

# АВТОТРАКТОРО- СТРОЕНИЕ

**Вопросы оптимизации  
проектирования  
автомобилей, тракторов  
и их двигателей**



ИЗДАТЕЛЬСТВО «ВЫСШЕЯШАЯ ШКОЛА»

Министерство высшего и среднего специального образования БССР  
Белорусский ордена Трудового Красного Знамени  
политехнический институт

РЕСПУБЛИКАНСКИЕ МЕЖВЕДОМСТВЕННЫЕ СБОРНИКИ

# **АВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ**

ВОПРОСЫ ОПТИМИЗАЦИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ  
АВТОМОБИЛЕЙ, ТРАКТОРОВ  
И ИХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Выпуск 9

МИНСК «ВЫШЭЙШАЯ ШКОЛА» 1977

629.11

A22

Главный редактор профессор Г.М. Кокин

Редакционный совет:

М.П. Бренч, С.М. Белов, Л.Я. Волчок, М.С. Высоцкий, А.И. Гришкевич, В.В. Гуськов, А.Х. Лефаров, Н.Ф. Метлюк, Н.В. Розанов, А.С. Савич.

Ответственный за выпуск Н.В. Розанов

В сборнике помещены статьи, содержащие результаты аналитических и экспериментальных исследований режимов работы автомобилей, тракторов и их агрегатов и методы выбора их оптимальных параметров. Рассмотрены вопросы устойчивости движения, тормозной динамики, автоматизации управления.

Сборник рассчитан на инженерно-технических работников заводов и научно-исследовательских институтов, преподавателей и аспирантов вузов.

А  $\frac{31803 - 031}{M304(05) - 77}$  98 - 77



Издательство "Высшая школа", 1977

## КОНЦЕНТРАЦИЯ НАПРЯЖЕНИЙ В ШЛИЦЕВЫХ ВАЛАХ ПРИ КРУЧЕНИИ

Распределение касательных напряжений при кручении свободных шлицевых валов (вне соединения) исследовалось различными способами: аналитически – методом конечных разностей (метод сеток) [1, 2], методом неплоских сечений [3], методом конформных отображений [4] и экспериментально – с помощью электрической [5] и мембранной [6] аналогий и поляризационно-оптическим методом [7].

В большинстве из указанных работ исследуется одно или небольшое количество сечений шлицевых валов и поэтому по одной отдельно взятой работе трудно сделать какие-либо обобщения. А.С. Лейкин [8], проанализировав результаты ряда исследований, полученные различными методами, предложил эмпирические формулы для определения теоретических коэффициентов концентрации касательных напряжений в шлицевых валах при кручении. Исходя из ограниченного количества данных, используемых им при выводе формул, и разнообразия методов, которыми эти данные были получены, в настоящей работе ставится цель – исследовать концентрацию напряжений в шлицевых валах при кручении одним достаточно точным методом и на большом количестве примеров.

Наиболее точно касательные напряжения на контуре  $L$  поперечного сечения шлицевого вала могут быть определены по методу Мухелишвили Н.И. [9], когда известная функция  $z = \omega(\xi)$ , конформно отображающая единичный круг  $|\xi| \leq 1$  на заданный контур  $L$ . Отображение круга на область, занятую поперечным сечением шлицевого вала, ищется в виде полинома

$$z = \omega(\xi) = \sum_{k=1}^n C_k \xi^k,$$

где  $C_k$  – искомые коэффициенты полинома,  $n$  – количество узлов интерполяции.

Коэффициенты  $C_k$  определялись по методу А.Г. Угодчикова [10]. Решение проводилось на ЭЦВМ "Минск-22М". Программы составлены на алгоритмическом языке АКИ (автокод

"Инженер") для шлицевых валов с зубьями трех видов: прямо-  
бочными исполнений А и В (ГОСТ 1139-58) и эвольвентными  
(ГОСТ 6033-51). Если при составлении программы расчета на  
ЭЦВМ "Минск-22М" точно придерживаться алгоритма работы  
[10], то машинный счет одного варианта будет продолжаться  
много часов. Поэтому при составлении и отладке программ  
были введены некоторые изменения и упрощения, которые, не  
снижая точности расчета, позволяют получать решение для ва-  
лов с прямобочным профилем зубьев за 5 - 10 мин, с эволь-  
вентным профилем - за 10 - 20 мин. Основные особенности  
программ, позволяющие сократить время счета, следующие:

1. Вычисление коэффициентов  $C_k$  отображающей функции за-  
канчивается, если после очередного удвоения числа  $n$  точек  
интерполяции достигается заданная точность  $\epsilon$  отклонения от  
границы контура  $L$  (точность  $\epsilon$  задается в пределах до-  
пусков на изготовление вала).

2. Так как наибольшие напряжения наблюдаются у основания  
зуба вала, проверку достижения заданной точности  $\epsilon$  прово-  
дим, начиная с точки боковой грани зуба, расположенной на  
половине высоты зуба, двигаясь в направлении основания зуба  
до точки пересечения контура с осью симметрии, проходящей  
через середину впадины. При этом на небольшом участке боко-  
вой грани у вершины зуба отклонение от контура несколько  
больше  $\epsilon$ . Например, при  $\epsilon = 0,01$  мм наибольшее откло-  
нение у вершины зуба от заданного контура составляет 0,2 -  
0,3 мм.

3. Использование универсальной подпрограммы сноса точек  
на контур  $L$ , описанной в [10], значительно увеличивает  
время счета, поэтому для каждого типа контура составлялась  
отдельная подпрограмма. В основу этих подпрограмм положены  
алгоритмы, данные в работах [4, 10].

4. Чтобы уменьшить число обращений к стандартным про-  
граммам вычисления функций синуса и косинуса, значения этих  
функций определяются по формуле двойного угла.

Процесс интерполяции начинается с  $n = 2$ . Координаты то-  
чек первого приближения задаем следующим образом: одна то-  
чка лежит в месте сопряжения боковой грани зуба с галтелью,  
вторая - в месте пересечения окружности впадин с осью сим-  
метрии.

Ниже дается краткое описание операторов блок-схемы (рис.1)  
программы вычисления коэффициентов отображающей функции и  
величин касательных напряжений по контуру поперечного сече-

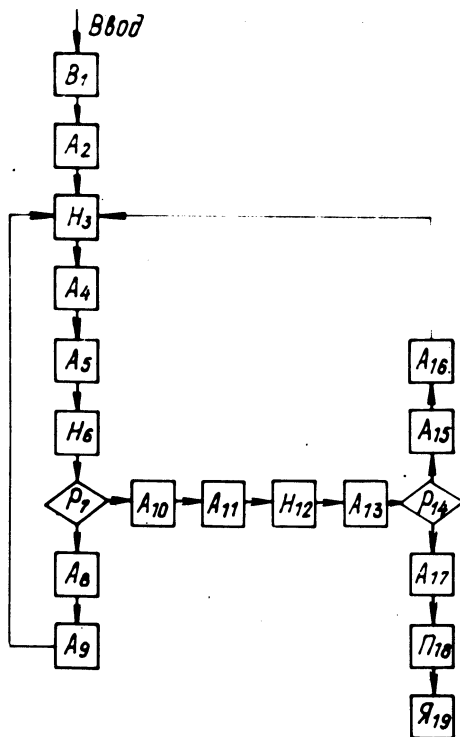


Рис. 1. Блок-схема программы вычисления коэффициентов отображающей функции и касательных напряжений по контуру поперечного сечения шлицевого вала.

ния шлицевого вала:  $B_1$  - ввод исходных данных. При расчете шлицевых валов с прямоугольным профилем зубьев вводятся пять величин: число зубьев  $z$ , диаметры окружностей выступов  $D$  и впадин  $d$  зубьев, толщина зуба  $b$ , радиус у основания зуба  $r$ ; при расчете стандартных валов с эвольвентными зубьями (ГОСТ 6033-51) вводятся четыре величины: число зубьев  $z$ , модуль  $m$ , наружный диаметр вала  $D$ , смещение исходного контура рейки  $x$ ; для нестандартных профилей с эвольвентными зубьями дополнительно вводятся: диаметр окружности впадин зубьев вала, радиус у вершины зуба

инструментальной рейки и угол исходного контура рейки;  $A_2$  - задание констант, определение координат точек первого приближения, задание уравнений участков контура;  $H_3$  - оператор сноса точек на контур, ограниченный двумя смежными осями симметрии, по нормали к нему;  $A_4$  - вычисление коэффициентов  $C_k$  по координатам  $z_j$  основных узлов границы  $L$ ;  $A_5$  - вычисление координат  $z_j^*$  промежуточных узлов границы  $L$  по коэффициентам  $C_k$ ;  $H_6 \equiv H_3$ ;  $P_7$  - логический оператор, проверяющий условие выхода из внутреннего цикла  $H_3 - A_9$ . Если расстояние от промежуточного узла  $z_j^*$  до точки, в которой был этот узел в предыдущем цикле, меньше заданной величины  $\epsilon_1$  (в программе принято  $\epsilon_1 = 0,3 \epsilon$ ), то выполняется оператор  $A_{10}$ , при невыполнении условия внутренний цикл продолжается;  $A_8$  - вычисление коэффициентов  $C_k^*$  по координатам промежуточных узлов  $z_j^*$ ;  $A_9$  - вычисление координат  $z_j$  основных узлов контура  $L$ ;  $A_{10}$  - усреднение коэффициентов  $C_k$  и  $C_k^*$ . Усредненные коэффициенты  $\tilde{C}_k$ , которые участвуют в дальнейших вычислениях,

$$\tilde{C}_k = \frac{C_k + C_k^*}{2} \sigma_k,$$

где  $\sigma_k$  - весовые множители, определяемые выражением

$$\sigma_k = \frac{\operatorname{sinc} \frac{\pi}{n}}{k \frac{\pi}{n}} \quad (k = 1, 2, \dots, n);$$

$A_{11}$  - вычисление координат 128 контрольных точек;  $H_{12} \equiv H_3$ ;  $A_{13}$  - определение расстояний  $\Delta_j$  каждой из 128 контрольных точек до контура  $L$ ;  $P_{14}$  - проверка условия  $\Delta_j \leq \epsilon$ ; если условие соблюдено, то выполняется оператор  $A_{17}$ , если нет -  $A_{15}$ ;  $A_{15}$  - удвоение числа основных узлов интерполяции;  $A_{16}$  - вычисление координат  $z_j$  основных узлов контура  $L$ ;  $A_{17}$  - укрупненный оператор вычисления напряжений по контуру  $L$ ;  $P_{18}$  - печать результатов. На печать выводятся: исходные данные, точность приближения  $\epsilon$  к контуру  $L$ , координаты 128 контрольных точек контура, отклонение  $\Delta_j$  каждой из 128 контрольных точек от заданного контура, коэффициенты  $C_k$  отображающей функции, касательные напряжения по контуру  $L$ , коэффициент концентрации напряжений как отношение максимального из напряжений по контуру к касательным

Таблица 1

Радиус канавки у основания зуба $r$ , мм	Теоретический коэффициент концентрации касательных напряжений $\alpha_\tau$		Расхождение между расчетным и экспериментальным значениями, %
	расчетный	экспериментальный	
0,5	2,08	2,37	-14,0
1,0	1,71	1,67	2,3
1,5	1,43	1,38	3,7

тельному напряжению на поверхности круглого вала, имеющего диаметр, равный диаметру окружности впадин шлицевого вала;  $\gamma_{19}$  - останов.

Подробное рассмотрение всех операторов и программы вычислений даются в работе [11].

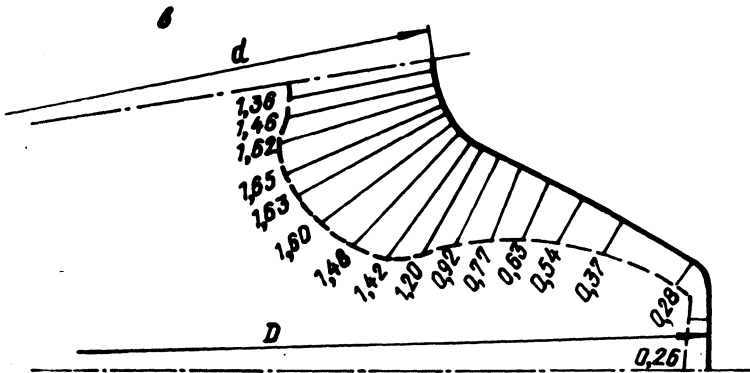
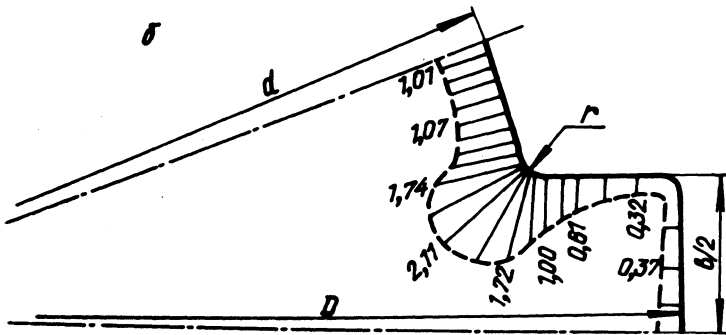
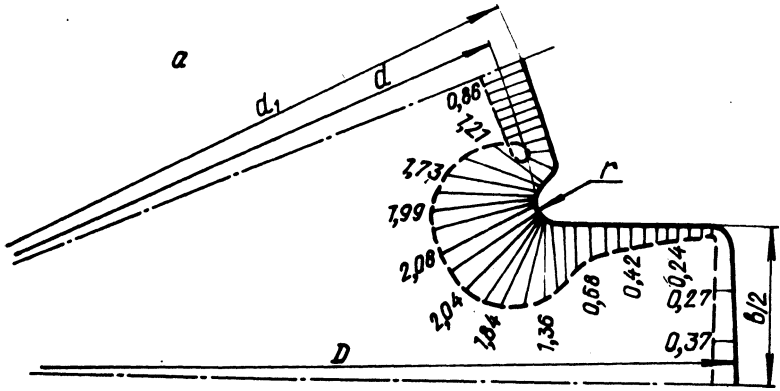
По составленным программам проведены расчеты всех стандартных шлицевых валов: с прямобочным профилем зубьев по ГОСТу 1139 - 58 (53 варианта) и с эвольвентным профилем по ГОСТу 6033 - 51 (130 вариантов). На рис. 2 показано распределение касательных напряжений по контуру шлицевого вала, величины напряжений даны в относительных единицах, представляющих отношение напряжения в данной точке контура к напряжению на поверхности круглого вала, диаметр которого равен диаметру  $d$  впадин шлицевого вала.

В табл. 1 дано сравнение результатов расчета с экспериментальными данными [7], полученными поляризационно-оптическим методом на моделях. Моделировался шлицевый вал с прямобочным профилем зубьев с канавкой у основания зуба (исполнение А по ГОСТу 1139 - 58), имеющий параметры: наружный диаметр  $D = 38$  мм, диаметр окружности впадин  $d = 32$  мм, толщина зуба  $b = 6$  мм, число зубьев  $z = 8$ , радиус  $r$  канавки у основания зуба изменялся и имел значения 0,5; 1,0 и 1,5 мм.

Значительное расхождение между расчетом и экспериментом при  $r = 0,5$  мм можно объяснить тем, что практически трудно изготовить канавку, которая имела бы постоянный радиус кривизны  $r = 0,5$  мм. Таким образом, расчет на ЭЦВМ позволяет легко моделировать трудоемкий кропотливый эксперимент.

Кроме стандартных профилей шлицевых валов было проведено исследование ряда нестандартных профилей, что позволило





выявить влияние отдельных факторов на величину теоретического коэффициента концентрации напряжений в шлицевых валах при кручении.

Проведенные расчеты позволили получить эмпирические формулы для определения теоретического коэффициента  $\alpha_\tau$  концентрации касательных напряжений в шлицевых валах.

Для шлицевых валов с прямобочным профилем зубьев (исполнение В)

$$\alpha_\tau = \left(0,90 + 0,07 \frac{b}{h}\right) \sqrt{1 + \frac{0,16(1+6\sqrt{\frac{r}{h}})}{\frac{r}{h} + 5\frac{r}{d}}}, \quad (1)$$

где  $b$  — толщина зуба;  $h$  — полная высота зуба;  $r$  — радиус кривизны галтели у основания зуба;  $d$  — диаметр вала по основанию впадин.

Эта формула отличается от аналогичной формулы работы [8] множителем перед корнем, который отражает влияние на концентрацию напряжений отношения  $b/h$ . Формула справедлива для значений  $b/h \leq 3$ . При больших значениях  $b/h$  формула (1) дает несколько завышенные величины  $\alpha_\tau$ .

Для шлицевых валов исполнения А по ГОСТу 1139-58 значения по сравнению с валами исполнения В до 15% выше.

Для шлицевых валов с эвольвентным профилем зубьев

$$\alpha_\tau = a \left( \frac{B}{1 + 5\zeta \frac{r}{d}} - 0,78 \right), \quad (2)$$

где  $B = \frac{\pi d}{z h}$ ;  $\zeta = \frac{x}{m}$ ;  $a = 0,960 + 0,016 \frac{m}{r}$ ;  $z$  —

Рис. 2. Распределение касательных напряжений по контуру шлицевого вала:

а — прямобочный профиль зуба, исполнение А ( $z=8$ ,  $D=38$  мм,  $d=31$  мм,  $d_1=32$  мм,  $b=6$  мм,  $r=0,5$  мм); б — прямобочный профиль зуба, исполнение В ( $z=8$ ,  $D=36$  мм,  $d=30,4$  мм,  $b=6$  мм,  $r=0,3$  мм); в — эвольвентный профиль зуба ( $z=18$ ,  $m=1$  мм,  $D=20$  мм,  $x=0,5$  мм).

число зубьев;  $x$  - смещение исходного контура рейки;  $m$  - модуль.

Для стандартных профилей  $a = 1$ .

Для всех стандартных размеров шлицевых валов расхождение между значениями  $\alpha_{\tau}$ , полученными по формулам (1) и (2) и рассчитанными по разработанным программам, лежит в пределах  $\pm 4\%$ . Максимальное расхождение между значениями  $\alpha_{\tau}$ , рассчитанными по программам и найденными по формулам работы [8], составляет для валов с прямобочными зубьями 13,8%, для валов с эвольвентными зубьями - 7,5%.

## Л и т е р а т у р а

1. Розовская Б.А. Концентрация напряжений при кручении в шлицевых валах. - "Труды Киев. технол. ин-та легкой промышленности". Киев, 1955, вып. 7. 2. Оболенский Е.П. Применение метода конечных разностей к исследованию напряженного состояния шлицевых валов при кручении. - В сб.: Расчеты на прочность. М., 1959, вып. 4. 3. Чарышников К.А. Определение напряжений в валах с двумя продольно расположенными пазами и в шлицевых валах при кручении. - "Труды Горьк. политехн. ин-та им. А.А. Жданова", Горький, 1968, т. 24, вып. 4. 4. Кузнецов А.М. Определение напряжений в зубчатых колесах методом Н.И. Мухелишвили на ЭЦВМ. - "Строительная механика и теория упругости", Труды ГИСИ, Горький, 1967, вып. 50. 5. Steinhilper W. Bestimmung von Torsionsspannungen bei prismatischen Wellen beliebigen Querschnitts mit Hilfe elektrischen Analogieverfahrens. - "Konstruktion", 1967, 19, N2. 6. Оболенский Е.П. Исследование напряженного состояния шлицевых валов при кручении. Автореф. канд. дис. М., 1958. 7. Yoshitake Hiroyuki. Photoelastic stress analysis of the spline shaft. Bull. JSME, 1962, 5, N17. (Экспресс-информация "Детали машин", 1962, № 31, реферат 201). 8. Лейкин А. С. Напряженность и выносливость деталей сложной конфигурации. М., 1968. 9. Мухелишвили Н.И. Некоторые основные задачи математической теории упругости. М., 1954. 10. Угодчиков А.Г., Длугач М.И., Степанов А.Е. Решение краевых задач плоской теории упругости на цифровых и аналоговых машинах. М., 1970. 11. Ковальков А.Т. Исследование работоспособности зубчатых (шлицевых) соединений трансмиссий автомобилей. Канд. дис. Минск, 1974.

## ВОЗМОЖНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ АВТОМОБИЛЯ ВАЗ-2101 С ДВИГАТЕЛЕМ УВЕЛИЧЕННОЙ МОЩНОСТИ

В конструкции и технологии производства коробки передач Волжского автозавода использованы прогрессивные технические решения, которые обеспечивают возможность ее модернизации и применения на перспективных моделях автомобилей.

Рассматриваемая коробка передач (рис. 1) имеет ряд конструктивных особенностей [1]: 1) косозубые шестерни I, II и III передач находятся в постоянном зацеплении; 2) прямозубые шестерни заднего хода расположены консольно вне основного картера; 3) в пяти косозубых шестернях (из восьми) впадина зуба выполнена по дуге окружности; 4) передней опорой промежуточного вала является самоустанавливающийся двухрядный шариковый подшипник; 5) четыре подшипника (из пяти) — высокой степени точности.

Судить об уровне нагруженности зубчатых колес этой коробки можно при сопоставлении напряжений зубчатых колес коробок передач автомобилей ВАЗ-2101, АЗЛК-412 и ГАЗ-24. Расчеты проведены по методике БПИ [2, 3]. Однако из-за того, что некоторые параметры ( $\alpha_{on}$ ,  $f_{on}$ ,  $c_{on}$ ) зубчатых колес коробки передач ВАЗ-2101 выходят из пределов, указан-

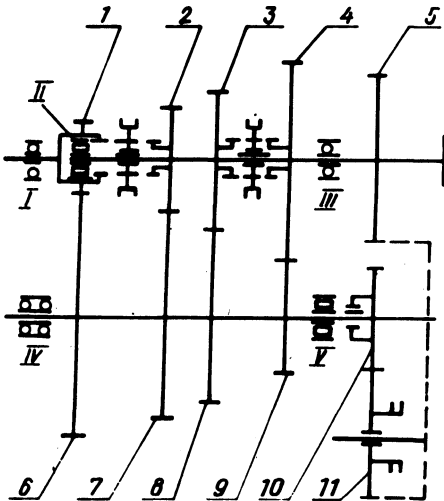


Рис. 1. Кинематическая схема коробки передач автомобиля ВАЗ-2101: № позиции — 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11;  $z$  — 17, 21, 27, 33, 34, 29, 24, 20, 15, 15 соответственно.

Таблица 1. Результаты расчета работоспособности зубчатых колес коробки передач Волжского автозавода при установке ее момент которого 15 кгс·м

Наименование передачи	z	Передача	$\sigma_{\text{сим}}, 2$ кгс/мм <sup>2</sup>	$P_d, 2$ кгс/мм <sup>2</sup>	$S_{\text{э}i}$	$S'_{\text{э}i}$	$i_{(в-к)}_i$
ППВ (привод промежуточного вала)	17	I			1,68	6,6	16,13
		II	25,63	4,57	5,85	22,0	9,88
		III			81,0	181,5	6,4
	29	I			1,68	6,6	9,45
		II	27,5	4,57	5,85	22,0	5,8
		III			81,0	181,5	3,76
I	15		37,02	7,89	1,68	6,6	9,45
	33		43				4,3
II	20		48,33	10,98	5,85	22,0	5,8
	27		45,55				4,3
III	21		45,09	6,35	81,0	181,5	3,76
	24		45,47				4,3

Примечание. Норма пробега до 1-го капитального ремонта

ных в этой методике, коэффициенты изгибных напряжений  $\sigma_{1i}$  определялись по методике проф. В.Д. Андожского [4]. В ходе расчета найдены коэффициенты коррекции зубчатых колес коробки передач ВА3-2101, так как их значения не указаны на чертежах. Результаты сопоставительных расчетов представлены в виде диаграмм (рис. 2, 3). Из них видно, что симметричные напряжения изгиба  $\sigma_{\text{сим}}$  и действительные контактные напряжения  $P_d$  зубчатых колес коробки передач ВА3-2101 выше, чем для коробки передач ГАЗ-24, но почти всегда ниже, чем для коробки передач АЗЛК-412. Последнее и дает основание предположить, что коробка передач ВА3-2101 может быть установлена на перспективных моделях автомобилей.

Проведен расчет по определению работоспособности зубчатых колес и подшипников коробки передач ВА3-2101 при работе ее с двигателем, имеющим максимальный крутящий момент

кошек коробки передач Волжского автозавода при установке ее момент которого 15 кгс·м

$N_{\text{цэ}}$	$N'_{\text{цэ}}$	$N_{\text{шг}}$	$N'_{\text{шг}}$	$S_p, \text{км}$	$S'_p, \text{км}$
-	-				
-	-	$\gg 2 \cdot 10^6$	$\gg 10^7$	$\gg 10^5$	$\gg 10^5$
-	-				
-	-	$\gg 2 \cdot 10^6$	$\gg 10^7$	$\gg 10^5$	$\gg 10^5$
-	-				
$3,3 \cdot 10^3$	-	$2 \cdot 10^6$	$\gg 10^7$	$6,05 \cdot 10^7$	$\gg 10^5$
$4,2 \cdot 10^3$	-	$4 \cdot 10^6$	$\gg 10^7$	$9,5 \cdot 10^7$	$\gg 10^5$
$2,02 \cdot 10^4$	$7,45 \cdot 10^4$	$1,4 \cdot 10^5$	$6 \cdot 10^6$	$7 \cdot 10^5$	$8,05 \cdot 10^6$
$1,5 \cdot 10^4$	$5,53 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^5$	$6 \cdot 10^6$	$2 \cdot 10^6$	$1,08 \cdot 10^7$
$17,8 \cdot 10^4$	-	$3,1 \cdot 10^5$	$\gg 10^7$	$1,74 \cdot 10^5$	$\gg 10^5$
$20,5 \cdot 10^4$	-	$3 \cdot 10^5$	$\gg 10^7$	$1,46 \cdot 10^5$	$\gg 10^5$

- 100 тыс. км [5].

