$p$  - давление на выходе распределителя. Принимаем, что давление на выходе распределителя равно давлению в бустере гидромуфты;

$z$  - число пар трения;

$\beta$  - коэффициент запаса муфты трения;

$R_n, R_s$  - наружный и внутренний радиусы дисков трения.

Принимаем, что при замыкании гидropоджимной муфты величина  $M_{\phi}$  уменьшается по экспоненциальному закону:

$$M_{\phi} = M_{\phi 0} \cdot (1 + e^{-k \cdot t}),$$

где  $k$  - коэффициент аппроксимации, характеризующий скорость уменьшения  $M_{\phi}$ ;

$M_{\phi 0}$  - установившееся значение момента сопротивления под дополнительным ведущим мостом.

Моделирование процесса включения гидropоджимной муфты при подключении дополнительного моста автомобиля в процессе движения будем проводить, решая исходную систему дифференциальных уравнений с использованием пакета СИАМ.

Определяя законы изменения угловых скоростей  $\omega_1, \omega_2$ , находим работу буксования дисков трения с учетом взаимодействия ведущих колес, воспользовавшись известной зависимостью:

$$A_{\delta} = \int_{t_0}^{t_1} M_{\phi 1} \cdot (\omega_1 - \omega_2) \cdot dt,$$

где  $M_{\phi 1}$  - приведенный к валу гидropоджимной муфты момент, определяемый условиями движения объекта исследования.

Выбор параметров закона управления гидромuфтой будем проводить как с учетом температурной загруженности муфты трения при подключении дополнительного ведущего моста, так и коэффициента динамичности, определяющего динамику этого подключения.

### Выводы

Представленная математическая модель дает возможность провести исследования как существующих, так и разрабатываемых элементов трансмиссии с объемными гидropриводами и подобрать рациональные законы их управления.

**Список литературы:** 1. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Александров Е.Е., Волонцевич Д.О., Карпенко В.А., Лебедев А.Т., Перегон В.А., Самородов В.Б., Туренко А.Н. – Харьков: Издательство ХГАДТУ (ХАДИ), 2001. – 642с. 2. Коденко М.Н. Динамика управления движением гусеничных тракторов. – Харьков: Выща школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1983. – 128с. 3. Коденко М.Н., Артюшенко А.Д., Мандрыка В.Р., Мироненко В.И. Системы автоматического управления режимами работы сельскохозяйственных тракторов / Под ред. Коденко М.Н. Х.: Выща шк. Изд-во при Харьк. ун-те, 1988. – 152 с. 4. Колобов Г.Г., Парфенов А.П. Тяговые характеристики тракторов. – М.: Машиностроение, 1972. – 157с.

УДК 629.062

**СКЛЯРОВ Н.В., ХНАДУ**

# **ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ ИЗМЕНЕНИЯ ДАВЛЕНИЙ В ПОЛОСТЯХ ДВУХКАМЕРНОГО ВАКУУМНОГО УСИЛИТЕЛЯ**

Розроблено методику та обладнання і виконано експериментальне дослідження по визначенню характеру зміни тиску в порожнинах двохкамерного вакуумного підсилювача при гальмуванні та розгальмуванні.

**Введение.** С увеличением интенсивности движения автомобилей возрастают требования к эффективности их торможения. Одновременно с повышением эффективности тормозных систем существует необходимость в снижении энергетических затрат водителя по управлению торможением. Удовлетворение этих противоречивых требований возможно в частности с применением усилителей в гидравлическом тормозном приводе. Наиболее применяемыми в настоящее время являются вакуумные усилители различной конструкции.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Преобладающее влияние на динамические свойства гидравлического тормозного привода определяется применением вакуумного усилителя. Проблемы быстрого действия вакуумных устройств в зависимости от изменения разрежения были затронуты в работах [1, 2]. С повышением мощности вакуумных усилителей, при переходе на двухкамерные схемы, вопросы быстрого действия выходят на первый план. Очевидными факторами, влияющими на быстрое действие, являются:

- увеличение суммарных рабочих объемов;
- характер перераспределения давлений в рабочих полостях;
- изменение уровня разрежения, как в начале срабатывания, так и в процессе работы вакуумного усилителя.

**Цель и постановка задачи.** Целью данного экспериментального исследования является характер перераспределения давлений в рабочих полостях.

**Экспериментальное исследование изменения давлений в полостях усилителя.** Для исследования изменения давлений в рабочих полостях двухкамерного вакуумного усилителя представленного на рис. 1.

Размещение исследуемого усилителя на экспериментальной установке показано на рис. 2.

Особенности используемого измерительно-регистрирующего комплекса подробно изложены в [3].

Нагрузки входа (толкателя) усилителя выполнялось пневматическим нагружающим устройством (поз. 3 рис. 2). Усилие нагружения задавалось давлением на входе в пневмокамеру. Темп срабатывания устанавливался дросселем на входе в пневмокамеру.

В выполненных исследованиях усилие на толкателе устанавливалось в пределах  $F_T = 2500 - 2600$  Н, что соответствовало максимальному усилию на тормозной педали. Темп приложения усилия был постоянным  $t = 0,2$  с.



Цикл исследований выполнялся с изменением разрежения на входе усилителя в интервале  $P_b = 4 - 92$  кПа абсолютного давления.

Типовой характер и параметры изменения давлений показаны на рис. 3.

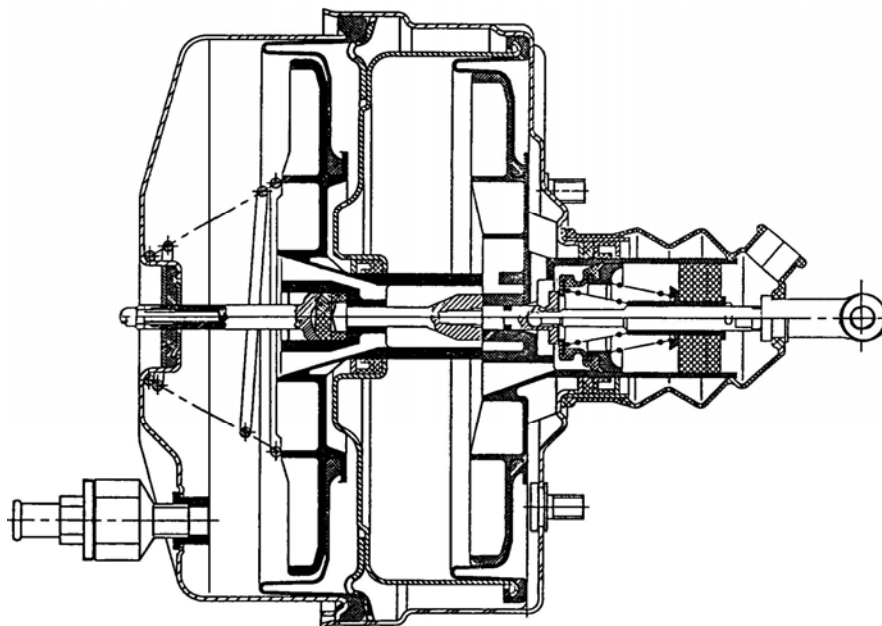


Рисунок 1 – Конструкция исследуемого двухкамерного вакуумного усилителя ХАДИ – 3510010