15 кгс. Такое значение крутящего момента обусловлено рекомендациями УГК ВА3 по экспериментальной проверке работоспособности коробки передач. Результаты расчета представлены в табл. 1. Кроме этого, были проведены расчеты зубчатых колес на прочность зубьев по изгибу и на стойкость рабочих поверхностей зубьев смятию при действии максимального динамического момента. Расчет показал, что максимальные напряжения находятся в пределах:

а) по изгибу, кгс/мм<sup>2</sup> - 32,7 (z = 29 - ППВ) - 103,0 (z = 33 - I пер.);

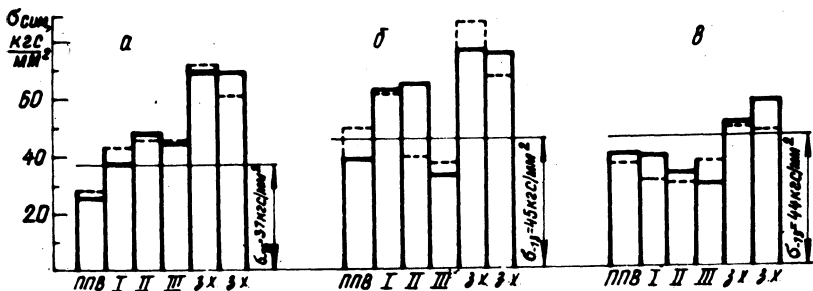


Рис. 2. Сопоставление симметричных напряжений изгиба  $\sigma_{\text{сим}}$  с длительным пределом выносливости изгибу  $\sigma_{13}$  шестерня; ----- колесо; а — КП ВАЗ-2101 ;  
 б — КП АЗЛК-412; в -- КП ГАЗ-24.

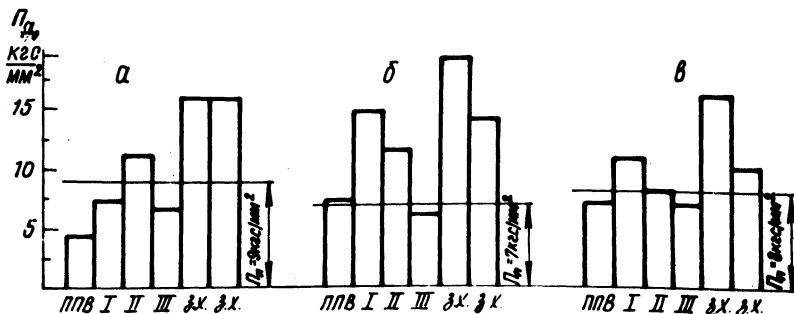


Рис. 3. Сопоставление действительных контактных напряжений  $\Pi_a$  с ограниченным пределом контактной выносливости  $\Pi^A$  шестерня; ----- колесо; а — КП ВАЗ-2101; б — КП АЗЛК-412; в -- КП ГАЗ-24.

б). по контакту, кгс/мм<sup>2</sup> — 8,0 (ППВ) — 24,6 (I пер.).

Эти величины значительно ниже соответствующих напряжений поломки

$$\frac{\sigma_{\text{пол}}}{1,5} = \frac{180 \dots 190}{1,5} = 120 \dots 127 \text{ кгс/мм}^2 \text{ и смятия}$$

$$\Pi_{\text{см}} = 39 \text{ кгс/мм}^2.$$

Расчет подшипников проводился по методике, разработанной в лаборатории НАМИ-БПИ. Полученный результат оказался несколько неожиданным: расчетные пробеги подшипников коробки

передач с входным моментом 15 кгс·м значительно больше соответствующих величин для подшипников коробки передач с входным моментом 8,9 кгс·м. Это можно объяснить тем, что при увеличении входного момента с 8,9 кгс·м до 15 кгс·м и незначительном увеличении (до 70 кгс) общего веса автомобиля резко возрастают значения удельных тяговых усилий и, как следствие, резко уменьшаются относительные пробеги на промежуточных передачах. Таким образом, у автомобиля с максимальным моментом двигателя 15 кгс·м и средней скоростью движения 70 км/ч (движение по шоссе) почти весь пробег приходится на прямую передачу. Результаты расчета работоспособности подшипников коробки передач Волжского автозавода приведены в табл. 2.

Проведенные расчеты работоспособности зубчатых колес и подшипников показали, что коробку передач Волжского автозавода можно использовать с двигателями, максимальный момент которых достигает 15 кгс·м.

Таблица 2. Результаты расчета работоспособности подшипников коробки передач Волжского автозавода

Номер опоры по схеме (рис. 1)	Обозначение подшипника	Момент на входе в КП $M_{вх}$ , кгс·м	Расчетные про- $S_p \cdot 10^6$ , км
I	B50706Y	8,9	0,5
		15,0	2,3
II	464804Г	8,9	1,54
		15,0	8,1
III	B50306KY	8,9	0,39
		15,0	5,31
IV	B156704	8,9	0,65
		15,0	2,3
У	B92705K	8,9	1
		15,0	3,28

Примечание. Норма пробега до первого капитального ремонта - 100 тыс. км [5].

1. Шувалов Л.П. Автомобиль "Жигули" (ВАЗ-2101). М., 1972. 2. Цитович И.С. и др. Методика проектирования и расчета зубчатых колес автомобилей и тракторов. Ч. 1 и 2. Минск, 1966. 3. Цитович И.С. и др. Зубчатые колеса автомобилей и тракторов. Минск, 1962. 4. Андожский В.Д. Расчет зубчатых передач. Л., 1955. 5. Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта. М., 1972.

А.И. Гришкевич, Б.У. Бусел, С.Ф. Безверхий  
МЕТОДИКА РАСЧЕТА ОСЕВОЙ СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩЕЙ  
В ШЛИЦЕВОМ СОЕДИНЕНИИ КАРДАННОГО ВАЛА

Осевая сила, действующая в шлицевом соединении карданного вала, вызывает дополнительное нагружение узлов и деталей, соединенных карданной передачей. В первую очередь осевая сила воспринимается подшипниками карданных шарниров и подшипниковыми узлами коробки передач и заднего моста. Кроме этого из-за наличия силы трения в шлицевом соединении карданного вала массы двигателя и ведущего моста автомобиля образуют взаимосвязанную колебательную систему. В определенных условиях колебания масс этой системы могут привести к дополнительному нагружению трансмиссии автомобиля и подвески двигателя.

Экспериментальные работы, выполненные под руководством В.А. Дзюня, показали, что реализация осевых сил, нагружающих карданный вал, имеет циклический низкочастотный (до 9 - 11 Гц) характер. Величина дисперсии зависит от типа и состояния дорожного покрытия. Это дает основание считать, что осевые силы в шлицевом соединении карданного вала формируются низкочастотными колебаниями масс трансмиссии и подвески.

Известен ряд работ [1, 2], посвященных экспериментальным исследованиям осевых сил в шлицевом соединении карданного вала.

В настоящей статье приводится методика расчета осевых сил, действующих в шлицевых соединениях карданного вала на АВМ.



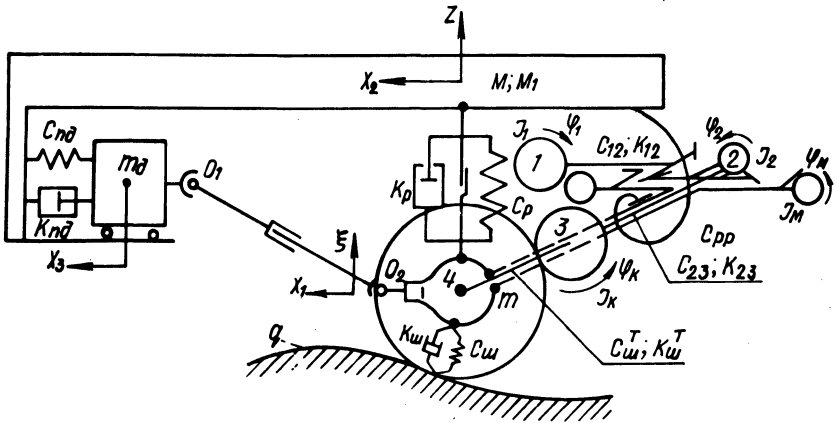


Рис. 1. Взаимосвязанная колебательная система подвеска – трансмиссия.

На рис. 1 показана расчетная схема, соответствующая взаимосвязанной системе "поддресоренные и неподдресоренные массы, масса двигателя и массы трансмиссии" (система подвеска – трансмиссия).

На схеме трансмиссия представлена в виде четырехмассовой колебательной системы с реактивным элементом  $I_M^C$ ,  $C_{pp}$ . Масса  $I_1$  совершает движение по координате  $\psi_1$ , масса  $I_2$  – по координате  $\psi_2$ , масса  $I_M$  – по координате  $\psi_M$ , масса  $I_k$  – по координате  $\psi_k$ .

Приведенная масса колес  $I_k$  связана с массами трансмиссии через приведенную жесткость полуосей  $C_{23}$ , с одной стороны, и через приведенную тангенциальную жесткость шин  $C_{ш}^T$  с условным безынерционным колесом – с другой. Условное колесо имеет радиальную и тангенциальную жесткости, равные суммарной радиальной и тангенциальной жесткости шин. Система поддресоривания состоит из поддресоренной и неподдресоренной масс автомобиля. При движении по координате  $x_2$  приведенная поддресоренная масса имеет величину  $M_1$ , равную всей поддресоренной массе автомобиля, за исключением массы двигателя, а при вертикальных колебаниях по координате  $z$  – величину  $M$ , равную части поддресоренной массы автомобиля, совершающей независимые вертикальные колебания над задней ведущей осью. Масса двигателя совершает про-

дольные колебания по координате  $x_3$ . Неподдресоренная масса  $m$  совершает вертикальные перемещения по координате  $\zeta$  и продольные по координате  $x_1$ . Направляющее устройство подвески обеспечивает кинематическую связь между поступательными и вертикальными перемещениями поддресоренной и неподдресоренной масс в виде  $x_1 - x_2 = a(\zeta - z)$ .

При движении автомобиля шлицевое соединение карданного вала может находиться в двух состояниях: а) шлицевой вал и втулка совершают движение относительно друг друга; б) шлицевое соединение неподвижно (заблокировано).

В первом случае карданный вал и соединяемые им узлы нагружены осевой силой, равной силе трения в шлицевом соединении. Массы двигателя и заднего моста совершают продольные колебания, как две массы, связанные силой трения. Направление действия силы трения в шлицевом соединении определяется направлением скорости относительного движения вала и втулки.

Шлицевое соединение блокируется, когда осевая сила, нагружающая карданный вал, меньше силы трения в шлицевом соединении, обусловленной величиной передаваемого момента. В этом случае можно считать, что масса моста жестко соединена с массой двигателя в продольном направлении. Суммарная масса  $m + m_{\text{д}}$  совершает продольные колебания под действием сил, приложенных к ведущему мосту, и со стороны подвески двигателя.

Таким образом, в зависимости от соотношения величин осевой силы, нагружающей карданный вал, и силы трения в шлицевом соединении динамическая система может находиться в одном из двух состояний.

Уравнения движения масс системы получены при помощи уравнений Лагранжа II рода. Выражения для радиальной и тангенциальной деформаций условного колеса с учетом продольных колебаний поступательно движущихся масс и колебаний в трансмиссии приведены в работе [3].

После преобразований и приведения к форме, удобной для решения на АВМ, система уравнений для случая, когда вал и втулка совершают относительное движение, записывается в виде:

$$1) \ddot{z} = \frac{a^2 M_1}{A} R + \frac{M_1 + m}{A} P_p + \frac{a M_1}{A} F_T +$$

$$+ \frac{aM_1}{A} F_K \operatorname{sign} \Delta v - \frac{am}{A} F_{\text{пд}} ;$$

$$2) \ddot{\xi} = \frac{M_1 M + a^2 M_1 m + Mm}{mA} R - \frac{M(M_1 + m)}{mA} P_p - \\ - \frac{aMM_1}{mA} F_T - \frac{aMM_1}{mA} F_K \operatorname{sign} \Delta v + \frac{aM}{A} F_{\text{пд}} ;$$

$$3) \ddot{x}_1 = \frac{aM_1 M}{mA} R - \frac{aM_1 (M+m)}{mA} P_p - \\ - \frac{a^2 M_1 m + a^2 M_1 M + mM}{mA} F_T - \frac{M}{A} F_{\text{пд}} - \\ - \frac{a^2 M_1 m + a^2 M_1 M + mM}{mA} F_K \operatorname{sign} \Delta v ;$$

$$4) \ddot{x}_3 = \frac{1}{mg} F_{\text{пд}} + \frac{1}{mg} F_K \operatorname{sign} \Delta v ; \quad (1)$$

$$5) \ddot{\varphi}_1 = -\frac{1}{I_1} M_{12} ;$$

$$6) \ddot{\varphi}_M = \frac{1}{I_M (i_K + 1)} M_{12} + \frac{1}{I_M} M_{23} - \frac{1}{I_M} M_p - \\ - \frac{1}{I_M} F_K e \operatorname{sign} \Delta v - \frac{1}{I_M} m \Delta \rho \ddot{\xi} ;$$

$$7) \ddot{\varphi}_2 = \frac{1}{I_2} M_{12} - \frac{1}{I_2} M_{23} ;$$

$$8) \ddot{\varphi}_K = -\frac{1}{I_K} M_{23} + \frac{1}{I_K} r_D F_T .$$

$$M_{12} = C_{12} (\varphi_1 - \varphi_2 + \frac{\varphi_M}{i_K + 1}) + K_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2 + \frac{\dot{\varphi}_M}{i_K + 1}) ;$$

$$M_{23} = C_{23}(\varphi_2 - \varphi_M + \varphi_K) + K_{23}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_M + \dot{\varphi}_K);$$

$$M_P = C_{pp} \varphi + M_{mp};$$

$$F_T = R_{ст} q'_S + R(q'_S + f) + T;$$

$$R = C_{ш} (q - \zeta - r_d \varphi_K q'_S + x_1 q'_S) + K_{ш} (\dot{q} - \dot{\zeta});$$

$$T = \frac{C_{ш}^T}{r_d} \left( \frac{x_1}{r_d} + q'_S - \varphi_K \right) + \frac{K_{ш}^T}{r_d} \left( \frac{\dot{x}_1}{r_d} - \dot{\varphi}_K \right);$$

$$P_p \cong C_p (\zeta - z) + K_p (\dot{\zeta} - \dot{z});$$

$$F_{пд} = C_{пд} (x_1 + az - a\zeta - x_3) + K_{пд} (\dot{x}_1 + a\dot{z} - a\dot{\zeta} - \dot{x}_3);$$

$$A = a^2 M_1 m + a^2 M_1 M + mM = MM_1;$$

$$F_K = \frac{2(M_{12} + \bar{M}_{12})}{i_o d_o} f_{ш},$$

где  $F_K$  - осевая сила трения в шлицевом соединении;  $\Delta v$  - относительная скорость движения деталей шлицевого соединения вдоль оси карданного вала;  $i_K$  - передаточное число колесного редуктора;  $i_o$  - передаточное число ведущего моста;  $e$  - плечо приложения силы  $F_K$  к ведущему мосту относительно оси полуосей;  $r_d$  - динамический радиус колеса;  $M_{тр}$  - момент сухого трения при скручивании рессор в продольной вертикальной плоскости;  $q'_S$  - производная микропрофиля дороги по пути;  $M_{12}$  - средний момент на карданном валу автомобиля;  $f_{ш}$  - коэффициент трения в шлицевом соединении;  $d_o$  - средний диаметр шлицевого соединения.

Для заблокированного состояния шлицевого соединения первые три уравнения системы (1) принимают вид

$$1) \ddot{z} = \frac{a^2 M_1 m \delta}{C} R + \frac{(M_1 + m \delta) m}{C} P_p + \\ + \frac{a M_1 m}{C} F_T - \frac{(M_1 + m \delta) m}{C} F_{пд};$$

$$2) \ddot{\xi} = \frac{M_1 M + a^2 M_1 m_{\delta} + M m_{\delta}}{C} R -$$

$$- \frac{(M_1 + m_{\delta}) M}{C} P_p + \frac{(M_1 + m_{\delta}) M}{C} F_{\text{пд}} -$$

$$- \frac{a M_1 M}{C} F_T ;$$

$$3) \ddot{x}_1 = \frac{a M M_1}{C} R - \frac{a M_1 (m + M)}{C} P_p -$$

$$- \frac{a^2 M_1 M + a^2 M_1 m + M m}{C} F_T + \frac{a M_1 (m + M)}{C} F_{\text{пд}} ,$$

где  $m_{\delta} = m_d + m$ ;  $C = M_1 M m + a^2 M_1 m_{\delta} m + M m m_{\delta} +$   
 $+ a^2 M_1 M m_{\delta}$ ;  $F_{\text{пд}} = C_{\text{пд}} a(z - \xi)$ .

Уравнение 4) не записывается.

В правую часть уравнения 6) вместо силы  $F_K$  следует вводить осевую силу  $F_{\text{ос}}$ . Уравнения 5); 6); 7) не изменяются.

Осевая сила, нагружающая карданный вал при заблокированном шлицевом соединении, определяется из уравнения  $F_{\text{ос}} = m_d \ddot{x}_1 + F_{\text{пд}}$ .

Методика расчета отрабатывалась на АВМ МН-14. Переход из состояния, соответствующего заблокированному шлицевому соединению, в состояние с подвижным шлицевым соединением и обратно осуществляется при помощи реле (блоки ОПР) путем подключения соответствующих потенциометров на входы решающих усилителей.

В каждом конкретном случае целесообразно сопоставлять величины постоянных коэффициентов в правых частях уравнений при различных состояниях системы.

Расчеты показали, что для модели с параметрами автомобиля МАЗ-500А изменение величин ряда коэффициентов составляет 2 - 5% и им можно пренебречь. В третьем уравнении изменение коэффициентов можно учесть общим множителем.

Чтобы получить выражение для определения относительной скорости вала и втулки  $\Delta v$ , рассмотрим рис. 2. Выходной вал коробки передач  $E O_1$ , карданный вал  $O_1 O_2$  и вал ведущей

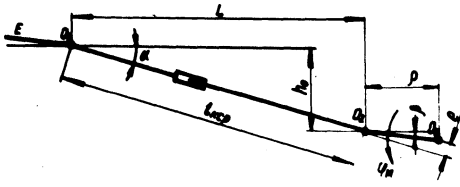


Рис. 2. Расчетная схема для определения относительной скорости движения шлицевого вала и втулки.

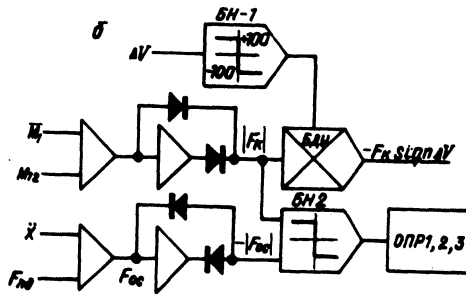
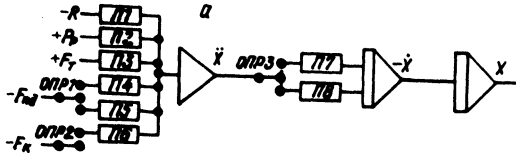


Рис. 3. Блок-схемы моделирования осевого нагружения наружного вала автомобиля:

а — блок-схема формирования параметров продольных колебаний; б — блок-схема определения осевой силы в шлицевом соединении карданного вала и управления блоками ОПР.

шестерни заднего моста  $O_2 O_3$  показаны в статическом положении. Точки  $O_1$  и  $O_2$  (центры крестовин) и точка  $O_3$  (центр полуосей) в процессе движения совершают вертикальные и продольные колебания. Кроме этого, точка  $O_2$  вращается вокруг точки  $O_3$  со скоростью  $\dot{\varphi}$ . Векторная сумма скоростей точек  $O_1$  и  $O_2$  на текущее направление оси карданного вала дает выражение для определения относительной скорости  $\Delta v$

$$\Delta v = (\dot{x}_1 - \dot{x}_3) \cos \alpha_x + (\dot{z} - \dot{z}) \sin \alpha_x + \\ + \dot{\varphi}_M \rho \cos [90^\circ - \alpha_x + \beta + \varphi_M],$$

где  $\alpha_x$  - текущий угол наклона оси карданного вала к горизонтальной плоскости;  $\alpha_x = \arctg\left(\frac{h_0 + z - \zeta}{L}\right) - \frac{\rho \varphi_M}{l_{к\text{ ср}}}$ .

На рис. 3, а показана цепь формирования параметров продольных колебаний, а на рис. 3, б - цепь формирования сил  $F_{ос}$ ,  $F_k \text{ sign } \Delta v$  и управления работой блоков ОПР.

### Л и т е р а т у р а

1. Выгонный А.Г. Уменьшение сил трения в шлицевом соединении карданной передачи. - "Автомобильная промышленность", 1966, № 1. 2. Щебров В.М., Ковальков А.Т., Автушко В.П. Испытания шлицевых соединений карданных передач. - В сб.: Автомобиле- и тракторостроение. Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей. Минск, 1971. 3. Гришкевич А.И., Бусел Б.У. Влияние дорожных неровностей на нагруженность трансмиссии автомобиля. - "Автотракторостроение". Минск, 1975, вып. 7.

В.Г. Ревский, В.П. Беленков

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНОГО КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА В ТРАНСМИССИЯХ КАРЬЕРНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ-САМОСВАЛОВ НОМОГРАФИЧЕСКИМ СПОСОБОМ

Выполнение расчетов деталей трансмиссии на прочность, определение эксплуатационных показателей автомобиля связано с необходимостью установить оценку взаимосвязи между конструктивными параметрами и условиями движения автомобиля.

Для этой цели может быть использовано уравнение тягового баланса автомобиля [1, 2]. Но если пользоваться этим уравнением для нахождения 1) сопротивления нагруженности разнотипных трансмиссий автомобилей, работающих в определенных условиях; 2) величины расчетного крутящего момента на нескольких звеньях трансмиссии, а также 3) при анализе влияния

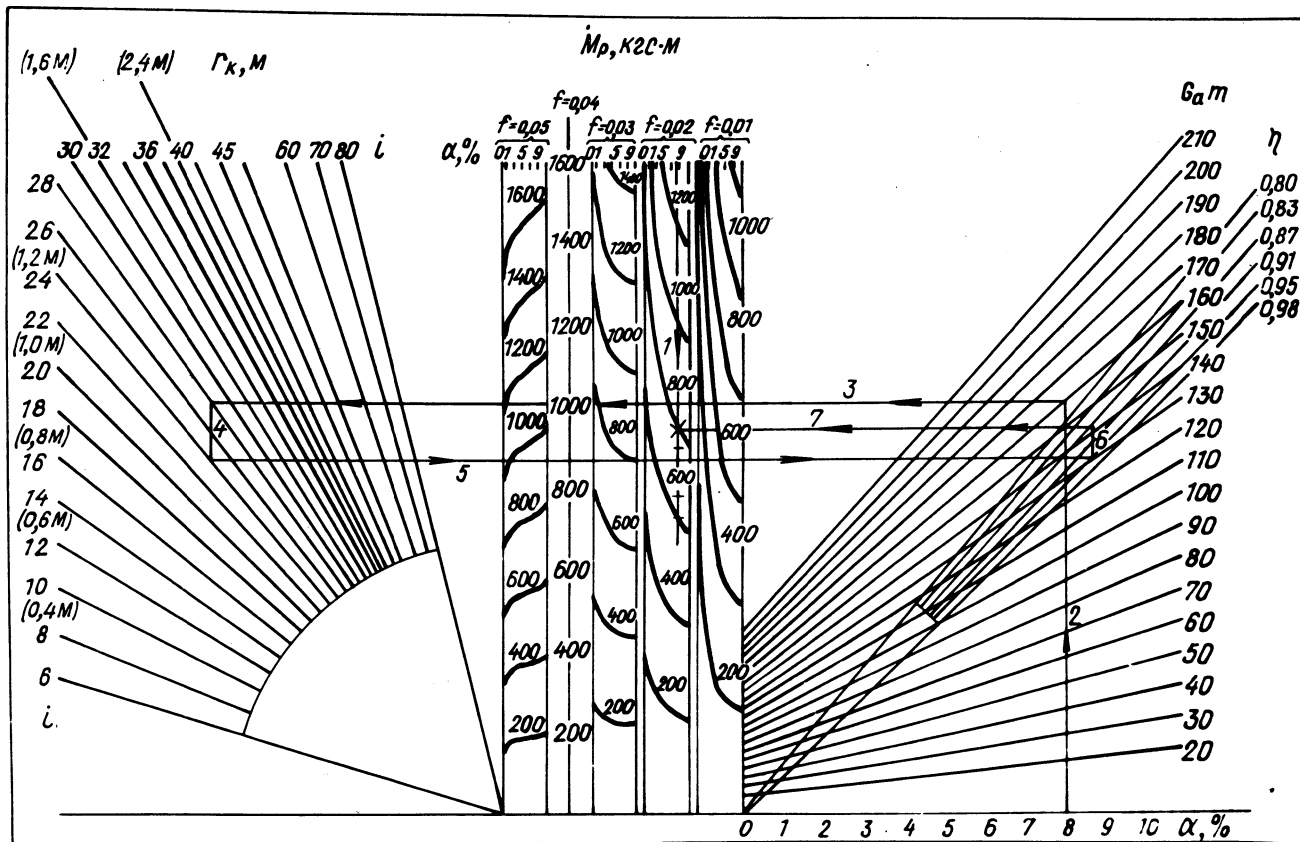


Рис. 1. Номограмма для определения величины расчетного крутящего момента.  
 Пример:  $G_a = 160\,000$  кг;  $\alpha = 8\%$ ;  $i = 28,0$ ;  $r_k = 1,2$  м;  $\eta = 0,87$ ;  $f = 0,02$ ;  $*M_p = 786$  кгс·м.



на нагруженность трансмиссии (отдельно или в совокупности) характеристик дорожных условий или конструкции автомобиля, то все эти расчеты будут весьма трудоемки. Значительно сократит объем расчетных работ применение предлагаемой номограммы (рис.1).

Основой для построения номограммы послужило уравнение тягового баланса автомобиля, имеющее вид

$$\frac{M_p i_{\text{общ}} \eta_{\text{общ}}}{r_k} = \frac{W(v_a)^2}{13} + G_a (f \cos \alpha + \sin \alpha), \quad (1)$$

где  $M_p$  – расчетный крутящий момент на соответствующей детали трансмиссии, кгс·м;  $i_{\text{общ}}$ ,  $\eta_{\text{общ}}$  – соответственно общее передаточное число и КПД части трансмиссии от ведущих колес автомобиля до определенной детали трансмиссии;  $r_k$  – радиус качения колеса автомобиля, м;  $v_a$  – эксплуатационная скорость движения автомобиля, км/ч;  $W_a$  – фактор обтекаемости;  $G_a$  – полный вес автомобиля, кгс;  $f$  – коэффициент сопротивления качению;  $\alpha$  – угол подъема дороги, град.

В начальной стадии расчетов, необходимых для построения номограммы, устанавливалась зависимость крутящего момента в трансмиссии от полного веса автомобиля и величины подъема дороги. Причем за базовый был принят автомобиль-самосвал семейства БелАЗ с условными характеристиками  $G_a = 130\ 000$  кгс,  $i_{\text{общ}} = 20$ ,  $\eta_{\text{общ}} = 0,95$ ,  $r_k = 1,0$ ,  $W_a = 1,26$ , движущийся равномерно с постоянной скоростью  $v_a = 20$  км/ч на подъем из карьера по дороге с  $f = 0,04$ .

Графически полученная зависимость  $M_p = f(G_a, \alpha)$ , для  $\alpha = (0 - 11)\%$  и  $G_a$  в пределах 20 000 – 210 000 кгс изображена в правой части номограммы группой наклонных прямых линий. В действительности эта зависимость не линейная. Погрешность, вносимая использованием линейной зависимости, не превышает 2%.

Вариации реальных скоростей движения и фактора обтекаемости при движении груженого автомобиля-самосвала на подъем из карьера оказывают очень малое влияние (по расчетам менее 1%) на изменение величины расчетного крутящего момента. Поэтому упомянутые характеристики при построении номограммы были приняты постоянными.

В последующих расчетах номограммы все изменения параметров трансмиссии и дорожных условий учитывались путем

введения пересчетных коэффициентов, связывающих первичные и варьируемые условия.

При построении левой части номограммы варьировались радиус качения колеса (0,4 – 1,4 м) и передаточное число трансмиссии (от 6,0 до 80,0). Это дало совокупность прямых линий, исходящих из одной точки, причем некоторые линии, соответствующие определенным величинам радиусов качения и передаточных чисел трансмиссии, совпали.

В средней части номограммы размещено несколько вертикальных шкал, позволяющих отсчитывать величину расчетного крутящего момента в зависимости от вариаций величины сопротивления качению (0,01 – 0,05) на дорогах с различной величиной подъема (0 – 11%). Влияние КПД трансмиссии (0,8 – 0,98) на величину расчетного крутящего момента определяется соответствующими прямыми в правой части номограммы.

Пример применения номограммы для определения величины расчетного крутящего момента в трансмиссии автомобиля показан непосредственно на рис. 1. Последовательность и направление перемещения по номограмме при выполнении операций расчета обозначены на ней цифрами и стрелками.

Особенностью расчета является то, что при выполнении операции 5 для любых значений  $\eta$  обязателен выход на линию  $\eta = 0,95$ , а затем уже переход на линию соответствующего значения  $\eta$ , т.е. операция 6.

Как видно из примера, результат получается за семь операций. Общая погрешность расчета по номограмме с учетом принятых допущений практически в сравнении с расчетом, выполненным непосредственно по уравнению тягового баланса, не превышает 3%.

#### Л и т е р а т у р а

1. Зимелев Г.В. Теория автомобиля. М., 1959.
2. Фиделев А.С. Автотракторный транспорт в строительстве. Киев, 1973.

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЗАТОРМАЖИВАЕМОГО КОЛЕСА

Для анализа процессов, происходящих при торможении автомобиля, весьма важно определить кинематические параметры затормаживаемого колеса. Среди них одни из основных - это скорость  $\omega_k$  и ускорение  $\dot{\omega}_k$ . Определялись эти параметры при тормозных испытаниях автомобиля БелАЗ-549 с помощью фотоэлектрического частотного датчика и электронного устройства, разработанного в Проблемной лаборатории автомобилей (ПЛА). Выбор фотодатчика был обусловлен необходимостью исключить влияние радиальных и осевых биений зубчатого диска на формируемый сигнал. Изготовленный диск позволил обеспечить максимальную частоту импульсов  $f$  датчика, пропорциональную угловой скорости колеса  $\omega_k$ , равную 1200 Гц.

$$f = \frac{\omega_k n}{2\pi} ,$$

где  $n$  - количество зубьев диска.

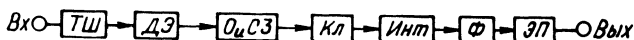
Один импульс датчика вырабатывается на каждые 14 мм перемещения автомобиля. Повышение частоты  $f$  датчика весьма важно для улучшения фильтрации выходного сигнала.

Для преобразования частотно-импульсного сигнала, полученного от фотодатчика, в аналоговый сигнал, необходимый для регистрации скорости колеса (например, с помощью шлейфового осциллографа) или дальнейшей его обработки (дифференцирования), в ПЛА был разработан частотно-аналоговый преобразователь. За основу взят принцип построения конденсаторных частотомеров [1, 2], где в отличие от рассмотренных накопительный (разрядный) конденсатор включен в схему интегратора, которым является генератор тока с емкостью в цепи коллектора. Такое построение преобразователя позволило получить линейную выходную характеристику устройства с большим динамическим диапазоном, что необходимо для последующего дифференцирования сигнала скорости колеса.

Функциональная схема преобразователя приведена на рис.1,а и принципиальная - на рис. 1,б, диаграммы напряжений в характерных точках схемы - на рис. 2.

Преобразователь состоит из следующих элементов (рис. 1,2):

а



б

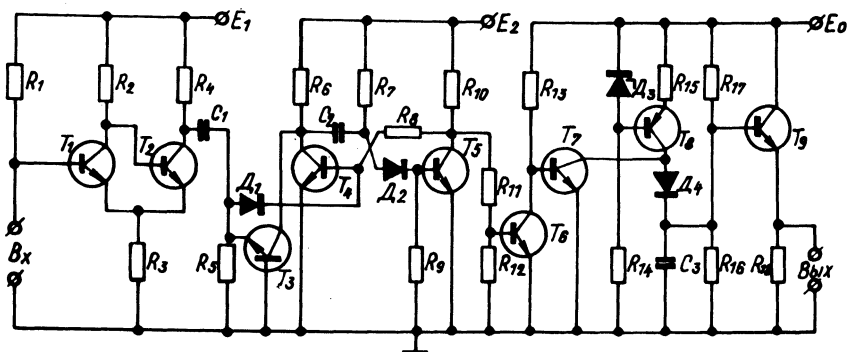


Рис. 1. Схемы частотно-аналогового преобразователя:

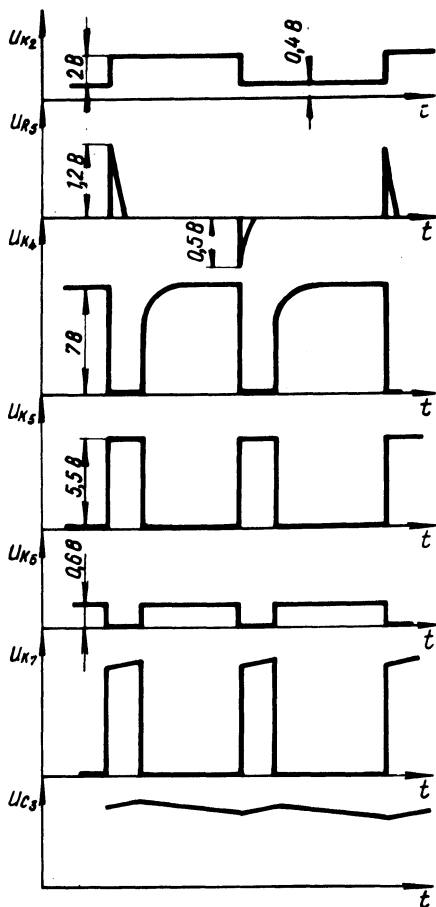
а — функциональная; б — принципиальная:  $T_1$ — $T_7$ ,  $T_9$ —КТ315;  $T_8$ —МП116;  $D_1, D_2, D_4$ —Д106,  $D_3$ —КС156А;  $C_1=200$  пФ,  $C_2=14000$  пФ,  $C_3=0,5$  мкФ;  $R_1=330$  к,  $R_2, R_7=24$  к,  $R_5, R_{11}, R_{12}=15$  к,  $R_3=620$  к,  $R_4=6,2$  к,  $R_6, R_{10}=3$  к,  $R_9, R_{13}=100$  к,  $R_{14}=5,1$  к,  $R_{15}=5$  к,  $R_{16}=43$  к,  $R_{17}=2$ ,  $R_{18}=6,2$  к.

триггера Шмитта ТШ на транзисторах  $T_1, T_2$ , резисторах  $R_1 - R_4$ ; дифференцирующего элемента ДЭ на конденсаторе  $C_1$  и резисторе  $R_5$ ; одновибратора О на транзисторах  $T_4, T_5$ , резисторах  $R_6 - R_{10}$ , конденсаторе  $C_2$  и диоде  $D_2$ ; схемы запуска одновибратора СЗ на транзисторе  $T_3$  и диоде  $D_1$ ; ключа на транзисторах  $T_6, T_7$  и резисторах  $R_{11} - R_{13}$ ; интегратора Инт на транзисторе  $T_8$ , резисторах  $R_{14} - R_{16}$ ; стабилитроне  $D_3$  и конденсаторе  $C_3$ ; эмиттерного повторителя ЭП на транзисторе  $T_9$  и резисторах  $R_{17}, R_{18}$ ; фильтра Ф (на принципиальной схеме не приведен).

Устройство питается от одного источника с напряжением  $E_0 = 24$  В, из которого получены стабилизированные напряжения  $E_1$  и  $E_2$  (рис. 1, б).

Преобразователь работает следующим образом. При вращении колеса и связанного с ним зубчатого диска циклически

Рис. 2. Диаграммы напряжений частотно-аналогового преобразователя.



освещается фотодиод, включенный на вход  $B_x$  частотно-аналогового преобразователя (рис. 1, б). Модуляция внутреннего сопротивления фотодиода вызывает срабатывание триггера ТШ, формирующего прямоугольные импульсы напряжением  $U_{к2}$  (рис. 2), которые дифференцируются элементом ДЭ. Положительные импульсы с резистора  $R_5$  ( $U_{R5}$ ) через детектирующий диод  $D_1$ , схемы запуска СЗ открывают транзистор  $T_4$  одновибратора 0. Одновибратор вырабатывает импульс, длительность которого не зависит от входной частоты ( $U_{к4}$ ,  $U_{к5}$ ). Отрицательные импульсы ( $U_{R5}$ ) открывают транзистор  $T_3$ , вновь запуская одновибратор. Таким способом одновибратор управляется с удвоенной частотой. Это позволяет добиться

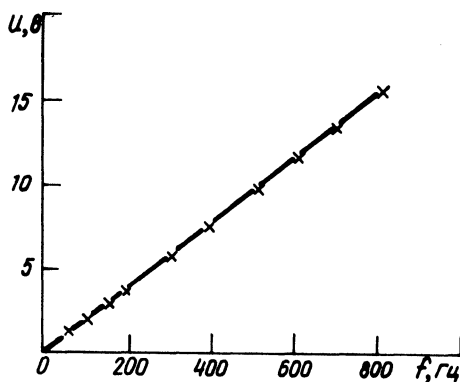


Рис. 3. Амплитудно-частотная характеристика частотно-аналогового преобразователя.

меньшего коэффициента пульсаций на выходе схемы и, следовательно, меньшего запаздывания при формировании выходного сигнала. С помощью ключа  $K_{\text{д}}$  осуществляется управление процессом заряда и разряда конденсатора  $C_3$  интегратора Инт ( $U_{\text{к6}}, U_{\text{к7}}, U_{\text{с3}}$ ).

На выходе преобразователя включен эмиттерный повторитель ЭП, предотвращающий влияние нагрузки на интегрирующую цепь.

Для уменьшения пульсаций выходного аналогового сигнала необходимо применение фильтра нижних частот, который и определяет инерционность всего устройства. В ПЛА был разработан и применен фильтр, уменьшающий свою постоянную времени при изменении угловой скорости колеса. Это дало возможность получить низкий коэффициент пульсации и незначительное запаздывание выходного сигнала.

Коэффициент пульсаций выходного сигнала описанного устройства на частоте  $f = 600$  Гц без фильтра составляет 3,3%, а с фильтром — менее 0,1%. Амплитудно-частотная характеристика преобразующего устройства приведена на рис. 3.

Значения элементов электронной схемы, рассчитанные по [3], приведены на рис. 1, б.

При таком способе регистрации угловой скорости колеса формирование аналогового электрического сигнала, соответствующего мгновенному значению скорости, происходит с неко-

горым запаздыванием. Существенно то, что запаздывание, определяемое характеристиками интегрирующей цепи и фильтра, постоянно и не зависит от частоты входных импульсов, т.е. от скорости  $\omega_k$ .

В тех же случаях, когда требуется определить мгновенную скорость и основным требованием является минимальное запаздывание образования ее электрического аналога, целесообразно построение более быстродействующих, но и более сложных преобразующих устройств [4]. Имеет смысл выбор описанной схемы формирования аналогового сигнала скорости для автомобилей с большим моментом инерции колеса, например, автомобилей БелАЗ.

Разработанное устройство дало возможность исследовать кинематические параметры колеса ( $\omega_k, \dot{\omega}_k, \ddot{\omega}_k$ ) автомобиля БелАЗ-549 в режиме блокирования и циклического торможения на дорогах с различным состоянием покрытия (сухой, мокрый и замасленный асфальт и грунтовое покрытие). Получены кривые относительного проскальзывания колеса  $\lambda(t)$  при различной начальной скорости торможения. Установлено, что при  $\lambda = 0,2 - 0,3$  наблюдается самое интенсивное замедление автомобиля.

Характерно, что, несмотря на большой момент инерции приведенных масс (вращающиеся детали редуктора, электродвигатель), затормаживаемое колесо достаточно быстро входит в блокировку (0,3 - 0,4 с на сухом асфальте).

На угловую скорость колеса при этом существенно влияют кратковременные возмущения не только со стороны дороги, но и от приведенных масс колеса. Все это приводит к тому, что на сигналы первой и второй производных ( $\dot{\omega}_k, \ddot{\omega}_k$ ) накладывается высокочастотная помеха, затрудняющая обработку и использование полученных значений параметров. Как показали экспериментальные исследования, особенно искажается характер поведения второй производной.

Определение кинематических параметров колеса при торможении проводилось в комплексе с измерением тормозного момента  $M_T$ , перемещения тормозных колодок  $z$ , давления в колесном цилиндре  $p_{к.ц}$ , замедления автомобиля  $a$ , перераспределения вертикальной нагрузки на колесо  $G_k$ . Процесс торможения колеса и автомобиля дополнительно фиксировались с помощью ускоренной съемки кинокамерой "Киев".

Таким образом, разработанный фотоэлектрический датчик и преобразующее устройство могут быть использованы для опре-

деления кинематических параметров колеса, что необходимо, например, для отработки алгоритма управления противоблокировочных устройств в тормозных системах грузовых автомобилей.

### Л и т е р а т у р а

1. Терешин Г.М. Радиоизмерения. М., 1969. 2. Баранов Л.А. и др. Конденсаторные преобразователи в автоматике и системах управления. М., 1969. 3. Старостин А.Н. Импульсная техника. М., 1973. 4. Куликов С.В., Чистяков Б. В. Дискретные преобразователи сигналов на транзисторах. М., 1972.

В.В. Капустин, А.Г. Денисов, С.С. Волкус

### ИССЛЕДОВАНИЕ ГИСТЕРЕЗИСА И ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТОРМОЗНОГО МЕХАНИЗМА АВТОМОБИЛЯ БелАЗ-549

Эффективная и надежная работа автоматических противоблокировочных устройств (ПБУ) в тормозных системах автомобилей зависит от правильного определения их параметров, рационального выбора схемы и места установки исполнительного устройства (модулятора).

В общем комплексе этих задач по разработке ПБУ перво-степенное значение имеет широкое экспериментальное исследование статических и динамических характеристик реальной тормозной системы. В связи с разработкой ПБУ большой практический интерес представляет определение передаточной функции тормозного механизма  $M_T(p)$ , т.е. зависимости изменения тормозного момента от подведенного в колесный цилиндр давления в режиме торможения и оттормаживания.

Исследованию тормозного механизма и, в частности пары трения (тормозная колодка – барабан), посвящен ряд работ. Однако не определена аналитическая зависимость  $M_T(p)$ , которая бы наиболее полно учитывала все факторы.

В то же время полученные зависимости  $M_T(p)$  не отражают реальную связь параметров и не учитывают целый ряд факторов работы тормозного механизма, что объясняется сложностью термодинамических процессов, происходящих на контактирующей поверхности пары трения [1]. В работе [2] отмечаются большие неустойчивости тормозного момента  $M_T(p)$ . При



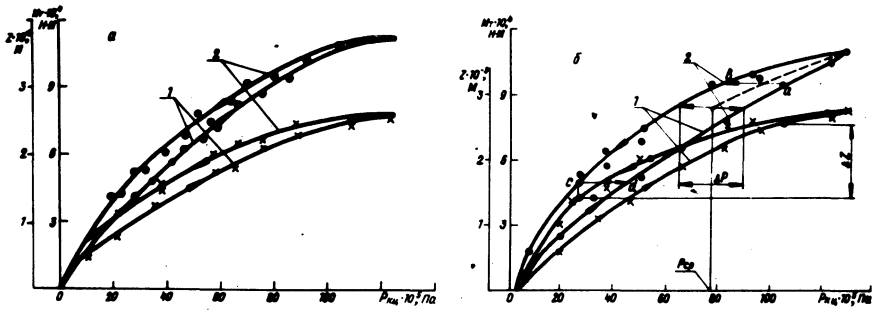


Рис. 1. Гистерезис тормозного механизма БелАЗ-549: а — следящее торможение; б — экстренное торможение; — тормозной момент  $M_T$ ; x-x — перемещение тормозной колодки  $z$ ; 1 — торможение; 2 — оттормаживание.

определении зависимости  $M_T(p)$  применяют ряд допущений и упрощений. Так, в тормозных системах с гидравлическим приводом применяется линейная зависимость.

Наши исследования тормозной системы автомобиля БелАЗ-549 показали, что зависимость  $M_T(p)$  в цикле торможения и оттормаживания может быть с достаточной степенью точности описана полиномом 3 или 4-й степени (рис. 1). Кроме того, применяя регрессионный анализ, можно учесть влияние и других факторов на величину тормозного момента, как, например, начальную скорость торможения автомобиля  $v_a$ , перемещение тормозных колодок  $z$ .

Известно, что при уменьшении давления в тормозном цилиндре (при оттормаживании) образуется область, в которой тормозной момент остается постоянным, т.е. тормозной механизм имеет зону нечувствительности. Вследствие этого на всем рабочем диапазоне изменения давления при торможении и оттормаживании и образуется петля, которая в зависимости от типа и конструкции тормозного механизма может изменяться в широких пределах — от 20 до 50% [3]. Высокое значение гистерезиса относится к тормозным механизмам симплексного типа (с захватывающей и отжимной колодкой), в которых разжимные кулаки опираются непосредственно на колодку и имеют значительное сухое трение. Это обстоятельство необходимо учитывать при проектировании тормозных механизмов.

Тормозные колодки автомобиля БелАЗ-549 управляются непосредственно штоком колесного цилиндра, что значительно

уменьшает сухое трение. Но, несмотря на такую конструкцию, гистерезис при экстренном торможении достигает значительной величины (20 – 25%) (рис. 1), что объясняется эффектом серводействия обеих колодок и возникающими при этом адгезийными свойствами (прилипанием). Эти явления рассмотрены в работах А.В. Чичинадзе [1].

На величину гистерезиса, как показали испытания, влияет и момент инерции тормозных колодок  $I_k$ , который при массе колодки  $Q = 100$  кг равен  $I_k = 1,65 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ .

Величина инерционного момента тормозной колодки может быть определена из выражения

$$M_k^{(J)} = \frac{I_k}{l} \frac{d^2 z}{dt^2}, \quad (1)$$

где  $I_k$  – момент инерции колодки;  $l$  – расстояние от оси штока колесного цилиндра до оси колодки;  $z$  – линейное перемещение штока колесного цилиндра.

Влияние момента инерции тормозных колодок может быть учтено при моделировании работы тормозного гидропривода.

Величина гистерезиса и быстродействие тормозного механизма в режиме работы тормозной системы с ПБУ могут быть оценены коэффициентом нечувствительности

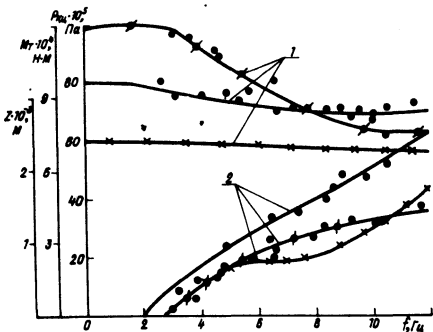
$$K = \frac{\Delta p}{2 p_{\text{ср}}}, \quad (2)$$

где  $\Delta p$  – абсолютная разность изменения давления в колесном цилиндре в пределах зоны нечувствительности тормозного момента;  $p_{\text{ср}}$  – усредненное давление в колесном цилиндре (рис. 1, б).

На рис. 1 приведена зависимость  $z(p)$ , которая дает возможность определить характер и величину изменения расхода жидкости, необходимого для обеспечения регулирования тормозного момента  $M_T$  в заданных пределах.

Если предположить, что при каком-то установившемся режиме работы ПБУ изменение тормозного момента может происходить по замкнутому контуру  $abcd$  (рис.1,б), то

Рис. 2. Амплитудно-частотные характеристики тормозного механизма БелАЗ-549: 1 — огибающие кривые торможения; 2 — огибающие кривые оттормаживания; — тормозной момент  $M_T$ ; ж-ж — перемещение тормозной колодки  $Z$ ; — — давление в колесном цилиндре  $P_{к.ц}$ .



давление в колесном цилиндре должно соответственно изменяться в пределах

$$P = \Delta p + P_{сл}, \quad (3)$$

где  $\Delta p$  — абсолютное давление зоны нечувствительности (участок  $ab$  и  $cd$ );  $p$  — следящее давление при изменении тормозного момента ( $сл bc$  и  $da$ ).

Очевидно, что для уменьшения запаздывания изменения  $M_T$  необходимо обеспечить в первую очередь быстрый перепад давления  $P_{к.ц}$ . Исполнительный клапан ПБУ должен при этом обеспечивать максимальный расход жидкости.

Если в пневматических исполнительных устройствах быстрое растормаживание (участок  $ab$ ) может быть достигнуто увеличением сечения, то в гидравлических это находится в прямой зависимости от роста инерционных потерь жидкости в линии слива. В гидравлических тормозных системах определенные места установки исполнительного устройства с учетом обеспечения эквивалентности инерционных потерь жидкости как в линии питания, так и слива имеет принципиальное значение.

Экспериментально определены амплитудно-частотные характеристики тормозного механизма. Частота изменения давления в колесном цилиндре моделировалась электрогидравлическим клапаном, который был включен последовательно в гидравлическую тормозную систему автомобиля. Электроклапан управлялся специально разработанным генератором электрических импульсов с переменной частотой и скважностью входного сигнала. Циклическое торможение автомобиля проводилось с начальной скоростью торможения 10, 20, 30, 40, 50 км/ч.

Тормозной момент  $M_T$ , перемещение колодок  $Z$ , давле-

ние в колесном цилиндре  $p_{к,ц}$  и за клапаном  $p_{кл}$ , перемещение золотника клапана  $h$ , частота  $f_{кл}$ , скорость затормаживаемого колеса  $\omega_k$  и автомобиля  $v_a$  измерялись одновременно и записывались на шлейфы осциллографа.

На рис. 2 приведены огибающие кривые торможения и оттормаживания, которые определяют поле и величину амплитуд давления  $p_{к,ц}$ , тормозного момента  $M_T$  и перемещения колески  $z$ . Из графика видно, что гистерезис тормозного механизма оказывает наиболее существенное влияние на величину амплитуды тормозного момента в режиме оттормаживания.

Область колебаний тормозного момента при увеличении частоты срабатывания клапана смещается относительно изменения давления  $p_{к,ц}$  к своему максимальному значению с резким уменьшением амплитуды  $A(M_T)$ . Как показали исследования, при частоте  $f_{кл} > 6$  Гц незначительное изменение тормозного момента практически не влияет на режим торможения, т.е. колесо блокируется.

Следовательно, для обеспечения следящего изменения тормозного момента от давления в колесном цилиндре в диапазоне более высоких частот необходимо компенсировать влияние гистерезиса вводом в схему регулирования нелинейных корректирующих устройств. Максимальный расход, а значит и быстрое падение давления при относительно больших длинах трубопроводов питания и слива можно осуществить с помощью аккумулирующих элементов в исполнительных клапанах ПБУ.

Проведенные исследования дают возможность оценить влияние гистерезиса тормозного механизма на выбор схемы и параметров исполнительных устройств с целью обеспечения эффективной работы ПБУ.

При выборе схемы и проектировании новых тормозных механизмов с учетом установки ПБУ в тормозных системах автомобилей необходимо учитывать явление механического гистерезиса.

## Л и т е р а т у р а

1. Чичинадзе А.В. Расчет и исследование внешнего трения при торможении. М., 1967.
2. Петров М.А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме. Омск, 1973.
3. Fritzsche G. und Reinecke E. Elektronisches Bremsregelsystem für Nutzfahrzeuge - ATZ, 1972, N7.

П.Н. Кишкевич, Л.М. Пиковский, В.В. Палазова

## МОДУЛЯТОРЫ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ С ПРОТИВОБЛОКИРОВОЧНЫМ УСТРОЙСТВОМ

Одним из наиболее эффективных способов повышения устойчивости движения автомобилей и автопоездов при торможении и, следовательно, повышения безопасности движения автотранспорта является применение автоматических противоблокировочных устройств (ПБУ), не допускающих блокировку (юз) колес в любых дорожных условиях. ПБУ позволяет устранить занос автомобиля при торможении, сократить тормозной путь, предотвратить складывание автопоездов и значительно увеличить срок службы шин.