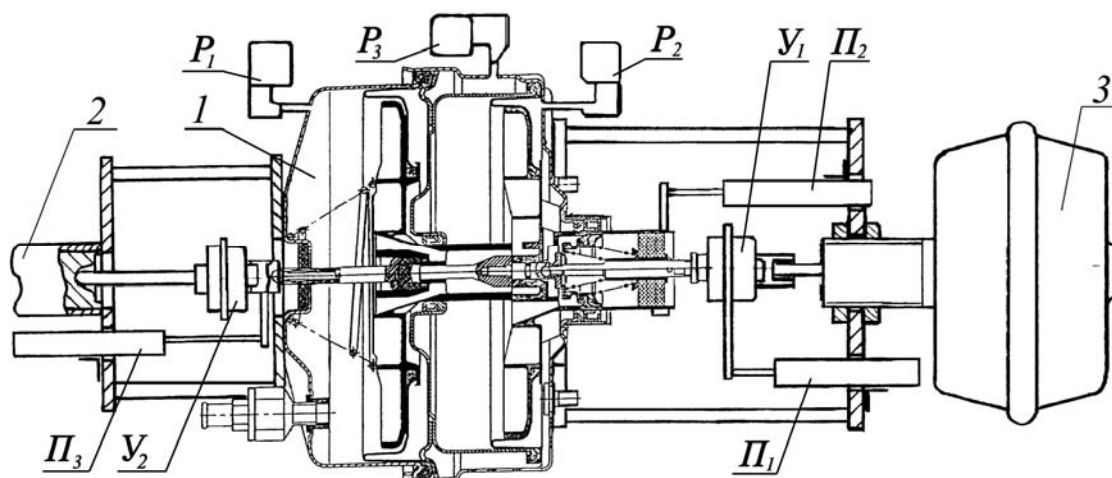


Рисунок 2 – Схема размещения вакуумного усилителя на экспериментальной установке: 1 – исследуемый вакуумный усилитель; 2 – главный тормозной цилиндр; 3 – пневмокамера;  $\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3$  – датчики перемещения толкателя, поршня и штока соответственно;  $P_1, P_2, P_3$  – датчики давления в полостях опытного усилителя;  $Y_1, Y_2$  – датчики усилия на толкателе и штоке соответственно

На диаграмме, представленной на рис. 3 и характеризующей качественную сторону изменения исследуемых давлений, приняты следующие обозначения параметров:

$P_b$  – изменение давления в вакуумной полости;  
 $P_0$  – атмосферное давление;

$P_1, P_2$  – давление в атмосферных полостях;  
 $P_{BH}$  – начальный уровень разрежения в вакуумной полости;  
 $P_{BC}$  – изменение давления в вакуумной полости в зоне следящего действия усилителя;  
 $P_{BY}$  – давление в вакуумной полости при установившейся стадии торможения;  
 $P_{BP}$  – изменение давления в вакуумной полости при растормаживании;  
 $P_{BK}$  – давление в вакуумной полости после растормаживания;  
 $t_{31}, t_{P1}$  – время изменения давления в атмосферных полостях при затормаживании и растормаживании;  
 $t_{32}, t_{P2}$  – время изменения давления в вакуумной полости при затормаживании и растормаживании.

Изменение давления и времени рабочих процессов в вакуумной и атмосферных полостях усилителя при постоянном темпе  $t = 0,2$  с и усилии на входе  $F_T \approx 2500$  Н даны в таблице 1.

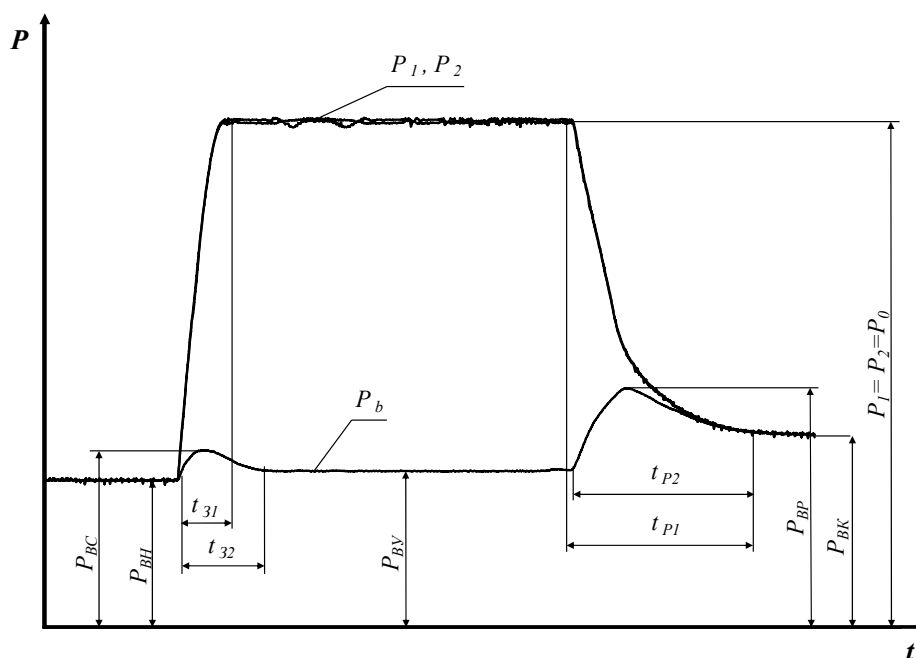


Рисунок 3 – Показатели, характеризующие процесс изменения давления в полостях усилителя

Таблица 1 – Экспериментальные параметры процесса изменения давления в полостях усилителя

Параметры процесса (рис. 3)	Значения параметров							
$P_{BH}$ – начальный уровень разрежения, кПа	92	81	65	58	46	30	12	4
$P_{BC}$ – изменение давления в вакуумной полости, кПа	97	88	72	65	57	36	16	–
$P_{BY}$ – давление в вакуумной полости на установившейся стадии, кПа	95	84	68	61	48	32	13	4

Параметры процесса (рис. 3)	Значения параметров							
$P_{BP}$ – изменение давления в вакуумной полости при растормаживании, кПа	96	87	76	68	60	48	38	32
$P_{BK}$ – давление в вакуумной полости после растормаживания, кПа	95	84	72	64	57	38	24	4
$t_{31}$ , – время изменения давления в атмосферных полостях при затормаживании, с	0,20	0,20	0,30	0,30	0,30	0,25	0,25	0,22
$t_{32}$ – время изменения давления в вакуумной полости при затормаживании, с	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,4	0,5	–
$t_{P1}$ – время изменения давления в атмосферных полостях при растормаживании, с	0,2	0,5	0,5	0,7	0,9	0,9	1,1	1,9
$t_{P2}$ – время изменения давления в вакуумной полости при растормаживании, с	0,4	0,5	0,5	0,7	0,9	0,9	1,1	1,9

### Выводы

Из анализа параметров процесса изменения давлений в полостях усилителя следует:

- полное синхронное изменения давлений в вакуумных полостях;
- уровень начального разрежения практически не влияет на время процесса затормаживания;
- время выравнивания давлений в вакуумной и атмосферной полостях увеличивается по мере увеличения начального разрежения;
- переходной процесс при затормаживании снижает уровень разрежения в вакуумной полости в среднем на 6 кПа (что составляет около 10% от общего уровня разрежения);
- более существенно изменяется разрежение в вакуумной полости при растормаживании, прогрессивно увеличиваясь в зависимости от снижения начального разрежения (при  $P_{BH}=92$  кПа падение разрежения равно 1 кПа, а при  $P_{BH}=4$  кПа снижение разрежения составляет 28 кПа).

Полученные экспериментальные закономерности использованы при уточнении газодинамической модели двухкамерного вакуумного усилителя с последующей её реализацией при создании конструкции серийного двухкамерного усилителя ХАДИ–3510010.

**Список литературы:** 1. Юрчевский А.А., Саватеев И.Г. Некоторые результаты исследования реакции усилителя тормозного привода автомобиля. – М.: Труды МАДИ. – 1978. – №161. – С. 102-106. 2. Савватеев И.Г. Исследование быстродействия усилителей тормозного привода автомобилей в режиме автоматического управления: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.05.03. – М.:МАДИ, 1981. – 24 с. 3. Шуклінов С.М., Склярів М.В., Мельнік С.П. Вимірювально-реєструючий комплекс для дослідження автомобільного гідроприводу гальм // Автошляховик України. – К.: Науково-виробничий журнал. – 2005. – №2 – С. 22-23.

УДК 656.02/004.02

**САМОРОДОВ В.Б., АНДРОСЕНКО, В.В.,** НТУ «ХП»

## **МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОЗВ'ЯЗКУ РІШЕНЬ ОПЕРАТОРА ТА ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ТРАНСПОРТНО-ЕКСПЕДИЦІЙНОГО ПІДПРИЄМСТВА**

Предложена методика исследования взаимосвязи действий оператора и эффективности работы транспортно-экспедиционного предприятия. Определенно тип и требования к выборке, выделены ее необходимые элементы и поданы основную зависимость для ее расчетов. Представлена методика для закрепления заявок потребителей за соответствующим им подвижным составом с использованием теории нечетких множественных чисел и линейного программирования. Приведен два отдельных показателя оценки эффективности закрепления и выделены границы их использования.

**Вступ.** Сучасний стан ринку транспортно-експедиційного обслуговування характеризується значним підвищенням вимог споживачів відповідно якості послуг, які надаються. Ситуація ускладнюється загальним зниженням рівня професійності робітників транспортних підприємств та операторів зокрема. Крім того, значна кількість підприємств (компаній) майже не впроваджують нові методи та технології удосконалення технологічного процесу. Особливої ваги проблема ефективності та якості послуг набуває в результаті значного підвищення конкуренції на ринку транспортних-експедиційних послуг. Поява нових та реформування старих підприємств та установ призвело до збільшення загальної кількості експедиторів та перевізників. Результатом стає поява наступних знарядь конкурентної боротьби:

- цінове протистояння (при низькому рівні якості майже не спрацьовує);
- протистояння за номенклатурою послуг (доведено, що при наданні послуг, номенклатура яких значно перевищує кількість, необхідну клієнтам, експедитором витрачаються зайві кошти для їх забезпечення);
- протистояння за інформованістю (потребує значних інформаційних ресурсів та додаткових ліцензійних продуктів);
- протистояння за якістю (найбільш доцільне протистояння, однак воно вимагає підвищення відповідності вимог споживача рівню послуги, яка надається за рахунок введення наукових розробок та нових технологій).

Якість обслуговування цілком залежить від дій операторів підприємства (фірми). При невірному виборі параметрів перевезення (нижчих за потрібні, або надто великих) виникає ситуація зменшення рівня якості по окремому замовленню отже по підприємству взагалі. Результатом дуже низького рівня стає втрата клієнтури або зменшення кількості заявок (їх розмірів).

Розробка методики аналізу взаємозв'язку роботи оператора та ефективності транспортно-експедиційного обслуговування (ТЕО) дозволить провести перевірку професійного рівня операторів та визначити доцільність впровадження електронних систем підтримки управлінських рішень. Розроблена методика надасть можливість оцінити необхідну кількість замовлень клієнтури для одержання необхідного рівня достовірності результатів.

**Аналіз публікацій щодо ефективності транспортно-експедиційного обслуговування.** Проблемою невисокого рівня якості та ефективності сучасного вітчизняного експедиційного обслуговування було зацікавлено багато дослідників.

Транспортно-експедиційним підприємствам були надані розробки та рекомендації які умовно можна поділити на:

- нові (сучасні) технологічні процеси;
- методи для аналізу структури підприємств та її оптимізації;
- методики по проектуванню та впровадженню систем якості;
- системи аналізу взаємодії підприємства та зовнішнього середовища;
- методики оцінки конкурентоспроможності фірми;
- методики вибору партнерів;
- рекомендації відповідно роботи експедитора на європейському (міжнародному) ринках;
- розробки систем взаємодії групи транспортних-експедиційних компаній;
- стратегії поведінки фірми на ринку транспортного обслуговування;
- методики організації необхідного інформаційного забезпечення та ін.

Задача ефективності роботи експедитора на українському та міжнародному ринках, безперечно, пов'язана з рівнем впровадження всіх наданих вище рекомендацій.

В роботі [1] зауважено, що в нашій державі поступово формується ринок транспортно-експедиційних послуг, створення якого припускає співробітництво та суперництво між його учасниками. Для успішного функціонування та розвитку експедиторів в умовах конкурентного протистояння необхідно не тільки підвищувати загальний рівень обслуговування клієнтури, але і розвивати надійну стратегію своєї діяльності, при реалізації якої фірма зможе отримати достатній економічний ефект – прийнятний рівень доходів, отже і прибутків.

Важливість якісної роботи операторів транспортно-експедиційних підприємств (ТЕП) різної форми власності особливо відзначено в роботі [2]. Авторами розроблено та систематизовано чотири основні форми організації ТЕО. В залежності від конкретних умов обслуговування клієнтури обирається найбільш доцільна. Важливість якісної роботи операторів доведена тим, що кожна з чотирьох форм має в своєму складі або виробничо – диспетчерські дільниці або диспетчерські пункти.

**Цілі та постановка завдання.** Основною ціллю роботи є аналіз впливу на ефективність підприємства дій операторів. Для його виконання необхідно:

- визначити елементи для розрахунків значення вибірки, їх розміри та приблизні значення (діапазон значень, доцільні значення, граничні значення);
- надати методику закріплення заявок споживачів за відповідним рухомим складом;
- надати методику для пошуку ступеня розходження та надати практичні рекомендації.

Для оцінки ефективності дій операторів необхідно визначити межу припустимої якості, при якій клієнт буде звертатись до експедиційного підприємства. Ефективністю будемо вважати різницю в обсягах, викликану відмовками від поданої заявки (в випадку обробки заявки з рівнем якості нижчим за поставлену межу) при вирішенні задач закріплення оператором та за допомогою представленої методики. Для додаткової, більш точної перевірки розходження необхідно використовувати різницю між середньо зваженим рівнем якості обслуговування клієнтури.

Кількість показників якості рухомого складу відповідно до бажань клієнтів необхідно збільшувати (зменшувати) в залежності від рівня точності, який потребує реальне дослідження. Значення показників якості необхідно шукати як відповідні функції приналежності. Для побудови функцій приналежності необхідно збір вхідних даних виконувати за допомогою цілочисельного анкетування. При попередньому,

пілотному, дослідженні можна використовувати десятибальну систему оцінки важливості, однак для збільшення точності дослідження, потрібно підвищити діапазон важливості показників якості.

**Виділення необхідних елементів для розрахунків розміру вибірки, визначення їх граничних та доцільних значень.** В дослідженнях, спрямованих на виявлення ефекту (різниця в ефективності використання знань оператора або додаткових методик та програмних продуктів) оцінка розміру вибірки необхідна для упевнення, з високим ступенем вірогідності, в наявності ефекту (важливого ефекту). Вірогідність пропущення реально існуючого ефекту при наданих даних повинна бути раціонально мінімальна. В випадку, коли розмір вибірки невеликий, для значної різниці між групами неможливо буде довести, що вона не є наслідком вибіркової варіабельності.

Для визначення вибірки необхідно визначити наступні параметри дослідження:

- вид тесту значимості (одно- або двосторонній);
- дизайн дослідження;
- ієрархічність даних;
- кількість частот, які оцінюються.

При односторонньому тесті значимості альтернативна гіпотеза визначає можливий напрямок розходжень, а нульова гіпотеза включає ситуації, коли ефект однаковий або одна з частот дає нижчі результати. На відміну від одностороннього в двосторонньому тесті значимості альтернативна гіпотеза припускає розбіжність в будь якому напрямку, а нульова гіпотеза полягає в їх повній відсутності. Використання одностороннього тесту можливо лише в випадках, коли дослідник повністю впевнений відповідно напрямку відмінностей. Доцільніше використовувати другий різновид тестів значимості.

Визначення ієрархічності даних дозволяє запобігти значному впливу неважливої інформації та зменшити розмір вибірки для забезпечення необхідного рівня значимості.

Оцінюючи ефективність використання оператора або допоміжної методики необхідно проводити аналіз двох частот. Аналіз однієї частоти часто базується на використанні “методу приблизного нормального розподілення”, отже він застосовується при дослідженнях поширення надання окремої послуги підприємствами або установами.

Крім визначення параметрів дослідження необхідно визначення значень наступних змінних:

- рівень значимості;
- потужність;
- відсоток відгуків та втрат при дослідженні (передбачувана частота порушень);
- розмір важливого ефекту;
- стандартне відхилення.

Рівень значимості – це граничне значення для довірчої вірогідності, нижче якого нульова гіпотеза повинна бути відхилена та зроблено висновок про докази наявності ефекту. Розмір рівня не повинен перевищувати 5%, однак деякі вчені [3] впевнені, що для більшої адекватності необхідно використовувати його 1% значення.