Типичная противоблокировочная система содержит датчики, электронно-решающий блок (ЭРБ) и исполнительный орган (модулятор).

Создание ПБУ ставит перед отраслью ряд новых проблем: разработку технологических и точных датчиков, позволяющих определять текущие значения кинематических параметров тормозящего колеса, разработку электронно-решающих (логических) блоков и создание эффективных исполнительных органов ПБУ, способных быстро и с достаточно высокой частотой менять давление в тормозном приводе.

Модулятор ПБУ предназначен для регулирования давления в приводе рабочей тормозной системы согласно командам от электронно-решающего блока ПБУ. Модулятор устанавливается между тормозным краном и тормозной камерой, поэтому он не должен препятствовать обычному торможению автомобиля и не должен ухудшать динамических свойств тормозного привода.

Модуляторы по способу управления являются электропневматическими аппаратами, и их можно рассматривать как комбинацию управляющего воздухораспределителя с электрическим управлением и управляемого (силового) воздухораспределителя с пневматическим управлением.

По принципу работы различают двухфазовые и трехфазовые модуляторы, свободно открытые (например, фирма "The Bendix") и свободно закрытые ("Fiat"). Двухфазовые модуляторы работают в режиме нарастания давления в тормозном исполнительном механизме (торможение) – падения давления в тормозном исполнительном механизме (оттормаживание) и имеют, как правило, один соленоид. Трехфазовые модуляторы работают в более сложном режиме: нарастание давления в тормозном ис-

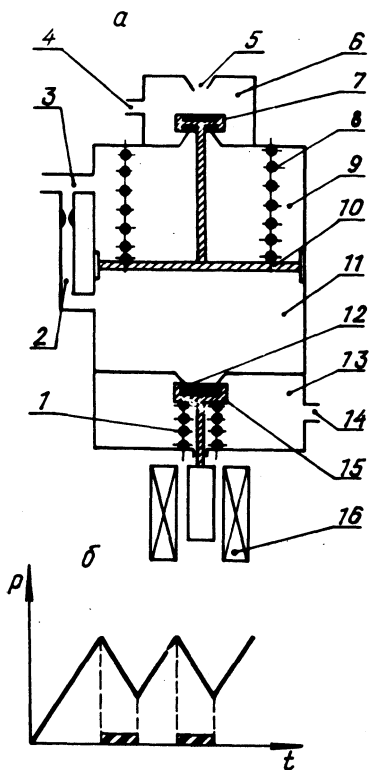



Рис. 1. Поршневой двухфазовый модулятор фирмы "The Bendik":

а — принципиальная схема;  
 б — фазовая характеристика модулятора;  — включен соленоид.

полнительном механизме (торможение) — падение давления в тормозном исполнительном механизме (оттормаживание) до определенного давления — выдержка давления — и имеют два соленоида, т.е. два управляющих воздухораспределителя.

Большинство известных модуляторов иностранных фирм — двухфазовые. Двухфазовые модуляторы проще и экономичнее в изготовлении и эксплуатации, чем трехфазовые. Но трехфазовые модуляторы имеют весьма существенное преимущество по сравнению с двухфазовыми: они позволяют работать как в двухфазовом, так и в трехфазовом режиме, что весьма важно на первом этапе разработки ПБУ, так как создается возможность для более широкого экспериментирования при исследовании динамики пневматического тормозного привода с ПБУ. Предполагается, что трехфазовый модулятор снизит расход сжатого воздуха и повысит средний тормозной момент при работе ПБУ.

Как отмечалось выше, модуляторы должны быстро и с достаточно большой частотой менять давление в исполнительном

тормозном механизме. Быстродействие модуляторов зависит от характеристик управляющих соленоидов. Серийно выпускаемые отечественной промышленностью соленоиды не отвечают требованиям быстродействия. Поэтому при разработке модуляторов особое внимание должно быть уделено расчету и выбору соленоида с требуемыми рабочими характеристиками и конструктивным исполнением.

В качестве примера рассмотрим работу двухфазового и трехфазового модуляторов.

Двухфазовый модулятор поршневого типа фирмы "The Bendix" [1]. В схематическом виде этот модулятор представлен на рис. 1,а. При отсутствии давления в тормозном приводе пружина 8 прижимает клапан 7 к нижнему седлу. Клапан 15 пружинной 1 прижат к нижнему седлу. Клапан 15 пружинной 1 прижат к седлу 12. Рабочая полость тормозного исполнительного механизма (канал 4) через полость 6 связан с тормозным краном (канал 5), а следовательно, с атмосферой. Через тормозной кран с атмосферой связан канал 14. Каналы 3 и 2 дроссельным отверстием постоянно соединены с атмосферой.

Процесс торможения проходит следующим образом. При нормальных условиях модулятор не ограничивает поток сжатого воздуха, проходящий из управляемого водителем тормозного крана в тормозной исполнительный механизм и наоборот.

Сжатый воздух от тормозного крана через канал 5, полость 6 и канал 4 поступает в тормозной исполнительный механизм и одновременно через канал 14 в полость 13. В тормозном исполнительном механизме давление нарастает до тех пор, пока затормаживаемое колесо не входит в режим блокировки. От электронно-решающего блока (ЭРБ) поступает команда на соленоид 16, управляющий процессом оттормаживания.

Процесс оттормаживания происходит так: по обмотке соленоида 16 начинает протекать ток. Якорь соленоида, связанный с клапаном 15, перемещается, сообщая полость 13 с полостью 11. Поршень 10 под действием сжатого воздуха перемещается вверх, сжимая пружину 8; клапан 7, прижимаясь к верхнему седлу, отсекает полость 6 и канал 4 от канала 5 и через него от тормозного крана и одновременно соединяет тормозной исполнительный механизм через канал 4 и полость 6 с полостью 9 и далее через канал 3 с атмосферой. Давление в тормозном исполнительном механизме падает. Когда колесо выходит из режима блокировки, от ЭРБ поступает команда на торможение. Обмотка соленоида обесточивается, клапан 15 зани-

а

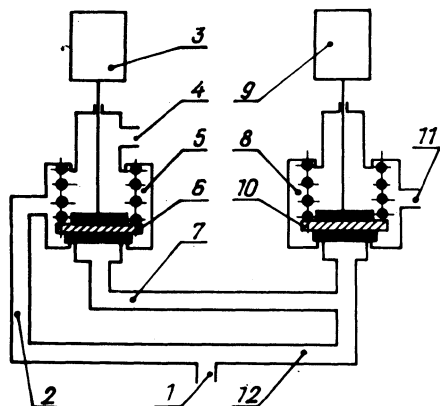


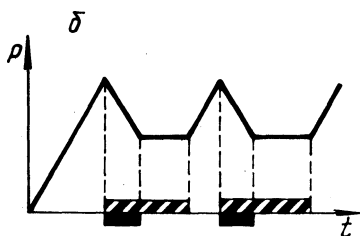


Рис. 2. Трехфазовый модулятор фирмы "DVA":

а -- принципиальная схема;  
 б -- фазовая характеристика модулятора;  -- включен соленоид 3;  -- включен соленоид 9.



мает исходное положение, отсекая полость 11 от тормозного крана. Сжатый воздух из полости 11 через каналы 2 и 3 выпускается в атмосферу, поршень 10 под действием пружины 8 возвращается в исходное положение. Тормозной исполнительный механизм через канал 4, полость 6 и канал 5 соединяется с тормозным краном. В дальнейшем процесс повторяется.

Канал 2 с дроссельным отверстием обеспечивает некоторый медленный рост тормозного давления в тормозном исполнительном механизме на время между моментом перекрытия соединения тормозного крана с тормозным исполнительным механизмом и моментом начала выпуска сжатого воздуха из тормозного исполнительного механизма. Фазовая характеристика модулятора фирмы "The Bendix" представлена на рис.1,б.

Трехфазовый модулятор фирмы "DVA" [2]. Схема этого модулятора изображена на рис. 2,а. При отсутствии давления в тормозном приводе клапаны 6 и 10 находятся в нижнем положении. Рабочая полость тормозного исполнительного механизма



(канал 1) через канал 2, полость 5 связана с тормозным краном (канал 4), а следовательно, с атмосферой. Через тормозной кран с атмосферой связан канал 12, а канал 7 и полость 8 постоянно связаны с атмосферой.

В процессе торможения сжатый воздух свободно проходит из канала 4 в канал 2 и далее в канал 1 как при нормальном торможении, так и при работе ПБУ. В тормозном исполнительном механизме нарастает давление до тех пор, пока затормаживаемое колесо не входит в режим блокировки. От электронно-решающего блока (ЭРБ) поступает команда на соленоиды 3 и 9, управляющие процессом оттормаживания.

При оттормаживании по обмоткам соленоидов 3 и 9 протекает ток. Якоря соленоидов, связанные с клапанами 6 и 10, поднимаются, отсекая тормозной кран (канал 4) от тормозного исполнительного механизма (канал 1) и одновременно соединяя последний через каналы 2, 12, 7 и полости 5, 8 с атмосферой (канал 11). Давление в тормозном исполнительном механизме падает, причем, до тех пор, пока от ЭРБ не поступит сигнал на фиксацию (выдержку) давления.

В процессе фиксации (выдержки) давления обмотка соленоида 9 обесточивается, клапан 10 занимает исходное положение, разобщая тормозной исполнительный механизм с атмосферой. В полости 5 при этом сохраняется остаточное давление тормозного исполнительного механизма, в полости 8 — атмосферное. Происходит фиксация давления в тормозном исполнительном механизме. При достижении разблокированным колесом определенного углового ускорения от ЭРБ поступает команда на повторное торможение. По этой команде обесточивается соленоид 3, клапан 6 занимает исходное положение. В дальнейшем процесс повторяется. Фазовая характеристика модулятора фирмы "ДВА" представлена на рис. 2,б.

На основании анализа существующих схем модуляторов, их принципа работы и экспериментальных исследований динамики пневматического тормозного привода можно сделать вывод о том, что для семейства автомобилей МАЗ более предпочтительна схема трехфазного модулятора с электропневматическим управлением и с достаточно большими проходными сечениями. Для тормозных систем МАЗ была выбрана схема трехфазового модулятора и разработана его конструкция. Проведение дальнейших экспериментальных исследований позволит получить уточненные конструктивные параметры и схему модулятора.

## Л и т е р а т у р а

1. Клапан управления противоблокировочной тормозной системой. США, Патент № 3677610 кл. США 303-21. 2. Ги Бургуэн. Доклад № 6. Описание тормозного устройства против скольжения для грузовых автомобилей одиночных и с прицепом. Технический симпозиум. М., 1972.

Н.Ф. Метлюк, В.П. Автушко

### ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРОСТЕЙШЕЙ ЦЕПИ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ

Пневматической цепью будем по аналогии с электрическими цепями [1] называть совокупность устройств, предназначенных для прохождения сжатого воздуха. Пневматическая цепь состоит из источников, приемников сжатого воздуха и промежуточных элементов (трубопроводов, клапанов, аппаратов), соединяющих источники с приемниками.

Расчет пневматических цепей основывается на различных допущениях. Например, различные по конструкции промежуточные элементы реальной пневматической цепи при динамическом расчете заменяются эквивалентными сосредоточенными сопротивлениями, называемыми дросселями (Д). Иногда даже сложные аппараты, включенные в пневматическую цепь и представляющие собой совокупность клапанов и каналов различной конфигурации, в расчетной схеме заменяются эквивалентными по сопротивлению дросселями.

Под простейшей цепью понимается одноконтурная цепь, состоящая из одного дросселя и одной подключенной к дросселю емкости. Емкостью (Е) называется элемент пневматической цепи, в котором может накапливаться сжатый воздух.

Мгновенный массовый расход воздуха через дроссель  $\left(\frac{dm}{dt}\right)_Д$  выражается следующей зависимостью:

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_Д = f v \rho_1 = \mu f v_{кр} \frac{p_0}{RT} \varphi(\sigma), \quad (1)$$

где  $f$  — площадь проходного сечения канала;  $v$  — скорость струи на выходе из дросселя;  $\rho_1$  — плотность воздуха на выходе из дросселя;  $\mu$  — коэффициент расхода дросселя, пред-

ставляющий собой произведение коэффициента скорости на коэффициент сжатия струи;  $v_{кр}$  - критическая скорость, равная  $v_{кр} = \sqrt{k R T}$ ;  $p_0$  - давление на входе дросселя;  $R$  - газовая постоянная;  $T$  - абсолютная температура;  $k$  - показатель адиабаты,  $k = 1,4$ ;  $\varphi(\sigma)$  - функция расхода;  $\sigma$  - отношение давления на выходе из дросселя  $p_1$  к давлению на входе  $p_0$ .

В ряде работ [2 - 4] для расчета пневматического привода используется формула Сен-Венана и Ванцеля, полученная для изоэнтропного течения газа через геометрическое сопло (насадок). Эта формула предполагает надкритический режим течения и критическую скорость потока воздуха при соотношениях давлений  $\sigma_{нач} \leq \sigma \leq 0,528$ , что, как показывается в работах [3, 5, 6], не соответствует действительным процессам в реальных элементах пневмопривода. В трубопроводах и в пневмоаппаратах критическая скорость  $v_{кр}$ , как правило, не достигается, а в некоторых элементах цепи она может достигаться при соотношениях давлений  $\sigma$ , намного меньших 0,528.

Согласно формуле Сен-Венана и Ванцеля, функция для докритического режима расхода имеет вид ( $\sigma > 0,528$ ):

$$\varphi(\sigma) = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left( \sigma^{\frac{2}{k}} - \sigma^{\frac{k+1}{k}} \right)}; \quad (2)$$

для критического режима ( $\sigma \leq 0,528$ ) эта функция приобретает вид

$$\varphi(\sigma) = 0,2588 \sqrt{\frac{2}{k-1}}. \quad (2,а)$$

Более простой является следующая функция расхода [2, 7]:

$$\varphi(\sigma) = \sqrt{\frac{2}{k} \sigma (1 - \sigma)}, \quad (3)$$

предполагающая обязательное наличие надкритического режима течения при  $\sigma \leq 0,5$ .

Наиболее точно отражается процесс течения воздуха в трубопроводах и в эквивалентных дросселях (сложных аппаратах и клапанах) функцией [2]

$$\varphi(\sigma) = \sqrt{\frac{1 - \sigma^2}{2k(\xi_T - \ln \sigma)}} \quad (4)$$

где  $\xi_T = \frac{1}{2} \lambda \frac{l_T}{D_T}$ ;  $\lambda$  - коэффициент потерь в трубе;  $l_T$  и  $D_T$  - длина и диаметр трубопровода. Потери в трубопроводе учитываются коэффициентом  $\lambda$ , поэтому в уравнении (1) с функцией (4) коэффициент расхода  $\mu$  опускается.

Использование функций расхода (2) и (3) значительно усложняет расчет пневматической цепи из-за предполагаемого обязательного наличия двух режимов течения (докритический и надкритический), независимого от конструкции элемента. Функция (4) не имеет аналитического решения.

Эти обстоятельства заставили искать более простые и достаточно точные функции расхода. В результате авторами получена гиперболическая функция вида

$$\varphi(\sigma) = \frac{h}{B-1} \frac{1-\sigma}{B-\sigma} \quad (5)$$

где  $h$  - постоянная величина, означающая растяжение гиперболы вдоль вертикальной оси;  $B$  - постоянная и равная

$$B = \frac{1 + \sigma_{\text{нач}}}{2} + \sqrt{\frac{1}{4} (1 - \sigma_{\text{нач}})^2 + h(1 - \sigma_{\text{нач}})}.$$

Постоянная  $h$  определяет форму гиперболической функции расхода и определяется, исходя из значения соотношения времени опорожнения  $t_o$  и времени наполнения  $t_n$  емкости через дроссель, соответствующих изменению давления в емкости на 90% от максимального диапазона. В результате статистической обработки экспериментальных величин  $\frac{t_o}{t_n}$ , определенных на основании 194 осциллограмм динамических характеристик простейшей пневматической цепи с различными параметрами (емкости  $V = 0,5; 0,985; 2,05; 4,4$  и  $5,63$  л; трубопроводы  $\phi 8 \times 1; \phi 10 \times 1; \phi 14 \times 1; \phi 15 \times 1; \phi 18 \times 1,5$ , длиной  $l = 0,1; 0,5; 1,0; 2,0; 5,0; 10; 15; 20$  м и дроссельные шайбы  $\phi 2; \phi 3; \phi 5; \phi 7; \phi 10$  мм) при  $p_0 = 8 \cdot 10^5$  Н/м<sup>2</sup>, получена гистограмма частот значений  $\frac{t_o}{t_n}$ . Среднее значение  $\frac{t_o}{t_n}$  на ос-

новании этих данных равно 1,67 и принимается в дальнейшем равным 1,7. Следовательно, постоянная  $h = 0,15$ .

Таким образом,  $h$  принимается равной 0,15. Величина  $B$  зависит, главным образом, от постоянной  $h$  и незначительно изменяется при изменении  $\sigma_{нач}$ . Так, например, при  $h = 0,15$ ,  $B = 1,13$  изменение величины  $B$  при изменении  $\sigma_{нач}$  от 0,1 до 0,5 находится в пределах 1%.

Для сравнительного анализа приведенных функций расхода будем полагать  $\varphi_{max}(\sigma) = \varphi(\sigma_{нач})$ , а в случаях предполагаемого наличия критического режима течения  $\varphi_{max}(\sigma) = \varphi(\sigma_{кр})$ . Тогда максимальный расход воздуха через дроссель равен

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{max} = \mu f v_{кр} \frac{p_{онач}}{RT} \varphi(\sigma_{нач}) \quad (6)$$

или

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{max} = \mu f v_{кр} \frac{p_{онач}}{RT} \varphi(\sigma_{кр}). \quad (6,а)$$

Разделив левые и правые части уравнения (1) на соответствующие части (6), получаем

$$q(\sigma) = \frac{p_o}{p_{онач}} \frac{\varphi(\sigma)}{\varphi(\sigma_{нач})}. \quad (7)$$

При  $p_o = p_{онач} = const$  (давление перед дросселем постоянное) имеем

$$q(\sigma) = \frac{\varphi(\sigma)}{\varphi(\sigma_{нач})} \quad \text{или} \quad q(\sigma) = \frac{\varphi(\sigma)}{\varphi(\sigma_{кр})}. \quad (7,а)$$

На рис. 1 показаны зависимости  $q(\sigma)$  для различных функций: линия 1 для функции (2), линия 2 для функции (3), линии 3 и 4 для функций (4) и линия 5 для функции (5).

Уравнение состояния воздуха в емкости [2, 3], полученное из уравнения баланса энергии для переменного количества газа без учета теплообмена с внешней средой, имеет вид

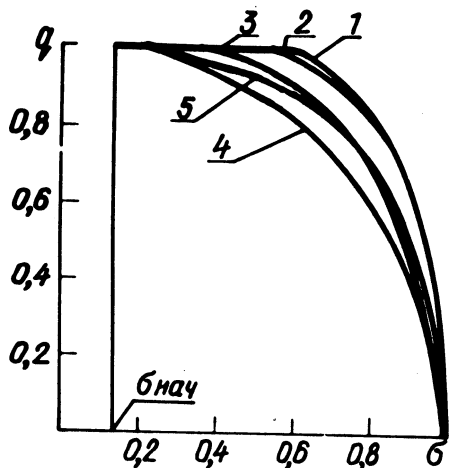


Рис. 1. Графики безразмерных функций расхода  $q(\sigma)$ :  
 1 — для функции (2); 2 — для функции (3); 3 и 4 — для функции (4) соответственно при  $\xi_1 = 5$  и  $\xi_1 = 40$ ; 5 — для функции (5).

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_D = \frac{p}{RT} \frac{dV}{dt} + \frac{V}{kRT} \frac{dp}{dt} \quad (8)$$

В случае постоянного объема  $V$  полагаем  $\frac{dV}{dt} = 0$ , и уравнение (8) упрощается.

Совместное решение уравнений (1), (5) и (8) для простейшей цепи с постоянной емкостью приводит к следующим дифференциальным уравнениям:

наполнение

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{k\mu f v_{кр} p_o}{V} \frac{h}{(B-1)} \frac{p_o - p_1}{B p_o - p_1}; \quad (9)$$

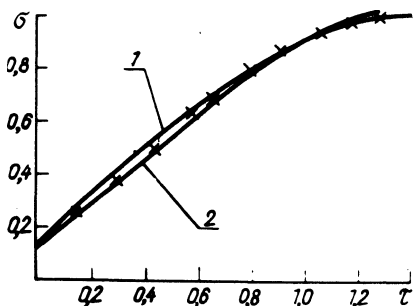
опорожнение

$$\frac{dp_o}{dt} = - \frac{k\mu f v_{кр} p_o}{V} \frac{h}{B-1} \frac{p_o - p_1}{B p_o - p_1}. \quad (10)$$

Решение уравнения (9) в случае  $p_o = \text{const}$  и скачкообразного изменения входного давления  $p_o$  (мгновенное открытие канала) имеет вид

$$t = \frac{V(B-1)}{k\mu f v_{кр} h} \left[ \left( \frac{p_1}{p_o} - \frac{p_{нач}}{p_o} \right) + (B-1) \ln \frac{p_o - p_{нач}}{p_o - p_1} \right]. \quad (11)$$

Рис. 2. Графики безразмерных переходных характеристик:  
 1 — согласно функции (5); 2 — согласно функции (2); xxx — точки экспериментальной безразмерной характеристики.



Решение уравнения (10) при  $p_1 = \text{const}$  и при мгновенном открытии выпускаемого канала имеет вид

$$t = \frac{V(B-1)}{k \mu f v_{кр} h} \left[ \ln \frac{p_{\text{онач}}}{p_0} + (B-1) \ln \frac{p_{\text{онач}} - p_1}{p_0 - p_1} \right] \cdot (12)$$

Полученные решения (11) и (12) легко приводятся к безразмерному виду путем деления левых частей на время  $t$  изменения давления в емкости на 90% от максимального диапазона и правых частей на их значения, соответствующие  $t = t_k$ ,  $p_1 = p_{1к}$  и  $p_0 = p_{0к}$ .

На рис. 2 приведены полученные безразмерные зависимости  $\sigma(\tau)$ , где  $\tau = \frac{t}{t_k}$ . Из рисунка видно, что имеющаяся существенная разница (до 16%) в характеристиках относительно расхода  $q(\sigma)$  во много раз уменьшается в переходных характеристиках  $\sigma(\tau)$ .

Отклонения переходных характеристик  $\sigma(\tau)$  друг от друга составляют не более 4%. На этом же рисунке показаны точки безразмерной экспериментальной переходной характеристики  $\sigma(\tau)$ , полученной на основании статистической обработки 25 осциллограмм динамических характеристик для простейшей пневматической цепи при ее различных параметрах.

На рис. 3 представлены в качестве примера рассчитанные по формулам (11) и (12) и экспериментальные переходные характеристики простейшей цепи. Различие расчетных и экспериментальных кривых не превышает 5%.

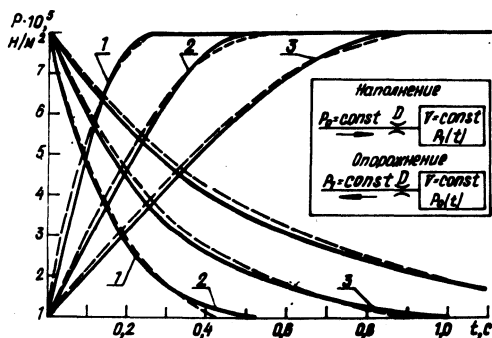


Рис. 3. Расчетные и экспериментальные переходные характеристики пневматической цепи с постоянной емкостью (— экспериментальные данные; - - - - расчетные данные):

- 1 —  $V = 1,25 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ,  $\Phi 15 \times 1$ ,  $l = 10 \text{ м}$ ;
- 2 —  $V = 1,25 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ,  $\Phi 8 \times 1$ ,  $l = 1 \text{ м}$ ;
- 3 —  $V = 4,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ,  $\Phi 10 \times 1$ ,  $l = 2 \text{ м}$ .

На рис. 4 приведены зависимости  $\frac{t_0}{t_H} = F(p_0)$  для  $h = 0,15$  (пунктирная линия) и зависимости  $\frac{t_H}{V/k \mu f v_{кр}} = F_1(p_0)$  и  $\frac{t_0}{V/k \mu f v_{кр}} = F_2(p_0)$  (сплошные линии).

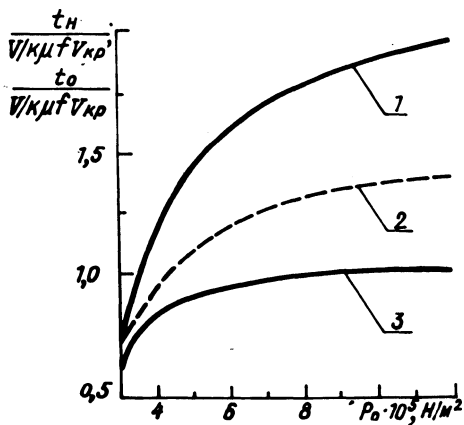


Рис. 4. Зависимость времени наполнения и опорожнения емкости от  $p_0$ :  
 1 —  $\frac{t_0}{V/k \mu f v_{кр}}$ ; 2 —  $\frac{t_0}{t_H}$ ;  
 3 —  $\frac{t_H}{V/k \mu f v_{кр}}$ .



Решая дифференциальное уравнение (8) с учетом уравнений (1) и (5) в случае скачкообразного изменения входного давления для простейшей пневматической цепи с переменной емкостью получаем

наполнение ( $p_0 = \text{const}$ ):

$$t = \frac{B-1}{\kappa \mu f v_{кр} h} \left\{ \frac{1}{\kappa} \left( V_0 - \frac{F^2}{c} p_I \right) B \ln \left| \frac{p_0 - p_{нач}}{p_0 - p_1} \right| + \right. \\ \left. + \left[ \left( 1 + \frac{1}{\kappa} \right) B p_0 \frac{F^2}{c} - \frac{1}{\kappa} \left( V_0 - \frac{F^2}{c} p_I \right) \right] \left[ \frac{p_{нач} - p_1}{p_0} + \right. \right. \\ \left. \left. + \ln \left| \frac{p_0 - p_{нач}}{p_0 - p_1} \right| \right] + \left( 1 + \frac{1}{\kappa} \right) \frac{F^2}{c} \left[ \frac{1}{2} \left( \frac{p_1^2 - p_{нач}^2}{p_0} \right) + \right. \right. \\ \left. \left. + (p_1 - p_{нач}) - p_0 \ln \left| \frac{p_0 - p_{нач}}{p_0 - p_1} \right| \right] \right\};$$

опорожнение ( $p_1 = \text{const}$ ):

$$t = \frac{B-1}{\kappa \mu f v_{кр} h} \left\{ \frac{1}{\kappa} \left( V_0 - \frac{F^2}{c} p_I \right) \ln \left| \frac{p_{0нач} (p_0 - p_1)}{p_0 (p_{0нач} - p_1)} \right| + \right. \\ \left. + \left[ B \left( V_0 - \frac{F^2}{c} p_I \right) - \left( 1 + \frac{1}{\kappa} \right) p_1 \frac{F^2}{c} \right] \ln \left| \frac{p_{0нач} - p_1}{p_0 - p_1} \right| + \right. \\ \left. + \left( 1 + \frac{1}{\kappa} \right) B \frac{F^2}{c} \left[ (p_{0нач} - p_0) + p_1 \ln \left| \frac{p_{0нач} - p_1}{p_0 - p_1} \right| \right] \right\},$$

где  $V_0$  - начальный объем цилиндра;  $F$  - площадь поршня цилиндра;  $c$  - приведенная жесткость упругой связи (пружины);  $p_I$  - давление в цилиндре в начале движения поршня.

Расхождение результатов расчета с экспериментальными данными не превышает 5%.

#### Л и т е р а т у р а

1. Атабеков Г.И. Основы теории цепей. М., 1969. 2. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Динамика пневматических приводов ма-

шин-автоматов. М., 1964. 3. Погорелов В.И. Газодинамические расчеты пневматических приводов. Л., 1971. 4. Кожевников С.Н., Пешат В.Ф. Гидравлический и пневматический приводы металлургических машин. М., 1973. 5. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. М., 1969. 6. Гинзбург И.П. Прикладная гидрогазодинамика. Л., 1958. 7. Дмитриев В.Н., Чернышев В.И. Пневматические вычислительные приборы непрерывного действия. М., 1962.

Л.А. Молибошко

## ЭКВИВАЛЕНТНЫЕ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ МАШИН

Выбор оптимальных динамических характеристик различных машин и механизмов связан с рассмотрением весьма сложных механических колебательных систем. Хотя не существует принципиальных трудностей при составлении уравнений движения, описывающих эти системы, и дальнейшем решении их с помощью электронных вычислительных машин, однако алгоритм решения задачи получается весьма сложным и не наглядным.

Поскольку все динамические характеристики могут быть определены из характеристических полиномов исходной и парциальных колебательных систем, то в первую очередь необходимо найти простые методы их составления и связи между ними без выведения и решения уравнений движения.

Нахождение динамических характеристик в общем случае сводится к составлению уравнений движения, представлению их в операторном виде и разрешению относительно интересующих величин, например, матричными методами [1].

Использование матричных уравнений позволяет ввести строгую последовательность в процесс решения и ускорить его. Но матричный метод имеет существенный недостаток, заключающийся в том, что при вычислении определителей и алгебраических дополнений появляется много одинаковых пар слагаемых с разными знаками, которые сокращаются и в окончательное решение не входят. Промежуточные операции с этими членами трудоемки и, по существу, бесполезны.

Более удобным для указанной цели является способ, основанный на предварительном преобразовании структурной схемы рассматриваемой колебательной системы и последующем ее

приведении к эквивалентной одноконтурной системе при помощи метода структурных преобразований. Его преимущество заключается в том, что громоздкое формальное решение совместных уравнений заменяется наглядными преобразованиями, имеющими геометрическую интерпретацию и уменьшающими вероятность появления ошибок [2].

Применение топологических методов анализа систем, в частности теории сигнальных графов, позволяет значительно упростить и ускорить нахождение динамических характеристик. В этом случае исходные уравнения движения заменяются графом, наглядно вскрывающим внутренние связи между переменными.

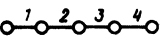
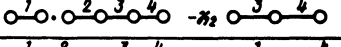
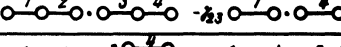
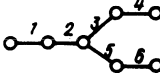
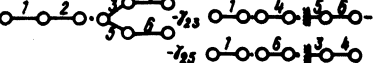
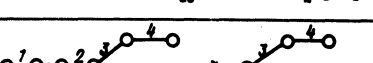
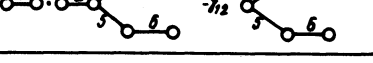

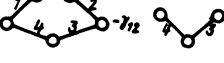
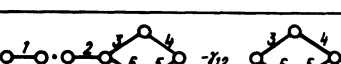
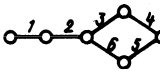
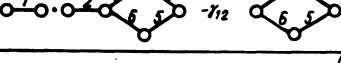
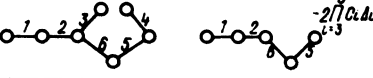
Сравнение последних двух методов показывает, что они имеют очень много общего. По сути, структурная схема есть граф, представленный в других обозначениях. Использование этих методов позволяет исключить операцию составления уравнений движения и строить граф или структурную схему непосредственно по исходной колебательной системе.

Структурный метод и метод графов предполагают составление схемы или графа, хотя, как показывает практика, для проведения расчетов вполне достаточно исходной колебательной системы. Кроме того, их использование не позволяет избежать громоздких алгебраических преобразований. Этих недостатков лишен предлагаемый ниже метод эквивалентных преобразований колебательных систем (эквивалентных — с точки зрения характеристических полиномов), основанный на последовательном расщеплении системы на отдельные части с повторением ее параметров, например масс.

Система сначала делится на две части с повторением какой-либо массы  $I_k$ . Характеристический полином всей системы равен произведению характеристических полиномов ее отдельных частей минус произведение коэффициента связи  $\gamma_{k-1, k}$  между этими частями на характеристические полиномы частей системы, получающихся в результате заземления массы  $I_k$  и разрыва упругих связей  $c_{k-1}$  и  $c_k$ , входящих в этот коэффициент связи. Аналогичным образом производится дальнейшее расщепление системы. Она расщепляется до тех пор, пока в выражении не получатся характеристические полиномы только простейших систем, состоящих из двух масс, соединенных между собой упругим звеном, которые равны:

$$R_i(p) = [p^2 + c_i(\Delta_i + \Delta_{i+1})] + p r_i(\Delta_i + \Delta_{i+1});$$

Таблица 1. Примеры преобразователей различных колебательных систем

Исходная система	Варианты преобразований исходной системы	Характеристический полином
 $R_{1-4}$	 	$R_{1-4} = R_1 R_2 \gamma_{12} R_{34}$ $R_{1-4} = R_1 R_2 R_3 \gamma_{23} R_4$
 $R_{1-6}$	  	$R_{1-6} = R_{12} R_{3-6}^-$ $-\gamma_{23} R_1 R_4 R_{56}^{(3)} - \gamma_{35} R_1 R_6 R_{34}^{(3)}$
 $R_{1-4}^0$	 	$R_{1-4}^0 = R_{1-4} - \gamma_{12} R_{34}^-$ $- 2 \prod_{i=1}^4 c_i \Delta_i$
 $R_{1-6}^0$	 	$R_{1-6}^0 = R_1 R_{2-6}^- \gamma_{12} R_{3-6}^0$ $- 2 \prod_{i=3}^6 c_i \Delta_i$

$$\gamma_{i,i+1} = (c_i + r_i p)(c_{i+1} + r_{i+1} p) \Delta_{i+1}^2,$$

где  $\Delta_i$  - подвижность массы (величина, обратная моменту инерции массы,  $\Delta_i = 1/I_i$ );  $c$  - жесткость упругого звена;  $r_i$  - коэффициент вязкого трения в упругом звене;  $p$  - оператор.

Если в результате расщепления происходит размыкание замкнутого контура, то в характеристический полином необходимо дополнительно ввести со знаком минус удвоенное произведение всех подвижностей и жесткостей, входящих в данный замкнутый контур. В табл. 1 в качестве примера приведены варианты преобразований различных колебательных систем.

Нахождение частотных характеристик по характеристическим полиномам сводится, как известно, к замене оператора  $p$  на  $i\omega$ . При наличии в системе диссипативных сил непосредственное их использование затруднительно, поскольку они являются комплексными функциями. Для разделения их на действительные и мнимые части, т.е. для приведения к виду  $R(\omega) = A + i\omega B$ , необходимы громоздкие преобразования.

Этого можно избежать, если воспользоваться следующей приближенной зависимостью:

$$R(\omega) = \bar{R}(\omega) + i\omega [R^*(\omega) - \bar{R}(\omega)],$$

где  $\bar{R}(\omega)$  - частотный полином без учета трения в системе;  $R^*(\omega)$  - частотный полином, учитывающий трение в системе.

Для простейших систем

$$\bar{R}_i(\omega) = c_i(\Delta_i + \Delta_{i+1}) - \omega^2;$$

$$R_i^*(\omega) = (c_i + r_i)(\Delta_i + \Delta_{i+1}) - \omega^2;$$

$$\bar{\delta}_{i,i+1} = c_i c_{i+1} \Delta_{i+1}^2;$$

$$\delta_{i,i+1}^* = (c_i + r_i)(c_{i+1} + r_{i+1}) \Delta_{i+1}^2.$$

Метод нахождения амплитудных частотных характеристик рассматриваемых колебательных систем без составления и решения уравнений движения описан в работе [3].

#### Л и т е р а т у р а

1. Дондошанский В.К. Расчеты колебаний упругих систем на электронных вычислительных машинах. М., 1965. 2. Техническая кибернетика. Теория автоматического регулирования. Под ред. В.В. Солодовникова. М., 1967. 3. Молибощко Л. А. Упрощенный метод определения амплитудных частотных характеристик трансмиссии автомобиля. - В сб.: Автотракторостроение. Устойчивость движения и работоспособность агрегатов автомобилей и тракторов. Минск, 1975, вып. 7.

А.С. Савич

#### ВЫБОР НАГРУЗОЧНОГО РЕЖИМА И МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ХОДОВОЙ ЧАСТИ АВТОМОБИЛЯ

В процессе эксплуатации автомобиля его детали, узлы и агрегаты подвергаются действию комплекса нагрузок, носящих колебательный характер, а их частота и амплитуда зависят от качества дорожного покрытия, скорости движения автомобиля,

мощности и типа двигателя, а также колебательных свойств того или иного узла автомобиля.

Прочность, износостойкость и долговечность деталей автомобиля необходимо определять по фактически действующим нагрузкам, полученным путем изучения действительного нагрузочного режима работы агрегатов и узлов автомобилей в зависимости от условий их эксплуатации.

Нагрузочный режим подшипниковых узлов ходовой части автомобиля определяется двумя взаимосвязанными параметрами: величиной нагрузки и продолжительностью ее действия, выраженной в километрах пробега.

Нагрузка на колесо автомобиля – величина переменная, непрерывно изменяющаяся в зависимости от типа и состояния дорожного покрытия и скорости движения автомобиля. Подшипники ступиц колес подвергаются непрерывному действию вертикальной нагрузки от приходящейся на колесо массы автомобиля, величина которой постоянно изменяется при движении автомобиля в зависимости от типа и состояния дорожного покрытия и дополняется динамической нагрузкой. Подшипники ведущих колес автомобиля нагружаются также и тяговым усилием, изменяющимся в соответствии с характером распределения крутящего момента в трансмиссии автомобиля на каждой передаче. Поэтому при расчетах подшипников колес на долговечность нагрузочный режим должен устанавливаться в соответствии с заданными условиями эксплуатации.

Основной составляющей и определяющей работоспособность подшипников ходовой части автомобиля является вертикальная нагрузка.

Проведенные нами исследования нагрузочного режима ходовой части автомобиля позволяют при расчете подшипников качения колес на долговечность опираться на принцип, основанный на учете переменного характера нагрузок в зависимости от условий эксплуатации, характерных для данного автомобиля.

Нагрузочный режим для расчета подшипников ходовой части автомобиля. Расчет и выбор подшипников ходовой части автомобиля так же, как и подшипников трансмиссии, необходимо производить исходя из: а) длительно действующих переменных нагрузок, вызывающих усталостное разрушение элементов подшипников, по которым производится расчет подшипников на долговечность; б) эпизодических пиковых нагрузок, возникающих в результате внезапного наезда автомобилем на препятствие или в результате колебательных процессов подрессоренной

массы автомобиля при движении по разбитой дороге, по которым производится расчет максимальной статической грузоподъемности подшипников.

Выбор нагрузочного режима для расчета подшипников качения ходовой части автомобиля на долговечность зависит от конструкции узла и вида воспринимаемой данным подшипниковым узлом нагрузки.

Для подшипников неведущих колес нагрузочный режим характеризуется: а) кривыми распределения вертикальной нагрузки, действующей на колесо автомобиля, с учетом состояния и типа дорожных покрытий; б) распределением общего пробега автомобиля по типам дорог.

Для подшипников ведущих колес нагрузочный режим характеризуется, кроме того, кривыми распределения тягового усилия на ведущих колесах и относительной продолжительностью работы автомобиля на различных передачах коробки передач.

При определении долговечности подшипников ступиц колес для нахождения реакций и приведенных (эквивалентных) нагрузок на подшипники целесообразно в качестве расчетной нагрузки принимать постоянную статическую нагрузку от приходящейся на колесо массы автомобиля с номинальной величиной загрузки.

Чтобы получить эквивалентные усталостные явления в напряженном материале элементов подшипника, необходимо влияние действительных переменных нагрузок на долговечность подшипников автомобиля учитывать коэффициентом внешней динамической нагрузки  $K_d$ . Величина  $K_d$  определяется исходя из кривых распределения вертикальной нагрузки, действующей на колесо автомобиля, для заданных условий эксплуатации по формуле

$$K_d = \frac{\sum P_i^{3,33} a_i}{P_{ст}}$$

где  $P_i$  - средняя величина нагрузки для  $i$ -го интервала кривой распределения, кгс;  $a_i$  - вероятность действия нагрузки (частота) для  $i$ -го интервала кривой распределения;  $P_{ст}$  - статическая нагрузка от приходящегося на колесо веса автомобиля, кгс.

Таким образом, практическое использование кривых распределения сводится к расчету коэффициента  $K_d$ .

На основании изучения характера распределения нагрузок ,

Таблица 1. Эмпирические зависимости для определения коэффициентов  $K_d$  в различных дорожных условиях

Тип и состояние дороги	Эмпирические формулы
Асфальтированное шоссе	$K_d = 1,017 + 0,00142 v_a$
Гравийное шоссе среднего качества	$K_d = 1,016 + 0,0018 v_a$
Булыжное шоссе удовлетворительно-го качества	$K_d = 1,062 + 0,0019 v_a$
Грунтовая дорога удовлетворительного качества	$K_d = 1,0825 + 0,0035 v_a$
Грунтовая разбитая дорога	$K_d = 1,211 + 0,0042 v_a$
Лесная ухабистая дорога	$K_d = 1,025 + 0,0054 v_a$
Булыжная разбитая дорога	$K_d = 1,171 + 0,0066 v_a$

действующих на ходовую часть автомобиля в различных дорожно-эксплуатационных условиях [1], предлагаются следующие эмпирические зависимости коэффициента динамической нагрузки  $K_d$  от типа и состояния дорожного покрытия и скорости движения автомобиля  $v_a$  (табл. 1).

Приведенные эмпирические формулы применимы для дорог низшего типа (без покрытий, в плохом состоянии) при  $v_a = 10 - 40$  км/ч, для дорог с твердым покрытием среднего и хорошего качества при  $v_a = 10 - 90$  км/ч.

Величина расчетного динамического коэффициента  $K_{д.р}$  для подшипников ступиц колес в зависимости от дорожных условий может быть определена по выражению

$$K_{д.р} = \sqrt[3,33]{\sum \frac{\alpha_i}{100} K_{д_i}^{3,33}}$$

где  $\alpha_i$  - продолжительность работы автомобиля в данных условиях эксплуатации в процентах от общего времени движения;  $K_{д_i}$  - динамические коэффициенты, соответствующие данным типам дорог.

Продолжительность работы автомобиля в различных дорожных условиях определяется исходя из назначения автомобиля и ориентировочного распределения грузооборота автомобильного транспорта по сети дорог СССР.



Таблица 2. Распределение пробега автомобилей по дорогам различных категорий, %

Дороги	Грузовые авто- мобили		Легковые автомо- били и автобусы
	общего назна- чения	повы- шен- ной прохо- димо- сти	
Асфальтобетонные I, II и III кате- горий	40	20	40
Булыжные, гравийные или щебе- ночные III, IV или V категорий	25	30	20
Грунтовые	25	50	10
Улицы городов	10	-	30

Распределение пробега автомобилей по дорогам различного вида при проведении исследовательских испытаний на надежность регламентируется ГОСТом 6875-54 и ГОСТом 6905-54 и приведено в табл. 2.

Практически значения расчетных динамических коэффициентов  $K_{д.р}$  с учетом существующих рекомендаций по определению средне<sup>д.р</sup>технической скорости и принимая распределение пробега автомобилей по дорогам различного вида согласно табл. 2, выбирают в соответствии с рекомендациями табл. 3.

Расчет подшипников ходовой части на статическую нагруженность предусматривает определение требуемой статической грузоподъемности подшипника  $C_{o.тр}$ .

При определении требуемой статической грузоподъемности подшипника или проведении анализа статической нагруженности подшипника при проверочных расчетах нагруженный режим характеризуется величиной максимальной (пиковой) вертикальной нагрузки, возникающей в результате внезапного наезда автомобилем на препятствие.

Значение максимальной вертикальной нагрузки на колесо  $P_{в. тах}$  может быть определено по формуле

$$P_{в. тах} = P_{ст} K_{д. тах} K,$$

где  $K_{д. тах}$  - максимальный динамический коэффициент;  $K$  - коэффициент статической нагрузки.

Таблица 3. Рекомендации по выбору  $K_{д.р}$

Типы автомобилей	Условия эксплуатации	Средне-техническая скорость $v_{ср}$ , км/ч	Значения коэффициента $K_{д.р}$
Грузовые общетранспортного назначения	Осредненные	$0,5 v_{max}$	1,14-1,18
	Преимущественно на дорогах с асфальтобетонным покрытием	$0,65 v_{max}$	1,10-1,15
	Преимущественно в городских условиях	$0,35 v_{max}$	1,12-1,16
	По грунтовым и лесным дорогам	$0,25 v_{max}$	1,15-1,30
Грузовые, работающие в режиме "с грузом - без груза"	Осредненные:		
	при движении с грузом	$0,45 v_{max}$	1,20-1,25
	при движении без груза	$0,55 v_{max}$	1,25-1,30
	Преимущественно в городских условиях	$0,35 v_{max}$	1,2
	В карьерах	15-20 км/ч	1,25-1,35
Многоприводные	Осредненные	$0,4 v_{max}$	1,20-1,30
Легковые	На дорогах:		
	с асфальтобетонным покрытием - 60%; с булыжным покрытием - 15%; гравийных - 15%; грунтовых - 10%	$0,5 v_{max}$	1,14-1,20
Автобусы: городские	(Распределение пробега по дорогам различного вида такое же, как для легковых автомобилей)	$0,35 v_{max}$	1,10-1,15
		$0,75 v_{max}$	1,13-1,18
междугородные			

По опытным данным, значение коэффициента  $K_{д.р}$  зависит от скорости движения автомобиля и от способа наезда на препятствие (одним колесом или обоими колесами оси одновременно). При практических расчетах принимается  $K_{д.р} = 3,5$ .

Расчетные зависимости для определения реакций на подшипники ступиц колес. Подшипники ступиц колес нагружаются только радиальной нагрузкой, так как осевая внешняя постоянная нагрузка отсутствует. Тормозные (толкающие) и боковые усилия ввиду их периодического и непродолжительного дейст-

вия можно не учитывать. Нагрузка на опоры неведущего колеса создается весом автомобиля, приходящимся на колесо, и зависит от расположения подшипников в ступице относительно плоскости действия нагрузки.

Согласно схеме (рис. 1, а) радиальные реакции на подшипники определяются по выражениям:

для внутренней опоры

$$F_{r\text{ вн}} = \frac{b}{a+b} Z_1;$$

для наружной опоры

$$F_{r\text{ н}} = \frac{a}{a+b} Z_1;$$

где  $Z_1 = \frac{G_1}{2} - g_k$  - вертикальная реакция от массы  $G_1$ , приходящейся на передние (неведущие) колеса, кгс;  $g_k$  - масса колеса со ступицей, кгс.

Радиальные нагрузки на подшипниковые опоры ведущих колес автомобиля складываются из вертикальной составляющей, действующей на колесо, и тягового усилия.

Для полностью разгруженной полуоси, тип которой применяется на грузовых автомобилях (рис. 1, б), реакции на подшипники определяются следующим образом:

для внутренней опоры

$$F_{r\text{ вн}} = \frac{b}{a+b} \sqrt{Z_2^2 + F_{\text{э.к}}^2};$$

для наружной опоры

$$F_{r\text{ н}} = \frac{a}{a+b} \sqrt{Z_2^2 + F_{\text{э.к}}^2},$$

где  $Z_2 = \frac{G_2}{2} - g_k$  - вертикальная реакция от массы  $G_2$ ,

приходящейся на ведущие колеса автомобиля, кгс;  $g_k$  - масса колеса (или двух колес при двойном скате) со ступицей, кгс;  $F_{\text{э.к}}$  - эквивалентное тяговое усилие, действующее на колесо ведущего моста автомобиля и определяемое по выражению

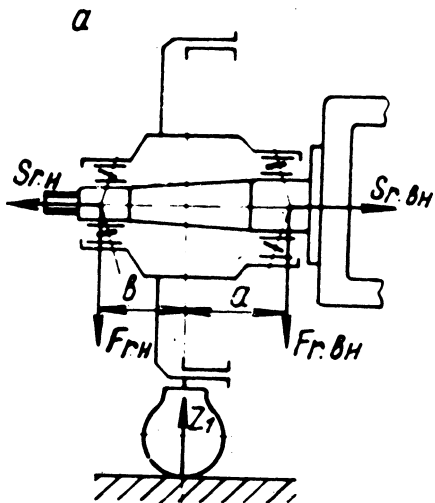
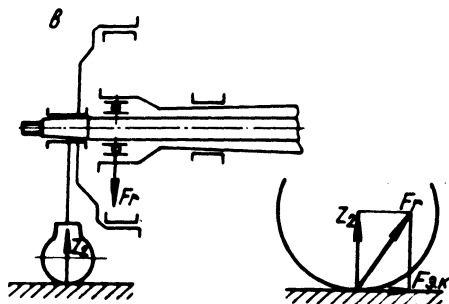
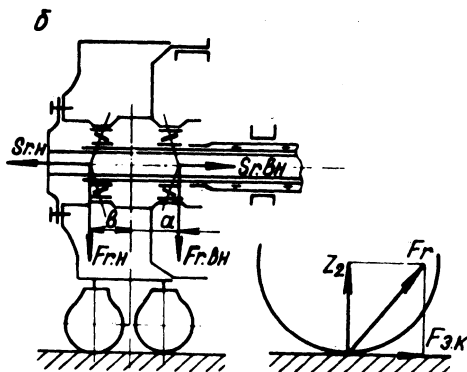


Рис. 1. Схема нагружения подшипников качения неведущего колеса автомобиля (а); ступицы ведущего колеса моста с разгруженной полуосью (б); ведущего колеса моста с полуразгруженной полуосью (в).



$$F_{\text{э.к}} = \frac{\sqrt{m \sum M_{\text{э}i}^m \delta_i^m i_{\text{к.п}}^m}}{r_{\text{к}}},$$

где  $M_{\text{э}i}$  - эквивалентный крутящий момент на полуоси ведущего моста автомобиля на  $i$ -й передаче, кгс·м;  $\delta_i$  - относительный пробег автомобиля на  $i$ -й передаче;  $i_{\text{к.п}}^i$  - передаточное число колесной передачи;  $r_{\text{к}}$  - рабочий радиус колеса, м.

Для полуразгруженной полуоси, тип которой применяется на легковых автомобилях (рис. 1,в), радиальная реакция на подшипник равна

$$F_r = \sqrt{Z_2^2 + F_{\text{э.к}}^2}.$$

Осевая составляющая  $S_r$  от действия радиальной нагрузки для радиально-упорных конических роликоподшипников определяется по выражению  $S_r = 0,83 e F_r \approx 1,25 F_r \text{tg} \alpha$ , где  $e = 1,5 \text{tg} \alpha$  - вспомогательный коэффициент;  $\alpha$  - угол контакта тел качения.

Проектирование подшипникового узла любого агрегата автомобиля заключается в определении требуемой динамической  $C_{\text{тр}}$  и статической  $C_{\text{о,тр}}$  грузоподъемности исходя из заданного  $\text{тр}$  нагрузочного режима и планируемого межремонтного пробега автомобиля  $L_{S_{\text{о}}}$  в километрах пробега.

Требуемая динамическая грузоподъемность подшипника определяется по выражениям:

а) для автомобилей общетранспортного назначения

$$C_{\text{тр}} = Q_{\text{пр}} \left[ \frac{L_{S_{\text{о}}}}{2\pi r_{\text{к}} \cdot 10^3} \right]^{\frac{1}{m}};$$

б) для автомобилей, работающих в режиме "с грузом - без груза",

$$C_{\text{тр}} = \left[ \frac{0,5L_{S_{\text{о}}}}{2\pi r_{\text{к}} \cdot 10^3} (Q_{\text{пр}1}^m + Q_{\text{пр}2}^m) \right]^{\frac{1}{m}},$$

где  $Q_{\text{пр}}$  - приведенная нагрузка на подшипник, кгс;  $r_k$  - рабочий радиус качения колеса автомобиля, м;  $m$  - показатель степени, равный для шарикоподшипников 3, для роликоподшипников - 3,33.