Потужність дослідження – вірогідність адекватного відкидання нульової гіпотези. Підвищення значення потужності зменшує вірогідність пропуску істинного ефекту. Значення потужності фіксується на рівні 80%, 90% або 95%.

Кількість елементів (осіб), які повинні бути залучені для дослідження, повинно буди збільшено в залежності від можливих відгуків та втрат при спостереженні.

Чисельне анкетування передбачає рівень порушень від 10 до 25% в залежності від кількості запитань. Надмірне підвищення загальної кількості експертних запитань призводить до значного збільшення розміру порушень. Автори роботи [4] вважають, що загальна кількість запитів не повинна перевищувати дванадцяти.

Вибірка повинна бути сформована таким чином, щоб при наявності реальних відмінностей були отримані статистично вагомі результати. Важливий ефект дозволяє виділити саме доцільне значення цих розходжень. Так, для окремого транспортно-експедиційного підприємства розмір припустимого ефекту повинен бути не менше 5%. Неважливим можна вважати ефект (крім окремих випадків) менший за 1%.

Необхідність застосування серед змінних стандартного відхилення зобов'язує дослідника проводити попередні дослідження або користуватись, на рівні припущень, відомою інформацією. В разі неможливості проведення пілотних досліджень необхідно визначити можливо-припустиме значення стандартного відхилення та в разі необхідності збільшувати розмір вибірки.

Характеристики параметрів та рекомендовані розміри змінних зведено в таблицю 1.

Таблиця 1 – Основні параметри та розміри змінних

Параметри			
Назва		Значення	
Вид тесту		Двосторонній	
Ієрархічність даних		Відсутня	
Кількість частот		Дві	
Розмір груп аналізу		Однаковий	
Дизайн дослідження		–	
Змінні			
Назва	Позначення	Припустимий діапазон значень	Рекомендоване значення
Довірча вірогідність	$p$	0,01 – 0,05	–
Рівень значимості	$p$	0,01 – 0,05	–
Потужність	$W$	0,8 – 0,95	–
Відсоток втрат та відгуків	$\Delta$	–	–
Розмір важливого ефекту	$DIFF$	–	–
Стандартне відхилення	$SD$	–	–

Необхідно зауважити, що при дослідженні взаємозв'язку дій операторів з ефективністю ТЕО групи аналізу мають однаковий розмір.

$$n = \frac{(A+B)^2 \cdot 2 \cdot (SD)^2}{DIFF^2}, \quad (1)$$

де  $n$  – розмір вибірки для порівняння двох середніх;  $A, B$  – залежні коефіцієнти від рівня значимості та потужності відповідно;  $SD$  – стандартне відхилення для основної змінної виходу;  $DIFF$  – важливий ефект.

Коефіцієнти значення яких залежить від рівня значимості та потужності зведено до таблиці 2.

Таблиця 2 – Значення залежних коефіцієнтів

Рівень значимості	$A$
5%	1,96
1%	2,58
Потужність	$B$
80%	0,84
90%	1,28

Використовуючи співвідношення (1) можна розрахувати необхідну кількість заявок для доведення існування ефекту.

**Методика закріплення заявок споживачів за відповідним рухомим складом.** Нижче наведена методика, яка, використовуючи теорію нечітких множин та лінійне програмування, виконує розсортування рухомого складу за відповідними замовленнями, орієнтуючись на мінімізацію розходження в вимогах клієнтів відповідно характеристик бажаного рухомого складу та реальними характеристиками наданого.

Крім того методика дозволяє визначати, в оперативному порядку, інтегральний показник якості по всіх замовленнях та по кожному запиту окремо.

**Математична постановка задачі.** У моделі прийняті наступні припущення: 1) існування транспортного ринку; 2) наявність реальної потреби в виконанні перевезень; 3) рухомий склад характеризується  $p$  ознаками; 4) ступінь важливості ознак при прийнятті рішення про закріплення за рухомим складом варіюється між споживачами; 5) один автомобіль тим більше має переваг, чим більш близькі його ознаки за своїм ступенем важливості до оцінки споживача.

Нехай  $X = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$  – множина замовлень споживачів та  $Y = \{y_1, y_2, \dots, y_p\}$  – множина ознак оцінки споживачів. Нехай  $Z = \{z_1, z_2, \dots, z_m\}$  – множина рухомого складу, який пропонується.  $A = \{a_1, a_2, \dots, a_m\}$  – провізні можливості  $i$  – го автомобілю та  $B = \{b_1, b_2, \dots, b_n\}$  – потреби в перевезенні в  $j$  – му замовленні.

Задача закріплення заявок споживачів за відповідним рухомим складом вирішувалась з використанням різних теорій та методик, програмних продуктів та систем різного ступеня складності. Так, в роботі [5], надано методику пошуку раціональної структури парку рухомого складу у відповідності до потреб клієнтури,



алгоритм та програму для автоматизації розрахунків. Для вирішення запропоновано використовувати імітаційне моделювання. На відміну від вище наведеної методики, в дослідженні [6], для визначення структури автопарку застосовують ігровий підхід. Він надає широкі можливості для постановки, розв'язання та аналізу задач планування діяльності перевізників та експедиторів в ринкових умовах. Серед недоліків обох методик необхідно особливо відзначити мінімальне врахування бажань клієнтури та відхилення найбільш важливого, в ринкових умовах, показника транспортно-експедиційного обслуговування – якості послуги. Але саме від ступеня відповідності рухомого складу бажанням замовника головним чином і залежить інтегральний показник якості

Нехай  $\tilde{\Lambda} = (X, Y, \tilde{F})$  – є нечіткою відповідністю, яка задається матрицею інцидентів  $D_{\Lambda}$ , строки та стовпці якої позначені відповідно елементами множин  $X$  та  $Y$ , а на перехресті  $x_i$  та  $y_i$  знаходиться елемент  $d_{ij} = \mu_F \langle x_i, y_i \rangle$ . Функцію приналежності  $\mu_F : X \times Y \rightarrow [0, 1]$  можна інтерпретувати як необхідні відсоткові значення показника  $y_i$  з точки зору замовника  $x_i$ . Матрицю  $D_{\Lambda}$  можна представити в вигляді

$$D_{\Lambda} = \begin{matrix} & y_1 & y_2 & \dots & y_p \\ \begin{matrix} x_1 \\ x_2 \\ \dots \\ x_n \end{matrix} & \left\| \begin{matrix} \mu_F(x_1, y_1) & \mu_F(x_1, y_2) & \dots & \mu_F(x_1, y_p) \\ \mu_F(x_2, y_1) & \mu_F(x_2, y_2) & \dots & \mu_F(x_2, y_p) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \mu_F(x_n, y_1) & \mu_F(x_n, y_2) & \dots & \mu_F(x_n, y_p) \end{matrix} \right\| \end{matrix} \quad (2)$$

Нехай  $\tilde{\Omega} = (Y, Z, \tilde{T})$  – є нечіткою відповідністю, яка задається матрицею інцидентів  $H_{\Omega}$ , строки та стовпці якої позначені відповідно елементами множин  $Y$  та  $Z$ , а на перехресті  $x_i$  та  $y_i$  знаходиться елемент  $h_{ij} = \mu_T \langle y_i, z_i \rangle$ , де  $\mu_T$  – функція приналежності елементів з  $Y \times Z$  до нечіткої відповідності. Функцію  $\mu_T : Y \times Z \rightarrow [0, 1]$  можна інтерпретувати як рівень відповідності автомобіля  $z_i$  показнику  $y_i$ . Матрицю  $H_{\Omega}$  можна представити в вигляді

$$H_{\Omega} = \begin{matrix} & z_1 & z_2 & \dots & z_m \\ \begin{matrix} y_1 \\ y_2 \\ \dots \\ y_n \end{matrix} & \left\| \begin{matrix} \mu_T(y_1, z_1) & \mu_T(y_1, z_2) & \dots & \mu_T(y_1, z_m) \\ \mu_T(y_2, z_1) & \mu_T(y_2, z_2) & \dots & \mu_T(y_2, z_m) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \mu_T(y_n, z_1) & \mu_T(y_n, z_2) & \dots & \mu_T(y_n, z_m) \end{matrix} \right\| \end{matrix} \quad (3)$$