Приведенная нагрузка определяется по формуле

$$Q_{\text{пр}} = P K_D K_T K_P,$$

где  $P$  - эквивалентная динамическая нагрузка, учитывающая совместное действие реальной  $F_r$  и осевой  $F_a$  нагрузки, кгс;  $K_T$  - коэффициент, учитывающий влияние на долговечность подшипника температурного режима (для подшипников ступиц колес  $K_T = 1,0$ );  $K_P$  - коэффициент, учитывающий влияние на долговечность подшипника отклонения от правильной регулировки (для подшипников ступиц колес  $K_P = 1,1$ ) [2].

Эквивалентная динамическая нагрузка в общем виде для радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников определяется по выражению [3]

$$P = X V F_r + Y F_a,$$

где  $X$  - коэффициент радиальной нагрузки;  $Y$  - коэффициент осевой нагрузки;  $V$  - коэффициент вращения (для подшипников ступиц колес при вращении наружного кольца  $V = 1,2$ ).

Для расчета эквивалентной динамической нагрузки на конические роликоподшипники в зависимости от соотношения радиальных и осевых составляющих следует руководствоваться рекомендациями табл. 4.

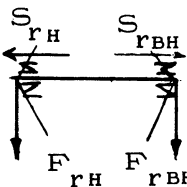
В случае выбора подшипников по конструктивным соображениям производится проверочный расчет по определению расчетной долговечности подшипников  $L_S$  исходя из заданного нагрузочного режима автомобиля

$$L_S = \frac{C^m}{\frac{1}{2\pi r_k \cdot 10^3} Q_{\text{пр}}^m},$$

где  $C$  - динамическая грузоподъемность установленного в узле подшипника, кгс.

Таким образом, предлагаемая методика расчета подшипников ходовой части автомобиля основывается на выборе дейст-

Таблица 4. Рекомендации для определения эквивалентной динамической нагрузки

Схема расположения подшипников и направление нагрузок	Соотношение нагрузок		$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		Расчетные формулы
			X	Y	X	Y	
				$S_{rBH} > S_{rH}$	$F_{aH} = S_{rBH}$ $F_{aBH} = 0$	1,0	
$S_{rBH} < S_{rH}$	$F_{aH} = 0$ $F_{aBH} = S_{rH}$						$P_H = XV F_{rH}$ $P_{BH} = XV F_{rBH} + Y F_{aBH}$

вительного нагрузочного режима работы автомобиля с учетом условий его эксплуатации.

### Л и т е р а т у р а

1. Савич А.С. Исследование влияния некоторых эксплуатационных параметров на нагруженность подшипников ходовой части автомобиля. - В сб.: Автомобиле- и тракторостроение. Минск, 1974, вып. 5.
2. Савич А.С. Исследование влияния регулировки на работоспособность подшипников ступиц колес автомобиля. - В сб.: Автомобиле- и тракторостроение. Минск, 1974, вып. 6.
3. ГОСТ 18855-73. Подшипники качения. Методы расчета динамической грузоподъемности и долговечности.

А.Т. Скойбеда, В.В. Яцкевич, Е.А. Романчик,  
П.В. Зеленый, Нгуен Минь Дыонг

### К ОБОСНОВАНИЮ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРСПЕКТИВНЫХ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

Повышение производительности труда в сельскохозяйственном производстве неразрывно связано с обоснованием параметров машинно-тракторных агрегатов (МТА).

В настоящее время в достаточной степени разработаны основные принципы и методы экономического обоснования оптимальных параметров МТА, которые основываются на критерии приведенных затрат [1, 2, 3]. Однако анализ показывает, что эти затраты не в полной мере учитывают экономию живого труда. Поэтому в данной работе предлагается использовать при обосновании параметров машинно-тракторных агрегатов критерий эффективности труда, учитывающий наряду с приведенными затратами затраты живого труда и стоимость производимой сельскохозяйственной продукции [4].

$$\Xi_i = \frac{C_{i\text{ср}} - \Pi_i}{H_i}, \quad (1)$$

где  $C_{i\text{ср}}$  - средневзвешенная стоимость всей (основной и побочной) продукции, отнесенная к  $i$ -й операции, руб/га;  $\Pi_i$  - приведенные затраты на выполнение  $i$ -й операции, руб/га;  $H_i$  - затраты живого труда на выполнение  $i$ -й операции, чел.-ч/га.

Приведенные затраты определяются по известной формуле [5]

$$\Pi_i = I_i + EK_{y_i}, \quad (2)$$

где  $I_i$  - эксплуатационные издержки на  $i$ -ю операцию, руб/га;  $K_{y_i}$  - удельные капитальные вложения в сфере эксплуатации, отнесенные к  $i$ -й операции, руб/га;  $E$  - нормативный коэффициент отрасли.

Эксплуатационные издержки и удельные капитальные вложения в сфере эксплуатации определяются по методике ГОСНИТИ [6].

При определении стоимости продукции, отнесенной к  $i$ -й операции, предполагали, что для каждой культуры  $j$  стоимость всей продукции, отнесенная к  $i$ -й операции, пропорциональна по величине приведенным затратам на соответствующей операции.

$$C_{ij} = \frac{C_j \Pi_{ij}}{\sum_1 \Pi_{ij}}, \quad (3)$$

где  $\Pi_{ij}$  - приведенные затраты на  $i$ -ю операцию при возделывании  $j$ -й культуры, руб/га;  $C_j$  - стоимость всей (основной и побочной) продукции  $j$ -й сельскохозяйственной культуры, руб/га.



Таким образом, величина стоимости продукции, отнесенная к одной и той же операции, различна в зависимости от того, для возделывания какой сельскохозяйственной культуры применяется технологический процесс, в который входит рассматриваемая операция. Поэтому в расчете была использована средневзвешенная величина стоимости, определяемая по формуле

$$C_{i \text{ ср}} = \frac{\sum_{j=1}^j C_{ij} F_j}{\sum_{j=1}^j F_j} \quad \text{руб/чел -ч,} \quad (4)$$

где  $F_j$  - площадь участка под  $j$ -й культурой, га.

Затраты труда на проведение  $i$ -й операции определялись по выражению

$$H_i = \frac{m_i}{W}, \quad (5)$$

где  $m_i$  - количество сельскохозяйственных рабочих, участвующих в  $i$  проведении  $i$ -й операции;  $W$  - производительность машинно-тракторного агрегата, га/ч.

Производительность определялась по формуле

$$W = 0,1 \prod_{K=1}^5 K_K B V \tau, \quad (6)$$

где  $\prod_{K=1}^5 K_K$  - произведение поправочных коэффициентов на рельеф, каменистость, изрезанность, конфигурацию участка и влажность почвы;  $B$  - ширина захвата агрегата, м;  $V$  - рабочая скорость движения агрегата, км/ч;  $\tau$  - коэффициент использования времени смены, определяемый по методике ГОСНИТИ [6].

Из формул (1), (2), (5), (6) видно, что эффективность труда и входящие в нее составляющие (приведенные затраты, затраты живого труда и производительность) зависят от параметров МТА, оптимальные значения которых, следовательно, будут соответствовать максимальной эффективности труда. Максимальные значения эффективности труда можно найти исходя из частных производных функций. Однако, чтобы проследить динамику изменения эффективности труда от параметров агрегатов и режима его работы, целесообразно решить данную функцию численным методом с помощью ЭВМ.

Таблица 1. Оптимальные параметры пахотного агрегата для различных размеров полей

Длина гона / площадь поля, м/га	Эффективность труда, руб/чел.-ч	Мощность, л.с.	Касательная сила тяги, кгс	Ширина захвата, м	Скорость, км/ч
150/1,5	7,65	251	6150	3,85	6,8
200/3	11,6	313	6595	4,20	7,5
300/6	15,3	371	7337	4,55	8,0
400/12	18,6	430	8196	4,90	8,3
500/24	21,1	460	8260	4,90	8,8
700/35	22,9	471	8270	4,90	9,0
1000/50	24,4	513	8919	5,25	9,1

В табл. 1 приведены результаты расчета оптимальных параметров пахотного агрегата для различных размеров полей, которые показывают, что с увеличением их площадей и длин гона возрастает ширина захвата агрегата и изменяется режим его работы. При этом интенсивность изменения параметров замедляется.

Предельными значениями параметров пахотного агрегата в зависимости от размеров полей являются: ширина захвата 5,25 м, рабочая скорость движения 9,1 км/ч, мощность агрегата 513 л.с. и потребное тяговое усилие для почв средней плотности 8919 кгс.

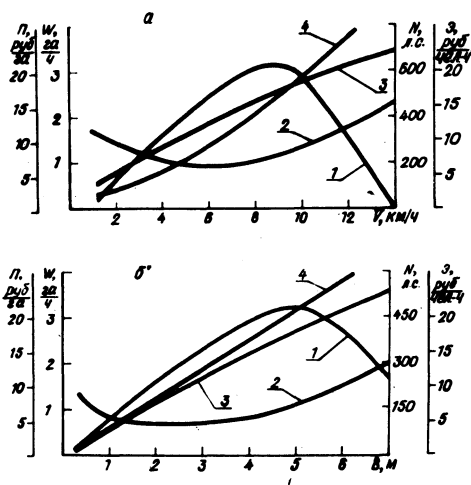
Изменение составляющих критерия эффективности труда от параметров пахотного агрегата и режимов его работы позволяет найти оптимальные их значения для поля определенной площади и длины гона.

Так, для размеров полей, характерных для территории Белорусской ССР, получены значения оптимальных параметров пахотного агрегата: ширина захвата - 4,9 м, скорость движения - 8,8 км/ч, потребное тяговое усилие - 8260 кгс и мощность - 460 л.с. (рис. 1).

При этом эффективность труда в зависимости от ширины захвата агрегата, скорости его движения и размеров полей растет до определенного (оптимального) значения этих параметров, а при дальнейшем их увеличении эффективность труда резко снижается (рис. 1). Анализ этих графиков показывает, что максимальные значения эффективности труда и минимальные приведенные затраты соответствуют различным параметрам

Рис. 1. Зависимость основных характеристик пахотно-го агрегата:

- а — от скорости движения при ширине захвата — 4,9 м;  
 б — от ширины захвата при скорости движения 8,8 км/ч;  
 1 — эффективность труда;  
 2 — приведенные затраты;  
 3 — производительность;  
 4 — мощность.



рам МТА, причем максимуму эффективности труда соответствуют увеличенные в 1,7 раза мощность и производительность агрегата по сравнению с агрегатом, соответствующим минимальным приведенным затратам. Выбор параметров МТА по критерию максимальной эффективности труда приводит к увеличению приведенных затрат на 30%.

## Л и т е р а т у р а

1. Жукевич К.И. Совместная оптимизация состава машинно-тракторного парка и потребности в кадрах. — "Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства", 1974, № 11.
2. Диденко А. и др. Влияние состава парка и специализации хозяйств на эффективность использования техники. — "Техника в сельском хозяйстве", 1975, № 1.
3. Хабатов Р.М. Прогнозирование оптимальных параметров агрегатов и состава машинно-тракторного парка. Киев, 1969.
4. Гаврилов Ф. И. Экономическая оценка комплексной механизации в растениеводстве. — "Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства", 1972, № 11.
5. Докин Б.Д. О критерии оптимальности при обосновании типажа энергетических средств. — В сб.: Науч. труды СибИМЭ, ч. 2. Новосибирск, 1973, вып. 10.
6. Барам Х.Г. и др. Методика разработки материалов на механизированные полевые работы. М., 1970.

В.М. Беляев, Г.А. Молош, А.Л. Хилько, В.В. Жук

## ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПОДВЕСКИ ПЕРЕДНИХ КОЛЕС ТРАКТОРА МТЗ-80 С ПОМОЩЬЮ АНАЛОГОВЫХ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫХ МАШИН (АВМ)

Движение колесного трактора в реальных условиях эксплуатации сопровождается интенсивными колебаниями поддрессоренных масс, которые оказывают неблагоприятное воздействие на водителя, ухудшают условия работы машинно-тракторного агрегата.

Снижение интенсивности колебаний зависит от правильного выбора параметров подвески колес вновь проектируемых моделей тракторов. Один из основных параметров подвески колес – жесткость упругих элементов, которая определялась с помощью АВМ.

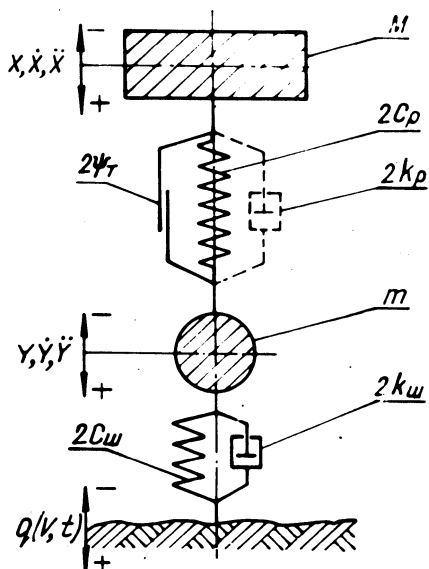
Применение АВМ для определения оптимальных параметров подвесок позволяет решить поставленную задачу в более полном объеме и с достаточно высокой степенью точности по сравнению с определением с помощью других способов [1]. При этом моделирование колебаний на АВМ обладает такими положительными преимуществами, как наглядность получаемых результатов, относительная простота составления схем набора задач и возможность моделирования сугубо нелинейных систем без их линеаризации.

Моделирование на АВМ требует составления динамической модели, эквивалентной реальной колебательной системе трактора. На основании динамической модели составляется математическая модель в виде системы дифференциальных уравнений.

Известно, что при коэффициенте распределения поддрессоренных масс  $\epsilon$ , равном 0,8 – 1,2, колебания переднего моста трактора можно рассматривать независимо от колебаний заднего моста [1].

Трактор МТЗ-80 имеет  $\epsilon = 0,975$  [2], поэтому в настоящей работе динамическая модель составлена только для переднего моста (рис. 1). В этой системе поддрессоренная масса  $M$  связана с неподдрессоренной массой  $m$  упругим элементом с жесткостью  $2C$ , силами сухого трения в направляющем устройстве  $2\psi$  и  $\rho$  там, где имеются амортизаторы, амортизаторами с коэффициентом сопротивления  $2k$ . Кроме этих величин, в динамическую систему введены следующие обозначения:  $2C_{\text{ш}}$  – жесткость шин;  $2k_{\text{ш}}$  – коэффициент сопротивления шин;

Рис. 1. Динамическая модель поддрессоривания переднего моста трактора.



$x, \dot{x}, \ddot{x}$  и  $y, \dot{y}, \ddot{y}$  - вертикальные перемещения, скорость и ускорения поддрессоренных и неподдрессоренных масс соответственно;  $q$  - высота неровностей дорожного микропрофиля.

Система дифференциальных уравнений, описывающих колебания переднего моста трактора, будет иметь вид:

$$M\ddot{x} + (F_{11} + F_{12} + F_{13}) = 0; \quad (1)$$

$$m\ddot{y} - (F_{11} + F_{12} + F_{13}) + F_{14} + F_{15} = 0,$$

где  $F_{11} = 2C_p(x - y)$  - характеристика упругого элемента;  $F_{12} = 2k_p(\dot{x} - \dot{y})$  - характеристика амортизатора подвески;  $F_{13} = 2\Psi_T \text{sign}(\dot{x} - \dot{y})$  - характеристика силы сухого трения в подвеске;  $F_{14} = 2C_{ш}(y - q)$  - характеристика упругости шины;  $F_{15} = 2k_{ш}[(\dot{y} - \dot{q})(y - q)]$  - характеристика демпфирования передней шины с учетом отрыва колес от дороги.

Данная система дифференциальных уравнений является сугубо нелинейной, поскольку в нее входят нелинейные силы сухого трения, нелинейные характеристики амортизаторов, учитывается отрыв колес от дороги. При решении ее на АВМ использовались исходные данные, приведенные в табл. 1.

Таблица 1. Исходные данные колебательной системы

Параметры	Обозначение	Размерность	МТЗ-81 без машин
Масса трактора	$M_0$	кг	3466
Масса, приходящаяся на передние колеса	$M$	кг	1115
Передняя неподрессоренная масса	$m$	кг	150
Жесткость передней подвески	$2C_p$	кН/м	150-720
Жесткость передних шин	$2C_{ш}$	кН/м	420
Коэффициент сопротивления передних шин	$2k_{ш}$	кН·с/м	4,32
Трение в передней подвеске	$2\psi_T$	Н	1000-200

Правильно подобрать оптимальные параметры подвески можно лишь только при воздействии случайного возмущения на подвеску. Поэтому в качестве дорожного возмущения было выбрано изменение ординат микропрофиля стерни озимой пшеницы поперек направления предыдущей пахоты.

Корреляционная функция, описывающая данный микропрофиль, имеет следующий вид:

$$R_q(\tau) = 12,25e^{-0,53|\tau|} \cos 0,33|\tau| \quad (2)$$

Для данной корреляционной функции был рассчитан формирующий фильтр, на выходе которого формировалось возмущение, имеющее эту же корреляционную зависимость.

Входным сигналом в формирующий фильтр являлся случайный телеграфный сигнал с характером "белого шума", т.е. имеющего постоянную спектральную плотность.

Поскольку в систему дифференциальных уравнений, описывающих колебания переднего моста трактора, входит первая производная от дорожного возмущения  $\dot{q}$ , то для решения данной системы уравнений на АВМ применялся метод канонической формы, который позволяет избежать дифференцирования дорожного возмущения.

Система дифференциальных уравнений (1) принимает следующий вид:

$$M_p \ddot{x} + 2C_p(x-y) + 2k_p p(x-y) + 2\psi_T \operatorname{sign} p(x-y) = 0;$$

$$m\ddot{y} - \frac{1}{p_2} \left[ 2C_p(x-y) + 2k_p p(x-y) + 2\psi_{\tau} \operatorname{sign} p(x-y) \right] + 2C_{\text{ш}} \frac{1}{p} (y-q) + 2k_{\text{ш}} \left[ \frac{1}{p} (y-q)(y-q) \right] = 0.$$

Блок-схема моделирования системы уравнений (3) приведена на рис. 2. В данной блок-схеме с помощью усилителей 1, 5, 6, 12, 15 моделируются вертикальные колебания передней подпрессоренной массы, с помощью усилителей 2, 3, 4, 7, 8, 9 моделируются вертикальные колебания неподпрессоренной массы с учетом отрыва колес от дороги. С помощью блока Р1 производится сравнение текущей величины относительной деформации шины с величиной деформации при статической нагрузке (-28,2 В). При текущем значении относительной деформации, меньшем, чем ее статическое значение, контакты реле Р1 производят переключение в блок-схеме, подавая на вход усилителей величину статической деформации шины (+28,2 В), т.е. в этот момент происходит отрыв колеса от дороги. Нелинейный блок БН-1 служит для набора нелинейной характеристики жесткости подвески. Характеристика сухого трения получается на выходе усилителя 14. Характеристика гидравлических амортизаторов моделируется на выходе усилителя 13.

Выбор оптимальных параметров подвески осуществлялся с помощью АВМ МН-7М.

Оценочным параметром качества подвески являлась среднеквадратичная величина вертикальных ускорений передних подпрессоренных масс. Жесткость упругого элемента подбиралась моделированием движения трактора по стерне озимой пшеницы поперек направления предыдущей пахоты ( $\zeta = 3,5$  см) со скоростью  $v = 5,6$  м/с. При этом из соображений конструктивных особенностей трактора МТЗ-80 полный прогиб подвески передних колес не превышал 70 мм.

На рис. 3 приведена графическая зависимость среднеквадратичных величин ускорений передних подпрессоренных масс от жесткости упругого элемента.

Анализ полученной зависимости показывает, что наиболее приемлемым значением жесткости упругих элементов подвески, при условии обеспечения минимальных ускорений передних подпрессоренных масс, является жесткость, равная  $2C_p = 190 - 240$  кН/м.

Для качественной оценки подвесок переднего моста тракто-

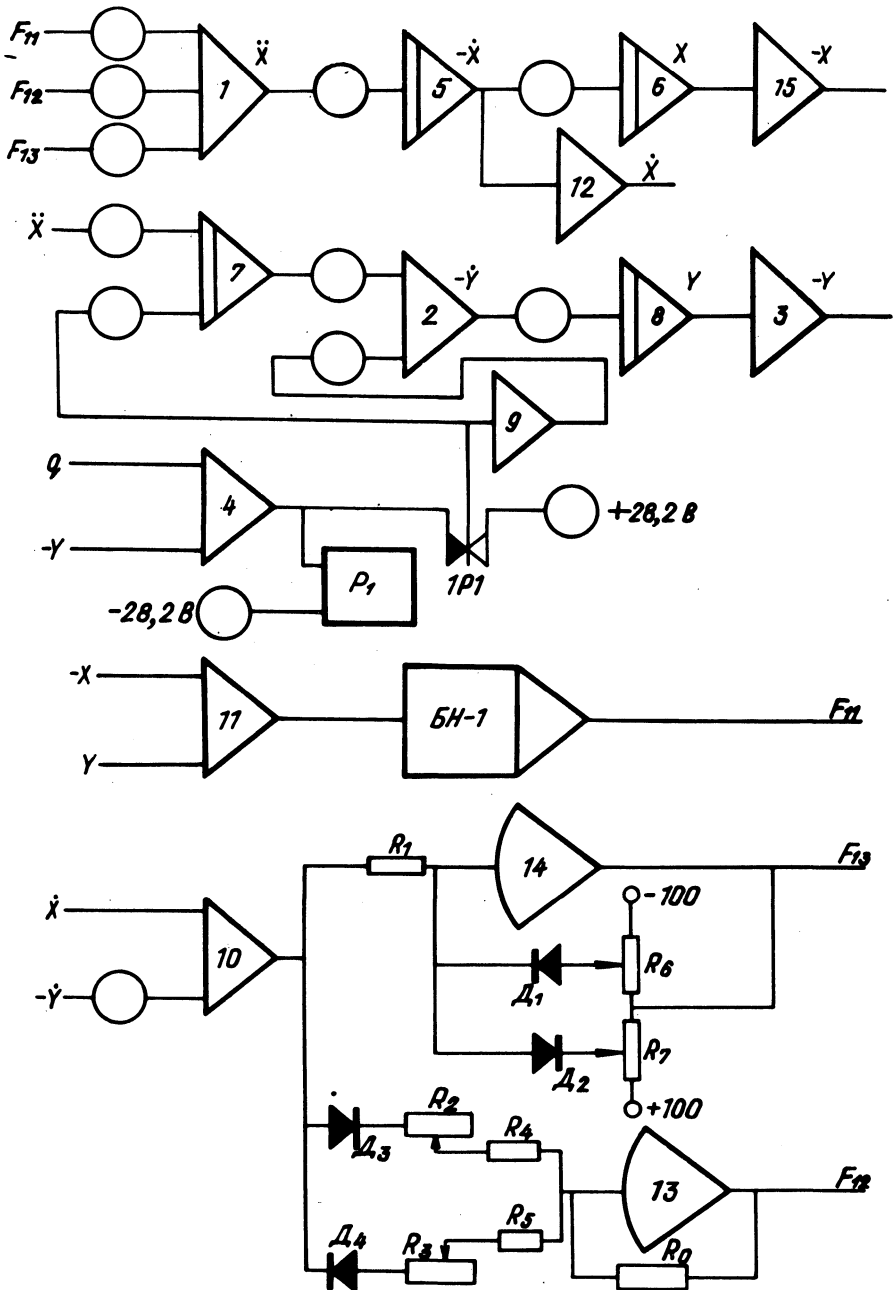
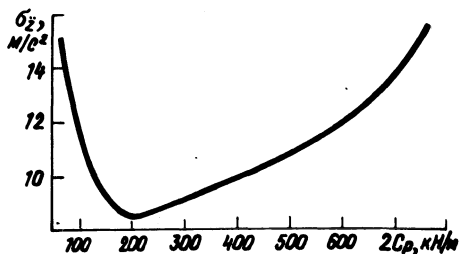


Рис. 2. Блок-схема моделирования системы поддрессоривания переднего моста.



Рис. 3. Зависимость величины среднеквадратичных вертикальных ускорений поддрессоренных масс переднего моста от жесткости передней подвески.



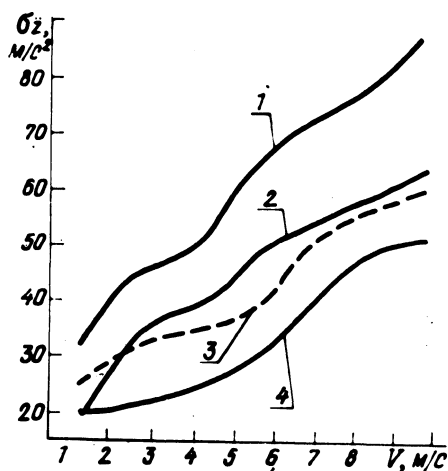
ра МТЗ-80 исследовалась плавность хода с различными значениями жесткостей упругого элемента и с двумя вариантами его характеристик: линейной и нелинейной. Нелинейность характеристики упругого элемента создавалась при включении на ходе сжатия полого резинового буфера, который работал параллельно основной пружине.

На рис. 4 приведены результаты исследований в виде графических зависимостей среднеквадратичных величин ускорений поддрессоренных масс переднего моста от скорости движения.

Сравнительный анализ результатов показал, что существующая подвеска переднего моста трактора МТЗ-80 значительно уступает в снижении величины вертикальных ускорений передних поддрессоренных масс (кривая 1) по сравнению с другими вариантами. Это объясняется большой жесткостью упругих элементов ( $2C_p = 720 \text{ кН/м}$ ) и малым динамическим ходом ( $f = 27 \text{ мм}$ ).

Рис. 4. Зависимость величины среднеквадратичных вертикальных ускорений поддрессоренных масс переднего моста от скорости движения по стерне ( $\sigma = 3,5 \text{ см}$ ):

1 — подвеска серийная  $2C_p = 720 \text{ кН/м}$ ; подвески экспериментальные; 2 — пружина  $2C_p = 300 \text{ кН/м}$  и полый резиновый буфер; 3 — пружина  $2C_p = 160 \text{ кН/м}$  и полый резиновый буфер; 4 — пружина  $2C_p = 150 \text{ кН/м}$  и полый резиновый буфер.



Результаты исследований экспериментальной подвески (кривая 4), содержащей основную пружину ( $2C_p = 160 \text{ кН/м}$ ) и полый резиновый буфер, говорят о том, что данная подвеска снижает величину вертикальных ускорений в диапазоне скоростей движения от 2,5 до 10 м/с в 1,8 – 2 раза.

Подвеска с упругими элементами, жесткость основной пружины которых значительно отличалась от установленного оптимального значения ( $2C_p = 150 \text{ кН/м}$  и  $2C_p = 300 \text{ кН/м}$ ), показала худшие результаты (кривые 2, 3) по снижению вертикальных ускорений в сравнении с подвеской, у которой жесткость основной пружины равна  $2C_p = 160 \text{ кН/м}$ .

Итак, на основании исследований по определению оптимальных параметров подвески передних колес трактора МТЗ-80 можно сделать следующие выводы: наилучшие результаты по снижению вертикальных ускорений подрессоренной массы переднего моста дает подвеска с нелинейной характеристикой упругих элементов, при этом оптимальная жесткость упругих элементов находится в пределах  $2C_p = 190 - 240 \text{ кН/м}$ , а коэффициент динамичности  $k_D$  при полном прогибе подвески, равном 70 мм, должен находиться в пределах 2,5 – 3.

#### Л и т е р а т у р а

1. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. М., 1972. 2. Исследование влияния параметров подвески переднего моста колесного трактора кл. 1,4 тс на плавность хода и разработка рекомендаций по улучшению плавности хода. Деп. № Б418717. Минск, 1975.

А.М. Расолько, П.А. Стецко

### ИССЛЕДОВАНИЕ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ПРИВОДА БЛОКИРОВКИ ДИФФЕРЕНЦИАЛА ТРАКТОРА

Применение блокировки дифференциала (БД) заднего моста – один из способов повышения тяговых качеств колесных тракторов. На эффективность ее использования существенно влияет привод, от быстродействия которого зависит характер перераспределения крутящих моментов на ведущих колесах трактора.

Для того чтобы моменты были положительными, необходимо [1]:

$$\tau_{\text{бл}} = \frac{\sum t_{\text{бл}}}{t_{\text{м}}} \leq 0,2, \quad (1)$$

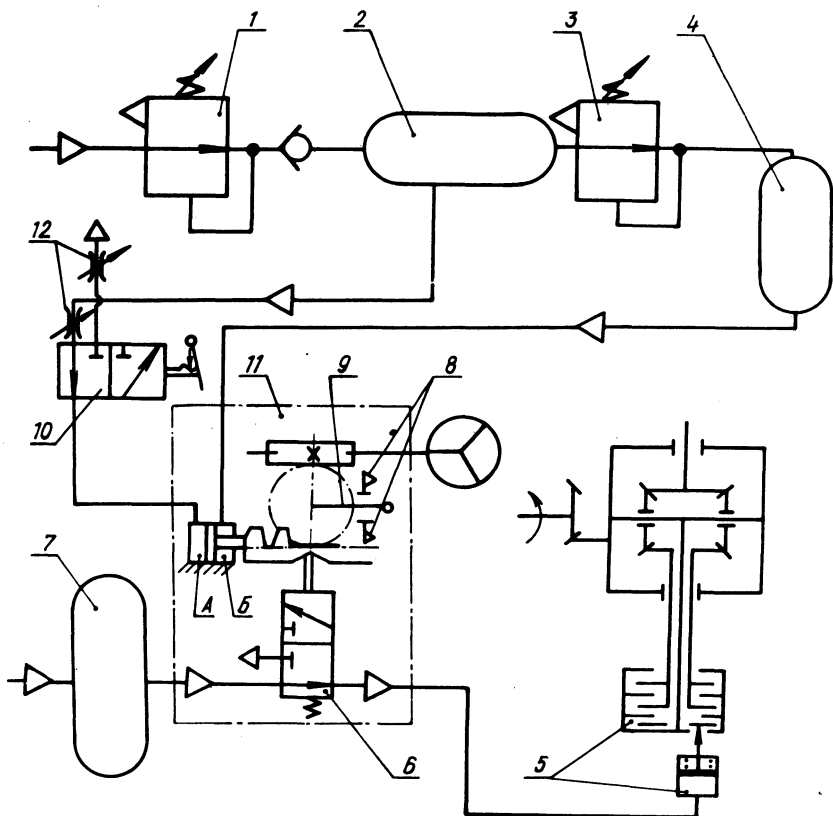


Рис. 1. Схема стенда для испытания пневматического привода БД:

1, 3 — стабилизаторы давления; 2, 4, 7 — ресиверы; 5 — муфта блокировки; 6 — датчик блокирования; 8 — подвижные упоры; 9 — сошка рулевого механизма; 10 — разобщительный кран; 11 — рулевой механизм; 12 — регулируемые дроссели.

где  $\tau_{\text{бл}}$  — коэффициент времени блокирования;  $\Sigma t_{\text{бл}}$  — время, в течение которого дифференциал при выполнении маневра заблокирован;  $t_M$  — время маневра.

Установленный на тракторах МТЗ-80/82 гидравлический привод БД, как показали испытания и эксплуатация, имеет ряд недостатков: 1) повышенная чувствительность привода к изменению температуры окружающей среды и как следствие: увеличение угла блокирования и времени срабатывания; 2) затраты мощности двигателя трактора на редуцирование масла.

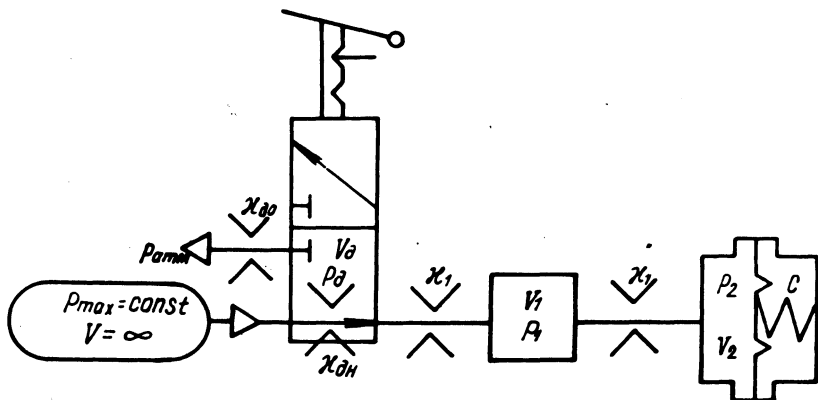


Рис. 2. Динамическая схема пневматического привода БД.

Для того чтобы устранить вышеуказанные недостатки привода БД трактора МТЗ-80/82, предлагается заменить гидравлический привод пневматическим. Замена масла воздухом объясняется в первую очередь физическими свойствами воздуха как рабочего тела. При изменении температуры они изменяются мало, благодаря чему характеристики привода, работающего на воздухе, остаются в широком диапазоне температур более стабильными [2, 3].

Замена гидравлического привода БД пневматическим позволила не вносить существенных изменений в его конструкцию (рис. 1). Питательная часть привода, включающая компрессор, регулятор давления, ресивер 7 является общей с уже имеющимся на тракторе пневматическим приводом тормозов прицепа. Муфта 5 блокировки не требует внесения изменений. Оригинальным узлом является датчик 6 блокирования релейного типа.

Первоначально предлагаемый пневматический привод БД исследовался теоретически. Перед теоретическими исследованиями ставились цели: 1) разработать методику расчета времени срабатывания пневматического привода БД; 2) качественно проанализировать привод, т.е. выяснить, какие параметры привода и как влияют на его быстродействие, изменится ли оно в процессе эксплуатации; 3) определить диаметр трубопровода от датчика к муфте, удовлетворяющий требованиям максимального быстродействия.

Составлена динамическая схема (рис. 2) пневматического привода БД и его математическая модель со следующими до-

пушениями: 1) давление и объем ресивера во время переходного процесса не изменяются; 2) силы инерции и трения в муфте малы по сравнению с силами давления воздуха.

Так как  $0,06 \leq V_2/V_1 \leq 4,5$ , то трубопровод от датчика до муфты эквивалентен емкости, равной внутреннему объему  $V_1$  трубопровода [5]. Система дифференциальных уравнений, описывающая динамику пневматического привода БД и составленная на основе закона узлов [4], имеет вид:

для включения

$$\frac{dp_d}{dt} = \frac{\partial \varepsilon_{дн}}{V_d} (\alpha p_{\max} - p_d) - \frac{\partial \varepsilon_1}{V_d} (\alpha_1 p_d - p_1); \quad (2)$$

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{\partial \varepsilon_1}{V_1} (\alpha_1 p_d - p_1) - \frac{\partial \varepsilon_1}{V_1} (\alpha_2 p_1 - p_2); \quad (3)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{\partial \varepsilon_1 (\alpha_2 p_1 - p_2)}{F^2 \frac{a}{c} (2p_2 - p_H) + V_0} \quad \text{при} \quad 1 \leq p_2 \leq p_{\text{пр}}; \quad (4)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \partial \varepsilon_1 (\alpha_2 p_1 - p_2) / V_2 \quad \text{при} \quad p_{\text{пр}} \leq p_2 \leq 8; \quad (5)$$

для выключения

$$\frac{dp_d}{dt} = \frac{\partial \varepsilon_1 (\alpha_1 p_1 - p_d)}{V_d} - \frac{\partial \varepsilon_{д0}}{V_d} (\alpha p_d - p_{\text{атм}}); \quad (6)$$

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{\partial \varepsilon_1 (\alpha_2 p_2 - p_1)}{V_1} - \frac{\partial \varepsilon_1}{V_1} (\alpha_1 p_1 - p_d); \quad (7)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = - \partial \varepsilon_1 (\alpha_2 p_2 - p_1) / V_2 \quad \text{при} \quad p_{\text{пр}} \leq p_2 \leq 8; \quad (8)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = - \frac{\partial \varepsilon_1 (\alpha_2 p_2 - p_1)}{F^2 \frac{a}{c} (2p_2 - p_H) + V_0} \quad \text{при} \quad 1 \leq p_2 < p_{\text{пр}}; \quad (9)$$

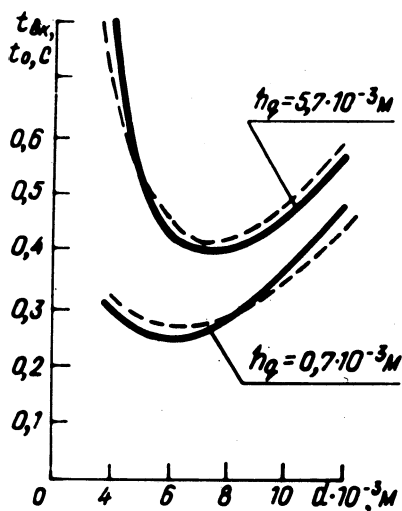


Рис. 3. Теоретическая зависимость времени срабатывания пневматического привода БД от внутреннего диаметра трубопровода: —  $t_0 = f(d)$ ;  
 - - -  $t_{вк} = f(d)$ .

где  $V$  — объем управляющей полости датчика блокирования;  $V_2$  — объем муфты;  $V_0$  — начальный объем муфты;  $F$  — активная площадь диафрагмы муфты;  $C$  — жесткость возвратных пружин муфты;  $p_{атм}$ ,  $p_d$ ,  $p_1$ ,  $p_2$  — давления сжатого воздуха;  $p_H$  — давление сжатого воздуха, соответствующее предварительному натяжению возвратных пружин;  $\alpha$ ,  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  — аппроксимирующие коэффициенты;  $\varepsilon_{дн}$ ,  $\varepsilon_{до}$ ,  $\varepsilon_1$  — удельные проницаемости.

Вышеприведенные системы уравнений были решены численным методом интегрирования с помощью ЭЦВМ, причем расчет велся по участкам. На участке преодоления сопротивления возвратных пружин ( $1 \leq p_2 < p_H$ ) рассматривали муфту как переменную емкость, а при достижении в ней давления воздуха, равного  $p_H \leq p_2 \leq 8$ , — как постоянную.

Из решения уравнений (2) — (5) определили время включения  $t_{вк}$  БД, соответствующее достижению  $p_2 = 0,9 p_{max}$ , а из уравнений (6) — (9) — время опораживания  $t_0$ , соответствующее достижению в муфте давления воздуха  $p_2 = 0,213 p_{max}$ .

Время выключения привода БД равно

$$t_{вык} = \gamma_{бл} / \omega + t_0, \quad (10)$$

где  $\gamma_{\text{бл}}$  - угол блокирования;  $\omega$  - угловая скорость поворота управляемых колес.

Расчеты показывают, что с уменьшением  $\gamma_{\text{бл}}$  и увеличением проходимостей датчика блокирования существенно улучшается быстродействие привода. Диаметр трубопровода от датчика к муфте необходимо выбирать с учетом износа дисков муфты блокировки, имеющего место в эксплуатации. Анализ полученных зависимостей (рис.3) времени  $t_{\text{о}}$ ,  $t_{\text{вк}}$  от внутреннего диаметра трубопровода показывает, что за счет правильного выбора диаметра трубопровода можно при минимальных затратах значительно уменьшить разницу в быстродействии привода при изношенных и неизношенных дисках муфты блокировки.

С целью проверки правильности предложенной методики расчета, определения проходимостей опытного датчика блокирования, снятия статических характеристик муфты и датчика проведены экспериментальные исследования пневматического привода БД.

Выполнить задачи, поставленные перед экспериментальными исследованиями непосредственно на тракторе, сложно из-за трудностей обеспечить неоднократное повторение различных режимов поворота рулевого механизма, а также определить проходимость датчика блокирования и имитировать износ дисков муфты блокировки. Поэтому сконструирован стенд, удовлетворяющий следующим требованиям:

1) имитирует расположение и работу пневматического привода БД трактора МТЗ-80/82; 2) содержит устройство, обеспечивающее неоднократное повторение различных режимов (темпов) поворота рулевого механизма; 3) обеспечивает различный ход нажимного диска муфты блокировки, т.е. позволяет имитировать износ нажимного и фрикционных дисков.

Поворот рулевого механизма осуществлялся специальным устройством (рис. 1).

В полости Б цилиндра рулевого механизма 11 давление поддерживалось постоянным, а в полости А оно менялось, т.е. эта полость являлась управляющей. Управление осуществлялось разобщительным краном 10 с регулируемыми дросселями 12. Давление сжатого воздуха в ресиверах 2, 4 устанавливалось стабилизаторами 1, 3 так, что в ресивере 2 оно было больше, чем в ресивере 4. В устройстве предусмотрены регулируемые упоры 8, ограничивающие угол поворота сошки 9.

В результате исследований установлено:

1) приведенные уравнения (2) - (10) с достаточной точностью (6%) описывают рабочие процессы в пневматическом приводе БД. Кроме того, предложенная методика расчета позволяет на стадии проектирования оценить характер перераспределения крутящих моментов на ведущих колесах трактора при выполнении маневров;

2) датчик блокирования имеет статическую характеристику релейного типа с диапазоном регулирования давления 0,83 - 0,1 МПа и одновременным изменением угла блокирования;

3)  $\varepsilon = 1,75 \varepsilon_{\text{дн}}$ , в результате чего при ходе чажимного диска  $h_{\text{д}}^{\text{до}} = 0,7 \cdot 10^{-3}$  м и при внутреннем диаметре трубопровода  $d = 8,6 \cdot 10^{-3}$  м быстродействие привода составило  $t_{\text{вк}} = t_{\text{о}} = 0,31$  с,  $t_{\text{вык}} = 0,91$  с ( $\omega = 0,32$  рад/с).

### Л и т е р а т у р а

1. Скойбеда А.Т. Об оценочном критерии параметров системы автоматического блокирования межколесных дифференциалов трактора. - В сб.: Автотракторостроение. Минск, 1976, вып. 8. 2. Богачева А.В. Пневматические элементы систем автоматического управления. М., 1966. 3. Любушкин В.В., Розанов В.Г. Расчет пневматического привода к тормозам автомобилей и автопоездов. - "Труды НАТИ", 1960, вып. 20. 4. Метлюк Н.Ф. Динамика и методы улучшения переходных характеристик тормозных приводов автомобилей и автопоездов. Докт. дис. Минск, 1973. 5. Метлюк Н.Ф., Автушко В. П., Ануфриенко А.В. Динамические свойства ТЕ - звена с постоянной емкостью. - В сб.: Автотракторостроение. Минск, 1975, вып. 7.

В.В. Гуськов, Г.А. Молош, А.Л. Хилько

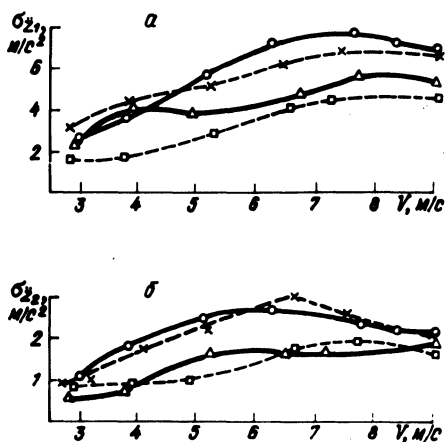
### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ АГРЕГАТИРУЕМЫХ МАШИН НА ПЛАВНОСТЬ ХОДА КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ КЛАССА 6 - 14 кН

Удельный вес транспортных операций в общем объеме работ, выполняемых современными сельскохозяйственными универсально-пропашными колесными тракторами, достигает 55%, а средняя скорость движения находится в интервале 5,5 - 7,0 м/с [1], т.е. большую часть времени трактор работает на повы-



Рис. 1. Зависимость среднеквадратичных вертикальных ускорений на переднем бруске (а) и в месте установки сиденья (б) от скорости движения трактора:

—○— с прицепом; —△— с полуприцепом; —□— с плугом; \*—\*— на холостом ходу.



шенных скоростях движения. При этом остов трактора испытывает интенсивные (вынужденные) колебания, возникновение которых обусловлено в основном воздействием неровностей микропрофиля пути и агрегатируемых машин.

Изучение влияния агрегатируемых сельскохозяйственных машин и орудий на интенсивность колебаний трактора представляет особый интерес при проектировании систем поддрессоривания перспективных моделей тракторов класса 6 – 14 кН.

Экспериментальное исследование влияния агрегатируемых машин на плавность хода колесного трактора проводилось в дорожных условиях. В качестве объекта испытаний использовался трактор "Беларусь" МТЗ-80. Испытания проводились при агрегатировании трактора с прицепом 2ПТС-4, с полуприцепом 1ПТС-4, с навесным плугом ПН-3-35, а также трактора без машин. При агрегатировании трактора с полуприцепом вертикальная статическая нагрузка на гидрокрюк составляла 8,5 кН. Для испытаний был выбран участок гравийного шоссе со среднеквадратичной высотой неровностей микропрофиля, замеренного по следу трактора, равной  $\bar{\sigma} = 2,24$  см.

В качестве оценочных измерителей плавности хода трактора использовались: вертикальные ускорения остова, замеренные на переднем бруске над осью передних колес  $\ddot{z}_1$ , в месте установки сиденья над осью задних колес  $\ddot{z}_2$ , на сиденье  $\ddot{z}_c$ , а также горизонтально-продольные ускорения на сиденье  $\ddot{x}_c$ . Регистрация ускорений осуществлялась на ленту осциллографа Н-700 с виброизмерительной аппаратурой [2]. Скорость движения определялась по времени проезда мерного участка. Осциллограммы обрабатывались с помощью устройства "Силу-

эт" с последующим вводом в ЭВМ "Минск-22". В результате обработки экспериментальных данных были получены среднеквадратичные величины указанных ускорений, значения которых представлены в виде графических зависимостей на рис. 1,2.

На графике (рис. 1) приведена зависимость величин среднеквадратичных вертикальных ускорений на переднем брусѣ  $\sigma \ddot{z}_1$  и в месте установки сиденья  $\sigma \ddot{z}_2$  от скорости движения.

Сравнивая результаты испытаний, полученные при работе трактора в агрегате с машинами, с результатами, полученными при движении трактора на холостом ходу, было установлено, что наилучшую плавность хода имеет трактор при агрегатировании с навесным плугом ПН-3-35. Среднеквадратичные величины вертикальных ускорений  $\sigma \ddot{z}_1$ , замеренные на переднем брусѣ, при движении трактора на холостом ходу достигают  $6,8 \text{ м/с}^2$ , а максимальные значения  $\sigma \ddot{z}_1$  при движении трактора с плугом не превышают  $4,6 \text{ м/с}^2$  (рис. 1, а). Снижение ускорений в интервале скоростей движения 5 - 9 м/с составляет 30 - 32%, а при скорости 3 - 5 м/с достигает 40%.

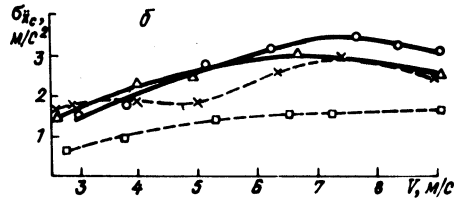
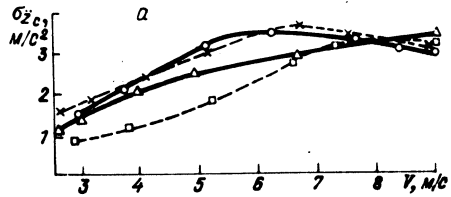
Агрегатирование трактора с навесным плугом вызывает перераспределение нагрузки между мостами, следовательно, изменяются некоторые параметры подвески передних колес, в частности, статические и динамические прогибы упругих элементов и шин, что способствует исключению "пробоев" подвески и улучшению плавности хода трактора.

При движении трактора с прицепом со скоростью 4,5-9,0 м/с ускорения  $\sigma \ddot{z}_1$  возрастают в среднем на 12% и достигают своего максимального значения  $7,8 \text{ м/с}^2$  при скорости 6,5 - 8,0 м/с. Это объясняется тем, что крюковая нагрузка создает момент вращения трактора относительно точки опоры задних колес. Изменение величины, а также направления действия крюковой нагрузки способствует раскачиванию остова трактора относительно точки опоры задних колес в продольной вертикальной плоскости, что повышает интенсивность колебаний переднего моста.

Значения ускорений  $\sigma \ddot{z}_1$  при движении трактора в агрегате с полуприцепом занимают промежуточное положение по отношению к значениям  $\sigma \ddot{z}_1$ , полученным при движении трактора в агрегате с плугом и на холостом ходу, так как агрегатирование трактора с полуприцепом разгружает передний мост, но в то же время появляется переменная крюковая нагрузка.

Сравнительный анализ величин среднеквадратичных вертикальных ускорений  $\sigma \ddot{z}_2$ , замеренных в месте установки си-

Рис. 2. Зависимость среднеквадратичных вертикальных (а) и горизонтально-продольных (б) ускорений на сиденье водителя от скорости движения трактора (условные обозначения см. в подписи к рис.1).



денья над задней осью, позволил установить, что значения ускорений  $\sigma \ddot{z}_2$  при движении трактора с прицепом отличаются от значений  $\sigma \ddot{z}_2$ , полученных при движении трактора на холостом ходу, на 10 – 12%, причем как в сторону уменьшения, так и в сторону увеличения (рис. 1, б). Аналогичная картина наблюдается и при движении трактора в агрегате с плугом и полуприцепом. Однако величина ускорений  $\sigma \ddot{z}_2$  в данном случае значительно ниже величин  $\sigma \ddot{z}_2$ , полученных при движении трактора на холостом ходу, при этом снижение указанных ускорений в диапазоне скоростей 4 – 7 м/с составляет 35 – 45%.

Работа трактора в агрегате с прицепом и на холостом ходу со скоростью 3 – 9 м/с практически одинаково сказывается на величине среднеквадратичных вертикальных ускорений  $\sigma \ddot{z}_c$ , замеренных на сиденье (рис. 2, а). Навешивание плуга способствует снижению  $\sigma \ddot{z}_c$ , при этом в интервале скоростей от 3 до 7 м/с оно достигает 35 – 42%. При увеличении скорости свыше 7 м/с значения  $\sigma \ddot{z}_c$  во всех случаях практически мало отличаются друг от друга. Агрегатирование трактора с полуприцепом способствует снижению величин  $\sigma \ddot{z}_c$  при скорости 3 – 7 м/с, а при скорости 6 м/с достигает максимального значения и составляет 23%.

Величины среднеквадратичных горизонтально-продольных ускорений  $\sigma \ddot{x}_c$ , замеренных на сиденье, указывают на то, что работа трактора с прицепом в интервале скоростей 4 – 9 м/с

сопровождается увеличением  $\sigma \ddot{x}_c$  по сравнению с ускорениями, полученными при движении трактора на холостом ходу, в среднем на 20% (рис. 2, б). Аналогичное явление наблюдается и при движении с полуприцепом, однако, интервал скоростей, в котором увеличивается  $\sigma \ddot{x}_c$ , значительно меньше и находится в пределах 4 – 7 м/с. Агрегатирование трактора с плугом способствует уменьшению ускорений  $\sigma \ddot{x}_c$  во всем диапазоне скоростей движения, при этом максимальные значения ускорений не превышают 1,6 м/с<sup>2</sup>, что на 45% ниже, чем при движении трактора на холостом ходу.

Особо следует отметить тот факт, что при движении трактора с прицепом величина среднеквадратичных горизонтально-продольных ускорений  $\sigma \ddot{x}_c$  достигает значений среднеквадратичных вертикальных ускорений  $\sigma \ddot{z}_c$  и практически равна им во всем диапазоне скоростей движения. Разница состоит лишь в том, что нарастание величины  $\sigma \ddot{x}_c$  в зависимости от скорости движения происходит медленнее и достигает экстремального значения при скорости 7,5 м/с, в то время как максимальное значение  $\sigma \ddot{z}_c$  соответствует скорости 6,5 м/с.

#### В ы в о д ы

Агрегатирование колесного трактора класса 6 – 14 кН с навесными сельскохозяйственными машинами улучшает плавность хода во всем диапазоне скоростей движения при работе на транспорте.

При движении трактора с прицепом интенсивность вертикальных колебаний переднего моста и горизонтально-продольных колебаний сиденья возрастает. При этом величина среднеквадратичных горизонтально-продольных ускорений, действующих на сиденье, достигает значений среднеквадратичных вертикальных ускорений. Последнее обстоятельство особенно важно знать и учитывать при разработке подвесок проектируемых моделей тракторов, так как горизонтально-продольные ускорения воспринимаются организмом человека хуже, чем вертикальные.