Для остаточної постановки задачі необхідно ввести додаткове поняття: нетіткий граф (нечітка відповідність) з визначеними параметрами. Нехай  $\tilde{\Psi} = (X : A, Z : C, \tilde{W})$  – нетіткий граф з визначеними параметрами. Тоді  $X : A$  – область

відправлення  $(x_i, i=1,2,\dots,n, x \in X)$  з параметрами  $(a_i, i=1,2,\dots,n, a \in A)$ , які при рішенні поставленої задачі будуть відображати множину замовлень з відповідними обсягами та  $Z:C$  - вершини входу область прибуття  $(z_j, j=1,2,\dots,m, z \in Z)$  з параметрами  $(c_{ij}, i=1,2,\dots,n, j=1,2,\dots,m, c \in C)$ , які відображають закріплення рухомого складу за відповідними заявками зі знайденими обсягами.  $\tilde{W}$  виступає в ролі нечіткого графіку нечіткої відповідності

Необхідно знайти  $\tilde{\Psi} = (X:A, Z:C, \tilde{W})$  де  $c_{ji}$  - закріплені обсяги за відповідним рухомим складом.

**Закріплення заявок споживачів за відповідним рухомим складом.**  
Виконання закріплення заявок за відповідним рухомим складом необхідно проводити в два етапи:

- пошук ступеня приналежності відповідності  $\Omega$  відповідності  $\Lambda$ ;
- здійснення остаточного закріплення.

Ступінь приналежності необхідно розраховувати за допомогою переробленої відстані Хемінгу, яка є окремим випадком відстані Мінковського. Попередньо визначаються різниця між бажаннями клієнтів та характеристиками рухомого складу, тобто

$$\sigma_{y_i}(x_i, z_i) = \begin{cases} |\mu_F(x_i, y_i) - \mu_T(y_i, z_i)|, & \text{якщо } 01) \\ 1, & \text{якщо } 02) \end{cases} \quad (4)$$

$$1) \mu_F(x_i, y_i) > \mu_T(y_i, z_i)$$

$$2) \mu_F(x_i, y_i) < \mu_T(y_i, z_i)$$

Виконання цієї умови дозволяє запобігти випадку закріплення заявки за рухомим складом з недостатньо високим рівнем показників. Загальна ступінь приналежності знаходиться за допомогою нової середньої відстані Хеммінгу, яка є ланками нечіткого графу  $\tilde{\Delta} = (X, Z, \tilde{Q})$

$$\mu_Q(x_i, z_j) = \frac{\sum_{k=1}^p \sigma_{y_k}(x_i, z_j)}{p} \quad (5)$$

Для спрощення подальших розрахунків нечіткий граф приймає вигляд матриці інцидентцій  $R_\Delta$

$$\begin{matrix} & z_1 & z_2 & \dots & z_m \end{matrix}$$

$$R_{\Delta} = \begin{matrix} x_1 \\ x_2 \\ \dots \\ x_n \end{matrix} \left\| \begin{matrix} \mu_Q(x_1, z_1) & \mu_Q(x_1, z_2) & \dots & \mu_Q(x_1, z_m) \\ \mu_Q(x_2, z_1) & \mu_Q(x_2, z_2) & \dots & \mu_Q(x_2, z_m) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \mu_Q(x_n, z_1) & \mu_Q(x_n, z_2) & \dots & \mu_Q(x_n, z_m) \end{matrix} \right\| \quad (6)$$

Здійснення остаточного закріплення необхідно виконувати з використанням лінійного та нелінійного програмування. В якості прикладу, застосовано класичну транспортну таблицю. Цільовими елементами виступають функції приналежності окремої заявки до рухомого складу. В якості обмежень, які накладаються на задачу, використані обсяги перевезення (надані клієнтами в замовленнях) та провізні можливості окремих марок автомобілів.

Нехай потреби до перевезення споживачів  $x_1, x_2, \dots, x_n$  в обсягах відповідно  $b_1, b_2, \dots, b_n$  та провізні можливості окремих марок рухомого складу  $z_1, z_2, \dots, z_m$  в обсягах відповідно  $a_1, a_2, \dots, a_m$ . Обсяг перевезення вантажу  $i$ -клієнта  $j$  - автомобілем складе  $P_{ij}$ . При виконанні перевезень автомобіль  $z_j$  може перевезти

$$a_j = \sum_{i=1}^n P_{ij}, \quad j=1, 2, \dots, m \quad (7)$$

Так як споживачу  $x_i$  потрібно перевезти

$$b_j = \sum_{j=1}^m P_{ij}, \quad i=1, 2, \dots, n \quad (8)$$

Потрібно визначити сукупність величин  $C_{ij} \geq 0$ , які задовольняють умовам

$$\sum_{j=1}^n c_{ij} = a_{ij}, \quad j=1, 2, \dots, m \quad (9)$$

$$\sum_{i=1}^m c_{ij} = b_{ij}, \quad i=1, 2, \dots, n \quad (10)$$

та мінімізують функцію

$$L = \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n c_{ij} \cdot \mu_Q(x_i, z_j) \rightarrow \min, \quad (11)$$

де  $\mu_Q(x_i, z_j)$  - значення функції приналежності окремої заявки до відповідної марки рухомого складу.

Загальним підсумком рішення задачі транспортного обслуговування стає нечіткий граф з визначеними параметрами  $\tilde{\Psi} = (X : A, Z : C, \tilde{W})$ , в якому  $X$  - множина

заявок споживачів,  $Z$  - множина рухомого складу,  $A$  - множина обсягів замовлення,  $C$  - множина обсягів закріплення, отриманих після оптимізації транспортної таблиці,  $\tilde{W}$  - нечіткий графік нечіткої відповідності (вибіркові елементи матриці інцидентів  $R_{\Delta}$ ). Результатом рішення може бути розформування вантажу окремого замовника на декілька автомобілів для забезпечення максимального рівня якості.

**Пошук ступеня розходження дій оператора та роботи методики закріплення за допомогою теорії нечітких множин.** Попередньо, перед наданням методики, необхідно представити відповідні залежності для розрахунків рівня якості закріплення рухомого складу. В якості показника рівня виконання послуги по кожному окремому клієнту можливо використовувати ступінь приналежності відповідності  $\Omega$  відповідності  $\Lambda$ . На відміну від нього, середньозважений показник, має значно більші можливості та дозволяє знайти інтегральний рівень якості за відповідний термін з урахуванням важливості окремої заявки

$$\alpha_t = \frac{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m \mu_Q(x_i, z_j) \cdot c_{ij}}{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m c_{ij}}, \quad (12)$$

де  $\alpha_t$  - середньозважений показник рівня якості за період  $t$ .

Важливість окремої заявки прямо залежить від поданих в ній обсягів, тому середньозважений показник якості в більш значній ступені враховує рівень виконання бажань за замовленням з великими обсягами. Результатом стає диференціювання клієнтів для транспортно – експедиційного підприємства за ступенем важливості. Для порівняння результатів закріплення з використанням експедитора - оператора та запропонованої методики за середньозваженим показником необхідно користуватись наступним співвідношенням

$$\omega_t = \frac{\alpha_t^{мет} - \alpha_t^{опер}}{\alpha_t^{опер}} \cdot 100\%, \quad (13)$$

де  $\omega_t$  - відсоткова різниця між інтегральним показником якості при здійсненні закріплення з використанням оператора та наданої вище методики.

Відсоткову різницю можна також інтерпретувати як окремий показник ефективності дій методики або оператора – експедитора. Позитивне значення доводить потребу у впровадженні методики, негативне, навпаки, аргументує необхідність використання людини. Пошук ефективності дій двох систем необхідно, як було помічено вище, проводити з використання порогового відсіювання. Визначення припустимого порогу якості можна виконати двома основними способами періодичний та анкетний. При використанні періодичного способу проводиться попередній статистичний аналіз відмовок від обслуговування та їх причин. Наступним кроком визначається рівень якості закріплення, який було запропоновано та з урахуванням виконаних в попередньому заявках здійснюється пошук порогового значення. Якщо використовується анкетний спосіб пошуку порогового значення проводиться попередне

анкетування реальних та можливих споживачів послуги. Далі всі показники поділяються на п'ять додаткових підкатегорій за допомогою наступної залежності

$$S_g = \left\{ y_i \mid \frac{\sum_{j=1}^n y_{ij}}{n} \geq \frac{\max(y_{ij})}{g} \right\} \text{ для всіх } y \in S_g, \quad (14)$$

де  $S_g$  - множини важливості;  $g$  - ступені важливості (п'ять);  $j$  - номери заявок;  $i$  - номери показників якості рухомого складу.

Після визначення підкатегорій важливості необхідно зменшити їх на середньоквадратичне відхилення показників якості, які до них належать. При розрахунках припустимого порогу якості це дозволить розмити границі важливості та підвищити точність розрахунків. Ступені важливості (для розрахунків припустимого порогу якості) підкатегорій та їх лінгвістичні аналоги зведені до таблиці 3.

Таблиця 3 Виділення ступеня важливості показників якості рухомого складу

№ під категорії важливості	Значення ступеня важливості $\pi_g$	Лінгвістичні змінні (терми)
1	1	Дуже важливий
2	0,8	Важливий
3	0,6	Середньоважливий
4	0,4	Маловажливий
5	0,2	Практично неважливий

Визначення мінімально припустимого рівня якості закріплення рухомого складу виконується за допомогою зважування середнього значення показника якості на ступінь його важливості, тобто

$$l = \frac{\sum_{i=1}^p y_i \cdot \pi_g}{\sum_{i=1}^p i \cdot \pi_g} \quad (15)$$

Загальна ефективність з використанням порогу припустимого рівня якості повинна визначатись з урахуванням відмовок від послуги при недостатньому закріпленні, яке не відповідає бажанням замовника. Попередньо необхідно за допомогою матриці інцидентій  $R_\Delta$  визначити значення  $\mu_Q(x_i, z_j)$  для операторного закріплення та знайти кількість відмовок в обох випадках

$$T_i^v = \begin{cases} 1, & \text{если } \mu_Q(x_i, z_j) \geq l \\ 0 & \end{cases}, \quad (16)$$

де  $T_i^v$  - значення показника відмовки або прийняття  $i$  - го замовлення, яке приймається рівним одиниці, при перевищенні мінімально припустимого рівня якості закріплення та нулю в іншому випадку;  $v$  - два випадки виконання закріплення (з використанням методика та оператора). Ефективність розраховується з урахуванням частки прийнятих до виконання обсягів, отже

$$E = \frac{\sum_{i=1}^n T_i^{мет} \cdot a_i - \sum_{i=1}^n T_i^{опер} \cdot a_i}{\sum_{i=1}^n a_i} \cdot 100\% \quad (17)$$

Аналогічно відсотковій різниці між інтегральними показниками позитивне значення показника ефективності дозволяє зробити обґрунтоване припущення про необхідність впровадження методики закріплення. Поєднання, для аналізу, обох показників ефективності дозволить об'єктивно довести необхідність переходу на нову систему або застосування старої, операторної.

### Висновки

Запропоновано методику дослідження взаємозв'язку рішень оператора та ефективності роботи ТЕП. Результати її застосування приймають вигляд практичних рекомендації щодо доцільності впровадження системи підтримки прийняття управлінських рішень для допомоги роботі оператора.

**Литература:** 1. *Нагорный Е.В.* Современное состояние украинского рынка транспортно–экспедиционных услуг и пути его реформирования // Вестник ХНАДУ. – 2003. – Вып. 22. – С. 39 – 42. 2. *Нагорный Е.В., Рибанов Г.Л., Черниш Н.Ю.* Основы транспортно экспедиционного обслуживания предприятий, организаций та населения. – Харьков: ХНАДУ, 2002. – 155 с. 3. *Armitage P., Berry G., Matthews JNS.* Statistical methods in medical reserch. – Oxford: Blackwell, 2002. – 234 p. 4. *Altman DG.* Practical statistics for medical research. – London: Chapman and Hall, 1991. – 321 p. 5. *Бекетов Ю.О., Наумов В.С.* Розрахунок раціональної структури парку рухомого складу. – Харків: Вістник ХНАДУ, 2003. – С. 65 – 68. 6. *Сословський В., Нагорний Є., Дорохов О.* Визначення структури парку транспортних засобів із застосуванням ігрового підходу. – Харків: Вістник ХДТУСГ, 2004. – С. 80 – 85.

УДК 65.012.34

**КЛИМЕНКО Т.А.**, НТУ «ХПИ»

## **МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ УПРАВЛЕНИЯ РАСПРЕДЕЛЕНИЕМ МАТЕРИАЛЬНЫХ ПОТОКОВ В СБЫТОВОЙ СЕТИ ПОСТАВЩИКА**

У розвиток роботи формалізована методика оптимізації розподілу матеріальних потоків, запропонований критерій якості відповідно до розв'язуваного типу поставленого завдання дослідження в цьому напрямку. Коротко зазначені переваги використання методики, як постачальником продукції, так і його клієнтами.

**Введение.** Понимая важность и актуальность разработки и совершенствования методик, направленных на оптимизацию распределения материальных потоков в различных системах, которые бы соответствовали современным принципам интегративности логистических партнеров, представляется целесообразным детальная постановка задач, решаемых в рамках данной проблемы, представление и анализ целевой функции и системы ограничений оптимизационной задачи.

В работе [1] одним из факторов эффективного управления материальными потоками являлась величина издержек на управление запасами. Однако данная величина являлась частью алгоритма при определении оптимального размера заказа каждого отдельного клиента. С учетом работы [2], в которой была представлена методика оптимизации управления материальными потоками на этапе распределения готовой продукции поставщика своим клиентам, основным принципом которой является учет «системных взаимосвязей» между всеми звеньями логистической системы, представляется возможным модифицировать величину издержек на управление запасами в виде целевой функции, но для всей сбытовой сети поставщика.

**Цель и постановка задачи.** Целью исследования является математическая формализация методики оптимизации управления материальными потоками на этапе распределения продукции в сбытовой сети поставщика, предложенной в работе [2].

**Постановка задачи и математическая модель.** Представим в общем виде процесс, происходящий в современных условиях рынка между поставщиком продукции и его клиентами на этапе распределения продукции между ними, т.е. в процессе выполнения заявок. Очевидно, что поставщиком продукции рассчитывается его собственный сбытовой запас, исходя из прогнозных значений ожидаемого спроса на определенный период времени. Однако, работая с каждым отдельным звеном логистической системы, он не может в полной мере утверждать об оптимальности распределения всего материального потока, так как не рассматривает логистические внутрисистемные связи и ограничения, связанные с разным статусом звеньев системы, их ожиданиями и тактическими целями собственно поставщика, которые могут изменяться в разные периоды времени.

Опишем порядок действий для пары «Клиент – Поставщик», который должен происходить в рамках функционирования предлагаемой методики оптимизации:

1. Определение (подтверждение/корректировка) стратегии поставщика – поощрение постоянных клиентов, продажа определенного типа товара, лояльность к новым клиентам и т.п.;

2. Анализ всей номенклатуры своей продукции с разбивкой ее на группы, отвечающей выбранной стратегии поставщика;
3. Оценка степени взаимозаменяемости продукции между собой. Такую оценку целесообразно проводить в два этапа. Первый – для самого поставщика, чтобы получить полную картину взаимозаменяемости для всей своей номенклатуры. Второй этап проводится персонально для каждого из клиентов, так как понятие взаимозаменяемости для каждого из них будет различным. Также, предполагается учитывать ограничения по цене в рамках возможности замещения одного типа продукции другим;
4. В соответствии с выбранной стратегией производится присвоение статуса звеньям логистической системы (клиентам). Для этого необходимо построить функцию принадлежности клиента к определенному множеству (группы по объемам партий закупок, типам товаров, приносимой поставщику прибыли и т.п.), основным элементом которой является характеристика клиента за определенный период времени, одинаковый для всех клиентов поставщика продукции;
5. Каждый клиент подает заявку на продукцию, которая должна быть представлена в виде интервального требования. Представляется возможным, что нижней границей будет являться оптимальный размер заказа, а верхней – его сумма со страховым запасом, который предложено рассчитывать по методике, предложенной в [3];
6. Вводится критерий качества, содержащий коэффициенты важности каждого клиента, в соответствии с которым будет оцениваться эффективность распределения товара в логистической системе;
7. Накладывается система ограничений, отражающая интервальные требования потребителей, количество товара на складе поставщика в данный момент времени, а в случае наличия взаимозаменяемости товара – весовые коэффициенты соответствия товаров друг другу в пределах оговоренных товарных групп индивидуально для каждого клиента, а также ценовых ограничений;
8. Путем решения задачи оптимизации по каждому клиенту определяется рациональный размер заказа, и формируются отправки;
9. Проводится анализ характеристик материального потока по каждому из клиентов (сравнивая полученные результаты отправок с пожеланиями клиентов) с помощью методов статистики и нечеткой логики, а также производится оценка экономической эффективности применения предложенной методики управления распределением материальных потоков в сбытовых сетях поставщика.

Ниже представлен критерий качества – формула (1), по которому будет оцениваться эффективность распределения товара в сбытовой сети поставщика продукции. Отметим, что постановка задачи проводилась с допущением, что клиент не может получить меньше продукции, чем нижняя граница его требований. В этом



случае отправки не формируются, и выполняется пересчет по оставшемуся на складе поставщика количеству товара.

$$F = \left( \sum_{i=1}^m C_{\Pi_{ij}} \cdot A_{ij} \right) \cdot \beta - \left( \sum_{i=1}^m \alpha_i \cdot A_{ij} \right) \rightarrow \min \quad (1)$$

где  $i$  – номер клиента;  
 $j$  – номер товара;  
 $m$  – количество клиентов;  
 $n$  – количество видов товара;  
 $F$  – критерий качества;  
 $C_{\Pi_{ij}}$  – стоимость транспортировки единицы товара, грн;  
 $\alpha_i$  – коэффициент степени важности клиента;  
 $\beta$  – уравнивающий коэффициент, показывающий соотношение между ценой товара и стоимостью его транспортировки;  
 $A_{ij}$  – размер партии отправки клиенту, шт.  
 Простейшая система ограничений имеет вид:

$$\begin{cases} A_{ij} \in Z \\ \sum_{i=1}^m \alpha_i \cdot b_{ij}^{\max} \leq d_j \\ b_{ij}^{\min} \leq A_{ij} \leq \alpha_i \cdot b_{ij}^{\max} \end{cases} \quad (2)$$

где  $Z$  – множество целых положительных чисел;  
 $d_j$  – количество  $j$ -го товара на складе поставщика, шт.;  
 $b_{ij}^{\min}, b_{ij}^{\max}$  – нижняя и верхняя границы интервальных требований каждого из клиентов по количеству товара, шт.

Данная система ограничений включает в себя требование целочисленности по количеству отгружаемой продукции (строка 1). Строка 2 указывает на ограничения по наличию  $j$ -го товара на складе поставщика на момент подачи заявки  $i$ -го клиента с учетом его коэффициента уровня обслуживания  $\alpha$  в соответствии со статусом, который присваивается ему поставщиком продукции ( $\alpha$  изменяется от 0 до 1). Строка 3 содержит интервальные требования всех клиентов по всем видам продукции.

Известно, что в процессе распределения продукции, часто возникают ситуации дефицита, при которых невозможно удовлетворить требования всех клиентов. Ниже рассмотрен пример, в соответствии с которым необходимо распределить количество товара между тремя клиентами с разной степенью важности. Критерий качества здесь записывается с учетом штрафной функции, которая не допускает выхода из интервальных ограничений по количеству товара каждого из клиентов. В исходных данных записывают также удельную стоимость транспортировки единицы товара для каждого клиента (предполагается, что она будет являться функцией от количества товара).

Предположим, что на складе поставщика продукции находится 100 единиц продукции и существует три клиента, которые представили свои требования в виде следующих интервалов (шт.):

1-й клиент: (50 – 60)

2-й клиент: (35 – 45)

3-й клиент: (20 – 25)

При этом, коэффициент степени важности,  $\alpha_i$  каждого клиента для поставщика составляет такие значения:

$$\alpha_1 := 1.4 \quad \alpha_2 := 1 \quad \alpha_3 := 3$$

Введем уравнивающий коэффициент, который соотносит стоимость единицы товара и удельную стоимость его транспортировки:

$$\beta := 0.02$$

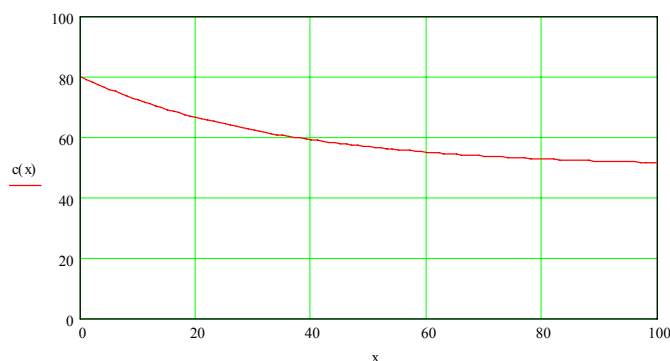
Удельную стоимость транспортировки в зависимости от количества партии отправки, зададим функцией следующего вида:

$$c(x) := 50 + 30e^{-0.03 \cdot x}$$

Здесь числовые коэффициенты выбраны произвольно и служат лишь для иллюстрации работы алгоритма. Здесь же  $x$  – это количество единиц товара на складе.

$$x := 0..100$$

Тогда функция  $c(x)$  принимает вид:



Проиллюстрируем возможную работу рассмотренного алгоритма в среде MathCAD. Здесь критерий качества записывается с использованием штрафной функции, которая не допускает выхода за пределы интервальных требований по количеству товара для каждого из контрагентов, тем самым существенно увеличивая критерий качества, который должен минимизироваться и имеет следующий вид:

$$f(x_1, x_2, x_3) := (x_1 \cdot c(x_1) + x_2 \cdot c(x_2) + x_3 \cdot c(x_3)) \cdot \beta - (\alpha_1 \cdot x_1 + \alpha_2 \cdot x_2 + \alpha_3 \cdot x_3) + [(x_1 + x_2 + x_3) > 100] \cdot 10^6,$$

где  $x_1, x_2, x_3$  – размеры партий отправок по каждому клиенту соответственно, шт.;

$c(x_1), c(x_2), c(x_3)$  – удельная стоимость транспортировки продукции для каждого клиента, грн./шт.

```

Z := r ←  $\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$ 
Fmin ← 106
for V ∈ 1..6
    u1 ← V > 3
    u2 ← (V = 2) + (V = 3) + (V = 6)
    u2 ← sign(u2)
    u3 ← (V = 1) + (V = 3) + (V = 5)
    u3 ← sign(u3)
    x1min ← 50·u1
    x1max ← 60·u1
    x2min ← 35·u2
    x2max ← 45·u2
    x3min ← 20·u3
    x3max ← 25·u3
    for x1 ∈ x1min..x1max
        for x2 ∈ x2min..x2max
            for x3 ∈ x3min..x3max
                CF ← f(x1, x2, x3)
                ok ← CF < Fmin
                Fmin ← CF if ok
                r ←  $\begin{pmatrix} x1 \\ x2 \\ x3 \end{pmatrix}$  if ok
return r

```

$$Z = \begin{pmatrix} 60 \\ 0 \\ 25 \end{pmatrix}$$

По результатам предварительных расчетов, с учетом степени важности каждого клиента и удельной стоимости транспортировки товара, очевидно, что товар получают клиенты с самым высоким коэффициентом степени важности – 1-й и 3-й, тогда как по 2-му клиенту отправки не формируются вообще, не смотря на то, что часть товара у поставщика осталась.

При распределении продукции, клиентов, которым, в соответствии с их статусом, пришлось продукции, меньше их минимальных требований – временно «обнуляем», т.е. не формируем по ним отправки. Затем, отсекая клиентов с самым высоким коэффициентом уровня обслуживания и, получивших свой товар, выполняем пересчет с целью распределения оставшейся продукции среди клиентов с более низким статусом, причем, вносятся изменения в статус оставшихся клиентов.

Очевидно, что такую операцию необходимо повторять циклически до тех пор, пока не распределится весь товар, или его остаток будет меньше минимальных требований одного из клиентов.

**Выводы.** В развитие работы [2] формализована методика оптимизации распределения материальных потоков, предложен критерий качества в соответствии с решаемым типом поставленной задачи исследования в этом направлении. Кратко указаны преимущества использования методики, как поставщиком продукции, так и его клиентами.

**Список литературы:** 1. Модели и методы теории логистики». Под ред. Лукинского В.С. – Питер Спб, 2004. 2. Клименко Т.А. Оптимизация распределения материальных потоков в логистической системе // Східно-Європейський журнал передових технологій, 2008.– № 5/5 (35). 3. Клименко Т.А. Управление страховым запасом в системе «поставщик – потребитель»// Вестник НТУ «ХПИ» Тем.выпуск «Автомобиле-и тракторостроения». 2006.

---

ЗМІСТ

ТРАКТОРОБУДУВАННЯ

Самородов В.Б., Бурлыга М.Б., Коваль А.А., Рогов А.В., Самородов Б.В. МЕТОДИКА УТОЧНЕНИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ОБЪЕМНОГО КПД АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ ГИДРОНАСОСОВ .....	3
Самородов В.Б., Ребров А.Ю. РАЗВИТИЕ КЛАССИЧЕСКИХ МЕТОДОВ ТЯГОВОГО РАСЧЕТА ТРАКТОРА С УЧЕТОМ ОСНОВНЫХ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ МТА.....	11
Абляскин О.И. ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНОГО СПОСОБА БАЗИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ ПРИ КОНСТРУИРОВАНИИ СБОРОЧНЫХ ЕДИНИЦ .....	21
Мироненко В.И., Скляр А.В., Галуцких А.Д. ПОТЕРИ НА ТРЕНИЕ В ЧУВСТВИТЕЛЬНОМ ЭЛЕМЕНТЕ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ НАВЕСНОГО ПАХОТНОГО АГРЕГАТА .....	27
Рогов А.В. УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ МОДЕЛИРОВАНИЯ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ДЛЯ АНАЛИЗА НЕРАВНОМЕРНОГО ДВИЖЕНИЯ ТЯГОВО- ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ .....	30
Матушко Б.П., О.І. Сивак О.І., Хаустов Д.Є., Чорний М.В., Хамула В.В. МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ПРИ МОДЕРНІЗАЦІЇ ТАНКІВ .....	36
Ахтареев И.О. ИССЛЕДОВАНИЕ СКОРОСТИ ИЗНАШИВАНИЯ АКСИАЛЬНО- ПЛУНЖЕРНЫХ НАСОСОВ В УСЛОВИЯХ ЭЛЕКТРОСТАТИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ.....	42
Самородов В.Б., Митропан Д. М., Сергієнко М.Є., Цибулько В.В., Сергієнко Д. Є., Сисоєв А.В. ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ КОЛІСНИХ І ГУСЕНИЧНИХ ШАРНІРНО- ЗЧЛЕНОВАНИХ ТРАКТОРІВ ПРИ НЕСТАЛОМУ ПОВОРОТІ.....	46
Самородов В.Б., Яловол І.В. ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ БЕЗСТУПІНЧАСТОГО ГІДРО-ОБ'ЄМНОГО МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ .....	57

Артюшенко А.Д. СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОДВЕСОК СИДЕНЬЯ НА ТРАКТОРЕ Т-150К.....	65
--	----

Великодный В.М., Прохоров В.П. СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТРАКТОРНЫХ ШИН ПО УСЛОВНЫМ ПЛОЩАДЯМ ОТПЕЧАТКОВ.....	73
---	----

## АВТОМОБІЛЕБУДУВАННЯ

Истомин А.Е. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ НЕЙРОСЕТЕВОЙ МИКРОПРОЦЕССОРНОЙ СИСТЕМЫ НАВЕДЕНИЯ ТАНКОВОЙ ПУШКИ.....	77
--	----

Дубінін Є.О. ПІДВИЩЕННЯ КОНТРОЛЕПРИДАТНОСТІ ВІТЧИЗНЯНИХ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ .....	83
--	----

Овчаренко Ю.Е. НОВЫЕ ПРИНЦИПЫ СТРАТЕГИИ КОНСТРУКТОРСКО- ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МОДЕРНИЗИРОВАННОЙ ВОЕННОЙ ТЕХНИКИ.....	87
---	----

Подригало М.А., Файст В.Л. РАЗГОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ .....	93
---	----

Бобошко А.А. ВЛИЯНИЕ ЗАКОНА УПРАВЛЕНИЯ ПОВОРОТОМ УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС НА ТРАЕКТОРИЮ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ «КРАБОМ».....	98
--	----

Клец Д.М. ВЛИЯНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБИЛЯ НА ЕГО УСТОЙЧИВОСТЬ ПРОТИВ ЗАНОСА.....	104
--	-----

Тараненко А.С. НЕИСПРАВНОСТИ В СИСТЕМАХ УПРАВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕМ .....	109
--	-----

Голенко К.Е., Крайник Л.В. ОСОБЛИВОСТІ ФОРМУВАННЯ НЕСІВНИХ СТРУКТУР КАРКАСУ АВТОБУСА ТИПУ LOW-ENTRY .....	113
---	-----

---

Бондаренко А.І. ВИБІР МЕТОДУ ДЛЯ ОПИСУ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ В ПНЕВМАТИЧНОМУ ГАЛЬМІВНОМУ ПРИВОДІ.....	118
Холодный Ю.Ф., Старков Н.В., Холодный В.Ю. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ К СОЗДАНИЮ ПЕРСПЕКТИВНОГО ТИПАЖА АВТОМОБИЛЕЙ БОЛЬШОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ.....	122
Подригало М. А., Коробко А. І., Клец Д. М. ОЦІНКА ДИНАМІЧНОЇ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ.....	134
Мандрыка В.Р., Мандрыка А.В. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАЗДАТОЧНОЙ КОРОБКИ ДЛЯ ПОДКЛЮЧЕНИЯ ПОТОКА МОЩНОСТИ ОТ ДВИГАТЕЛЯ К ВЕДУЩИМ МОСТАМ ПОЛНОПРИВОДНОЙ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ БЕЗ ЕЕ ОСТАНОВКИ.....	138
Скляр Н.В. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ ИЗМЕНЕНИЯ ДАВЛЕНИЙ В ПОЛОСТЯХ ДВУХКАМЕРНОГО ВАКУУМНОГО УСИЛИТЕЛЯ.....	144
Самородов В.Б., Андросенко В.В. МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОЗВ'ЯЗКУ РІШЕНЬ ОПЕРАТОРА ТА ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ТРАНСПОРТНО-ЕКСПЕДИЦІЙНОГО ПІДПРИЄМСТВА.....	148
Клименко Т.А. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ УПРАВЛЕНИЯ РАСПРЕДЕЛЕНИЕМ МАТЕРИАЛЬНЫХ ПОТОКОВ В СБЫТОВОЙ СЕТИ ПОСТАВЩИКА.....	159

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК

НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ “ХПІ”

“АВТОМОБІЛЕ- та ТРАКТОРОБУДУВАННЯ”

№58, 2008 р.

Науковий редактор В.Б. Самородов  
Технічні редактори С.О. Шуба,  
А.Г. Мамонтов  
Відповідальний за випуск В.М. Луньова

Підп. до друку 12.01.2009 р.

Формат 60 × 90 1/8. Папір Captain

Друк – різнографія. Обл.- вид. арк. 10,3. Ум. друк. арк. 9,9.

Тираж 100. Зам. № . Ціна договірна.

---

НТУ “ХПІ”. 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

---