#### Л и т е р а т у р а

1. Попов Д.А. и др. Системы поддрессоривания современных тракторов. М., 1974. 2. Гуськов В.В. и др. Экспериментальное исследование плавности хода колесного трактора МТЗ-80. – В сб.: Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей. Минск, 1976, вып. 8.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕАКЦИЙ НА ОСЯХ ТРАКТОРНОГО  
ПОЕЗДА ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

Для осуществления оптимального распределения тормозных сил на осях тракторного поезда, состоящего из трактора класса 1,4 тс и двух двухосных прицепов, оборудованных тормозными механизмами на всех колесах, необходимо знать законы, по которым происходит распределение нагрузок по осям при торможении для каждого звена тракторного поезда с учетом силового взаимодействия этих звеньев между собой.

На рис. 1 представлена общая схема исследуемого трехзвенного тракторного поезда.

Общее уравнение движения тракторного поезда при торможении можно представить в виде суммы всех действующих на тракторный поезд сил на ось, параллельную поверхности дороги.

$$Mj = - \sum T_i, \quad (1)$$

где  $M$  - масса тракторного поезда;  $j$  - замедление тракторного поезда;  $T$  - тормозная сила.

Замедление тракторного поезда в соответствии с формулой (1) равно

$$j = - \frac{\varphi g(N_2 + N_3 + N_4 + N_5 + N_6)}{G_{\text{общ}}}, \quad (2)$$

где  $\varphi$  - коэффициент сцепления колес с дорогой;  $N$  - нормальная реакция на осях тракторного поезда;  $G_{\text{общ}}$  - общий вес тракторного поезда.

Для определения нормальных реакций, действующих на оси

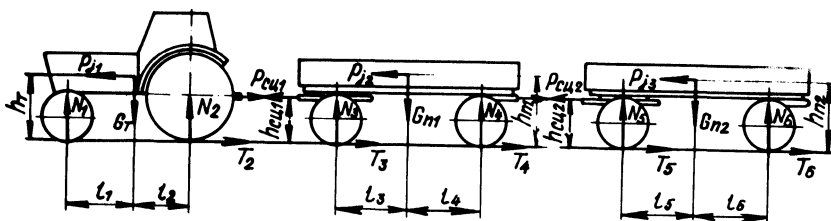


Рис. 1. Схема тракторного поезда.

трактора и прицепа при торможении, отбросим связи и заменим действие этих связей их реакциями. В дальнейшем рассмотрим систему, свободно находящуюся под действием активных сил и реакций связи.

Нормальные реакции на осях трактора и прицепов определяются из уравнения равновесия сил, действующих на тракторный поезд при торможении

- на передней оси трактора

$$N_1 = \frac{G_T (l_2 + \varphi h_T) - P_{сц1} (h_{сц1} - h_T)}{L_T + \varphi h_T} ; \quad (3)$$

- на задней оси трактора

$$N_2 = \frac{G_T l_1 + P_{сц1} (h_{сц1} - h_T)}{L_T + \varphi h_T} ; \quad (4)$$

- на передней оси первого прицепа

$$N_3 = \frac{G_{п1} (l_4 + \varphi h_{п1}) + (P_{сц1} - P_{сц2}) (h_{сц1} - h_{п1})}{L_{п1}} ; \quad (5)$$

- на задней оси первого прицепа

$$N_4 = \frac{G_{п1} (l_3 - \varphi h_{п1}) - (P_{сц1} - P_{сц2}) (h_{сц1} - h_{п1})}{L_{п1}} ; \quad (6)$$

- на передней оси второго прицепа

$$N_5 = \frac{G_{п2} (l_6 + \varphi h_{п2}) + P_{сц2} (h_{сц2} - h_{п2})}{L_{п2}} ; \quad (7)$$

- на задней оси второго прицепа

$$N_6 = \frac{G_{п2} (l_5 - \varphi h_{п2}) - P_{сц2} (h_{сц2} - h_{п2})}{L_{п2}} , \quad (8)$$

где  $G_T$ ,  $G_{п1}$  и  $G_{п2}$  - вес трактора, первого и второго прицепов;  $P_{сц1}$  и  $P_{сц2}$  - усилие в сцепках между трактором и прицепами и между самими прицепами;  $h_T$ ,  $h_{п1}$  и  $h_{п2}$  - высота центра тяжести трактора, первого и второго прицепов;  $l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, l_6$  - координаты центра тяжести соответственно до передней и задней осей трактора, первого и второго прицепов;  $L_T, L_{п1}$  и  $L_{п2}$  - база трактора, первого и второго прицепов;  $h_{сц1}$  и  $h_{сц2}$  - высота сцепного устройства трактора и прицепа.

Для нахождения нормальных реакций, действующих на оси звеньев тракторного поезда, необходимо определить усилия в сцепках между трактором и прицепами и между самими прицепами.

Для этого преобразуем выражение (2) и получим

$$j = - \left( 1 - \frac{N_1}{G_{\text{общ}}} \right) \varphi g. \quad (9)$$

Максимальное замедление тракторного поезда для случая, когда все оси тормозные и полностью используется сцепной вес, выразится следующей зависимостью:

$$j_{\text{max}} = - \varphi g. \quad (10)$$

При отсутствии тормозной силы на передней оси трактора замедление тракторного поезда изменится на величину

$$j_{\text{max}} - j = \Delta j. \quad (11)$$

Решив уравнения (9), (10) и (11) относительно  $\Delta j$ , получим

$$\Delta j = - \frac{N_1 \varphi g}{G_{\text{общ}}}. \quad (12)$$

Усилие в сцепке между трактором и прицепами в случае,

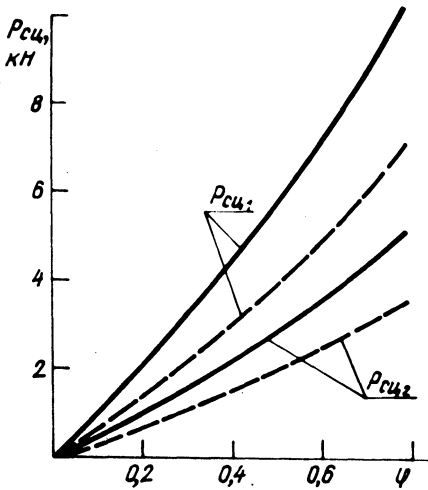


Рис. 2. Зависимость усилий в сцепных устройствах тракторного поезда от эффективности торможения:  
 ——— — прицепы полностью загружены; - - - — прицепы порожние.

когда отсутствует тормозная сила на передней оси трактора, будет иметь следующую зависимость:

$$P_{сц1} = \frac{\Delta j(G_{п1} + G_{п2})}{g} \quad (13)$$

Подставляя значение (12) в выражение (13), получим

$$P_{сц1} = - \frac{N_1 \varphi (G_{п1} + G_{п2})}{G_{общ}} \quad (14)$$

Усилие в сцепке между прицепами в данном случае равно

$$P_{сц2} = \frac{N_1 \varphi G_{п2}}{G_{общ}} \quad (15)$$

Зависимость  $P_{сц} = P_{сц}(\varphi)$ , приведенная на рис. 2, показывает, что при полном использовании сцепного веса на тормозных осях тракторный поезд находится в растянутом состоянии. Усилия растяжения свидетельствуют о недостаточном использовании сцепного веса трактора, так как у него отсутствуют тормоза на передних колесах. Это способствует гашению возникших колебаний между трактором и прицепами, повышая тем самым устойчивость движения тракторного поезда при торможении.



Подставим выражения усилий в сцепках (14) и (15) в уравнения (3) - (8), получим значение нормальных реакций на осях тракторного поезда при торможении

- на передней оси трактора

$$N_1 = \frac{G_{\text{общ}} G_T (1_2 + \varphi h_T)}{G_{\text{общ}} (L_T + \varphi h_T) + \varphi (G_{\text{п1}} + G_{\text{п2}}) (h_{\text{сц1}} - h_T)}; \quad (16)$$

- на задней оси трактора

$$N_2 = \frac{G_{\text{общ}} G_T 1_1 + N_1 \varphi (G_{\text{п1}} + G_{\text{п2}}) (h_{\text{сц1}} - h_T)}{G_{\text{общ}} (L_T + \varphi h_T)}; \quad (17)$$

- на передней оси первого прицепа

$$N_3 = \frac{G_{\text{общ}} G_{\text{п1}} (1_4 + \varphi h_{\text{п1}}) + N_1 \varphi G_{\text{п1}} (h_{\text{сц1}} - h_{\text{п1}})}{G_{\text{общ}} L_{\text{п1}}}; \quad (18)$$

- на задней оси второго прицепа

$$N_4 = \frac{G_{\text{общ}} G_{\text{п1}} (1_3 - \varphi h_{\text{п1}}) - N_1 \varphi G_{\text{п1}} (h_{\text{сц1}} - h_{\text{п1}})}{G_{\text{общ}} L_{\text{п1}}}; \quad (19)$$

- на передней оси второго прицепа

$$N_5 = \frac{G_{\text{общ}} G_{\text{п2}} (1_6 + \varphi h_{\text{п2}}) + N_1 \varphi G_{\text{п2}} (h_{\text{сц2}} - h_{\text{п2}})}{G_{\text{общ}} L_{\text{п2}}}; \quad (20)$$

- на задней оси второго прицепа

$$N_6 = \frac{G_{\text{общ}} G_{\text{п2}} (1_5 - \varphi h_{\text{п2}}) - N_1 \varphi G_{\text{п2}} (h_{\text{сц2}} - h_{\text{п2}})}{G_{\text{общ}} L_{\text{п2}}}. \quad (21)$$

Так как конструктивные и весовые параметры прицепов идентичны и загрузка прицепов одинакова, то, анализируя вы-

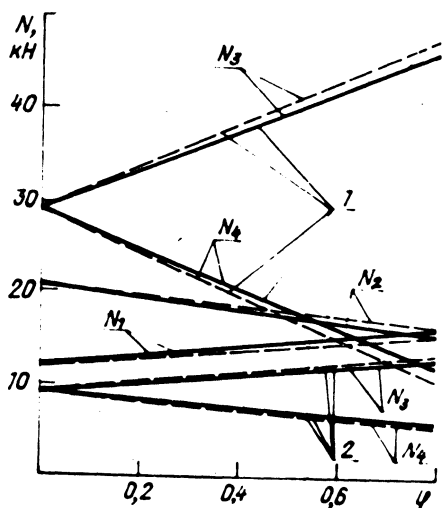


Рис. 3. Зависимость нормальных реакций на осях тракторного поезда от эффективности торможения: 1 — прицеп груженный; 2 — прицеп порожний; — — с учетом усилий в сцепных устройствах; - - - без учета усилий в сцепных устройствах.

ражения (18) — (21), можно записать, что реакции  $N_3 = N_5$  ;  $N_4 = N_6$ .

На основании этого анализа можно сделать вывод, что нормальные реакции на осях прицепов при торможении не зависят от места прицепов в составе поезда. В связи с этим при определении нормальных реакций прицепов в составе поезда можно рассматривать любой из прицепов, входящий в состав этого поезда. В силу того что при торможении тракторного поезда наблюдается различное парциальное замедление трактора и прицепов при полном использовании сцепного веса, происходящего на тормозные оси поезда, вызванное недоиспользованием сцепного веса трактора, в сцепных устройствах возникают усилия растяжения, которые влияют на перераспределение нормальных реакций трактора и прицепов.

На рис. 3 приведены зависимости нормальных реакций на осях тракторного поезда от эффективности торможения для одиночных звеньев и тех же звеньев в составе поезда.

Анализируя эти зависимости, можно сделать вывод, что при одних и тех же приводных тормозных усилиях нормальные реакции, приходящиеся на оси тракторного поезда при торможении одиночных звеньев поезда, будут отличаться от соответствующих реакций при торможении тех же звеньев в составе поезда.

Для осуществления следящего действия со стороны водителя за тормозной системой трактора и прицепов необходимо, чтобы

приводные усилия на колесах трактора и прицепов соответствовали бы в каждый момент торможения весовой нагрузке, приходящейся на эти колеса. Но осуществить это без использования регуляторов тормозных сил на осях прицепа практически невозможно, так как нормальные реакции на осях прицепа (рис. 3) зависят от его загрузки и изменяются в значительных пределах.

В.В. Гуськов, П.П. Артемьев

### ВЕРОЯТНОСТНЫЙ АНАЛИЗ СКОРОСТЕЙ ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРНЫХ ПОЕЗДОВ КЛАССА 1,4 тс

Для выполнения все возрастающего объема транспортных работ в сельском хозяйстве наряду с автомобильным транспортом широкое применение получает тракторный, преимущественно на базе колесных тракторов. Однако с увеличением скоростей движения тракторных поездов резко возрастает интенсивность колебаний трактора. Трактористы от длительного воздействия этих колебаний испытывают повышенную усталость и недомогание, снижается их реакция. Все это вынуждает их уменьшать скорость движения, вследствие чего неполностью используются скоростные возможности современных тракторов, снижается производительность труда на транспорте.

В данной работе рассматривается вероятностный анализ определения допустимых скоростей движения тракторных поездов. Под допустимыми скоростями движения следует понимать такие, при которых колебания, действующие на водителя, не превышают норм, предусмотренных едиными требованиями к конструкции тракторов и сельскохозяйственных машин [1]  $\ddot{z}_c = 0,1 g$  (ускорение свободного падения).

В основу анализа положена статистическая динамика механических систем с конечным числом степеней свободы.

Статистическая динамика в последние 10 – 12 лет находит широкое применение при исследованиях динамических процессов различных систем как у нас, так и за рубежом. Это работы докторов технических наук В.В. Болотина, А.А. Силаева, Р.В. Рентенберга, А.Б. Лурье, В.П. Рослякова, В.Я. Аниловича и др., а также ряда американских ученых, объединенных в сборнике "Случайные колебания" под редакцией С.Кренделла, работы М.Г. Беккера и др.

При определении допустимых скоростей движения тракторных поездов нами решалась прямая задача анализа динамической системы. Сущность ее определения состоит из следующих этапов.

1. Определяются статистические характеристики случайных входных процессов, обуславливающих возникновение колебаний трактора. Отыскиваются для них соответствующие аналитические выражения по формулам теории случайных функций.

2. Производится анализ заданной динамической системы с вполне определенными параметрами. Находятся динамические характеристики как функции ее параметров.

3. По формулам теории случайных функций по известному входу и динамическим характеристикам системы определяется выход системы.

4. Зная выход системы по известным критериям, характеризующим самочувствие водителя, определялись допустимые скорости движения тракторных поездов.

Под статистическими характеристиками входных процессов следует понимать статистические характеристики микропрофиля дороги как одного из основных внешних источников возникновения колебаний трактора. Колебания, обусловленные инерционным воздействием со стороны буксируемых прицепов (при чередовании режимов разгона и торможения), неравномерной подачей топлива в цилиндры двигателя и т.д., зависят от навыков водителя, и их влияние не учитывалось. Воздействие высокочастотных колебаний, обусловленных эксцентриситетом и неуравновешенностью вращающихся частей двигателя, трансмиссии, колес и т.д., на низкочастотные колебания водителя не столь значительно.

Возмущающее воздействие микропрофиля дороги описывалось корреляционной функцией и спектральной плотностью.

Экспериментальным путем были получены нормированные корреляционные функции микропрофилей различных типов дороги, которые аппроксимировались аналитическим выражением вида

$$\rho(l) = e^{-\alpha|l|} \cos \beta l$$

и во временной области

$$\rho(\tau) = e^{-\alpha|\tau|} \cos \beta \tau$$

Ей соответствующая спектральная плотность аппроксимировалась выражением вида

$$S_H(\omega) = \frac{4\alpha(\omega^2 + \alpha^2 + \beta^2)}{\pi[(\alpha^2 + \beta^2 + \omega^2)^2 - 4\beta^2\omega^2]},$$

где  $\alpha$  и  $\beta$  - аппроксимирующие коэффициенты.

Для нахождения динамических характеристик трактора нами был сделан ряд допущений. У тракторов "Беларусь" с коэффициентом распределения масс в пределах  $\epsilon = 0,8 - 1,2$  колебания остова над передней и задней частями происходят независимо друг от друга, и поэтому их можно описывать одной и той же двухмассовой динамической моделью.

Для исследования двухмассовой математической модели заднего моста трактора нами использовались уравнения Лагранжа второго рода

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_k} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q_k} - \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_k}; k=1,2,\dots,n, \quad (1)$$

где  $n$  - число степеней свободы динамической системы;  $T$  - кинетическая энергия системы;  $\Pi$  - потенциальная энергия системы;  $\Phi$  - функция рассеяния;  $q_k$  - обобщенная координата;  $\dot{q}_k$  - обобщенная скорость.

Дифференциальные уравнения колебаний имеют вид

$$\begin{aligned} M_2 \ddot{X}_2 + k_2 \dot{X}_2 + c_2 X_2 - k_2 \dot{X}_1 - c_2 X_1 &= 0; \\ M_1 \ddot{X}_1 + k_0 \dot{X}_1 + c_0 X_1 - k_2 \dot{X}_2 - c_2 \dot{X}_2 - c_2 X_2 &= \\ = c_1 H + k_1 \dot{H}, \end{aligned}$$

где  $c_0 = c_1 + c_2$ ;  $k_0 = k_1 + k_2$ ;  $M_1$  - масса остова;  $M_2$  - масса тракториста с сидением;  $c_1$ ,  $c_2$  - жесткость шин и подвеска сидения водителя соответственно;  $k_1$  и  $k_2$  - коэффициент сопротивления шин и подвески;  $H(t)$  - функция дороги;  $X_1(t)$  - колебания остова;  $X_2(t)$  - колебания тракториста с сидением.

После преобразования системы по Лапласу она примет вид

$$\begin{aligned} (M_2 S^2 + k_2 S + c_2) X_2(S) - (k_2 S + c_2) X_1(S) &= 0; \\ (M_1 S + k_0 S + c_0 S) X_1(S) - (k_2 S + c_2) X_2(S) &= \\ &= (k_1 S + c_1) H(S). \end{aligned}$$

Функция от дороги к водителю определяется по выражению

$$W_{X_2}(S) = \frac{X_2(S)}{H(S)},$$

после преобразований

$$W_{X_2}(S) = \frac{(k_2 S + c_2)(k_1 S + c_1)}{(M_2 S^2 + k_2 S + c_2)(M_1 S^2 + k_0 S + c_0 S) - (k_2 S + c_2)^2},$$

где  $S = \sigma + i\omega$  - комплексная частота.

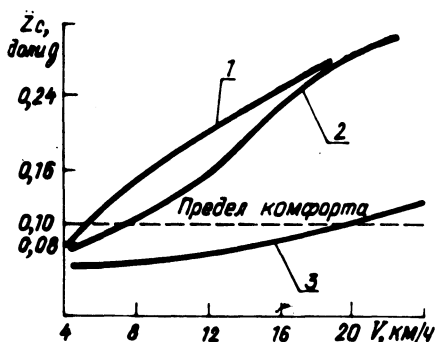
Подстановкой вместо  $S$  его значения были получены выражения квадрата модуля амплитудно-частотной характеристики поддрессоренной массы водителя с сидением:

$$\begin{aligned} |W_{X_2}(i\omega)|^2 &= \frac{(c_1 c_2 - k_1 k_2 \omega^2)^2 +}{\left[ M_1 M_2 \omega^4 - (M_1 c_2 + k_1 k_2 + M_2 c_1 + M_2 c_2) \omega^2 + \right.} \\ &\quad \left. + (k_2 c_1 + c_2 k_1)^2 \omega^2 \right.} \\ &\quad \left. + c_1 c_2 \right]^2 + \left[ -M_2 (k_1 + k_2) - M_1 k_2 \omega^3 + k_2 c_1 + c_2 k_1 \omega \right]^2. \end{aligned}$$

В силу соотношений теории случайных функций [2] спектраль-

Рис. 1. Амплитудно-скоростная характеристика системы дорога - трактор - водитель:

1 -- при движении по стерне; 2 -- грунтовая дорога; 3 -- асфальтированное шоссе.



ная плотность ускорений, действующих на водителя, определялась по выражению

$$S_{\ddot{X}(\omega)} = \omega^4 / W_{X_2(i\omega)}^2 S_H(\omega)$$

Величина среднеквадратичных вертикальных ускорений определялась путем численного интегрирования

$$\ddot{z}_c = \sqrt{\ddot{D}} = 2 \int_0^{\infty} \omega^4 |W_{X_2(i\omega)}|^2 S_H(\omega) \cdot$$

Обработка статистического материала осуществлялась с помощью устройства "Силуэт" и ЦВМ "Наири-С".

По результатам обработки была построена амплитудно-скоростная характеристика системы дорога - трактор - водитель при различных дорожных условиях (рис. 1).

Как видно из графика, при движении по стерне, грунтовой дороге и асфальтированном шоссе с учетом существующего критерия допустимые транспортные скорости значительно отличаются и составляют соответственно 6, 10 и 20 км/ч.

#### В ы в о ы

1. Вероятностный анализ позволяет определить допустимые скорости движения для транспортных средств, движущихся в различных дорожных условиях.

2. Транспортные скорости тракторных поездов класса 1,4 тс по требованиям эргономики значительно ниже скоростных возможностей самих тракторов и составляют для стерни, грунто-

вой и асфальтированной дорог в среднем 6, 10 и 20 км/ч соответственно.

## Л и т е р а т у р а

1. Единые требования к конструкции тракторов и сельскохозяйственных машин по безопасности и гигиене труда. М., 1967. 2. Пугачев В.С. Теория случайных функций. М., 1962.

В.П. Бойков

### МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ДОРОЖНО-ПОЛЕВЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ БОКОВОГО УВОДА ТРАКТОРНЫХ ШИН

Все основные функции, выполняемые шинами, можно отнести к одной из следующих трех групп: обеспечение движения с высокой скоростью и плавностью хода, создание тягового и тормозного усилий и сопротивление боковому уводу. Сопротивление уводу является механической характеристикой шин, определяющей движение агрегата по некоторому направлению. Данная характеристика для автомобильных шин уже прочно утвердилась как одна из основных.

Явление бокового увода тракторных шин исследовано пока недостаточно. Поэтому и работ по устойчивости движения и управляемости тракторного агрегата с учетом углов увода пневматических шин на сегодняшний день проведено очень мало.

Для точного динамического анализа процесса качения пневматического колеса, а также движения тракторного агрегата в целом необходимо знать шесть составляющих сил и моментов, действующих в контакте колеса с опорной поверхностью: вертикальную, горизонтальную и боковую реакции, а также стабилизирующий, опрокидывающий, крутящий или тормозной моменты.

Разработанная нами экспериментальная установка [1] позволяет регистрировать указанные шесть составляющих. Объектом испытаний являются все типоразмеры шин, применяемые на тракторах класса 9 - 20 кН, а также шины прицепа 2-ПТС-4. Диапазон нагрузок и внутренних давлений воздуха в шинах выбирается по ГОСТу 7463-75 "Шины пневматические для тракторов и сельхозмашин".



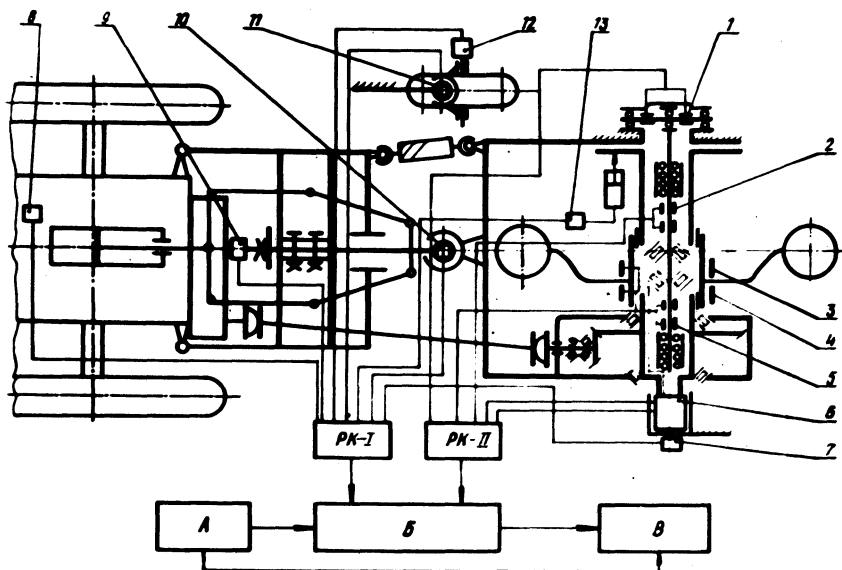


Рис. 1. Расположение датчиков на экспериментальной установке и блок-схема аппаратуры и приборов:

А — блок питания; Б — пульт управления; В — осциллограф.

В процессе проведения дорожно-полевых исследований устанавливается и регистрируется ряд независимых переменных: угол бокового увода шины, угол развала, вертикальная нагрузка на шину, внутреннее давление в шине, коэффициент сцепления шины с опорной поверхностью, геометрические размеры шины.

Расположение датчиков на экспериментальной установке и блок-схема аппаратуры и приборов приведены на рис. 1.

Указанные выше параметры, необходимые для получения характеристик бокового увода шин, определяются следующим образом.

Угол бокового увода шины предварительно выставляется по лимбу. Точное значение измеряется потенциометрическим датчиком угловых перемещений 10, установленным на оси разворота испытуемого колеса. Угол развала колеса выставляется и аналогично замеряется датчиком 9. Внутреннее давление воздуха в шине устанавливается по образцовому манометру и контролируется в течение опыта.

Вертикальная нагрузка на шину задается изменением дав-

ления масла в гидроцилиндре навесной системы трактора-тягача. Величина вертикальной нагрузки на шину определяется из соотношения

$$G_k = p_M k, \quad (1)$$

где  $p_M$  - давление масла в гидросистеме;  $k$  - кинематический коэффициент, равный

$$k = \frac{S_{\Pi}}{i}, \quad (2)$$

где  $S_{\Pi}$  - площадь поршня гидроцилиндра;  $i$  - передаточное число рычагов механизма навески.

Контроль за величиной вертикальной нагрузки осуществляется по образцовому манометру, протарированному по силе. Крутящий и тормозной моменты замеряются тензодатчиками 4 и 3, наклеенными на ступицу колеса. Сигналы от датчиков выводятся к регистрирующей аппаратуре через токосъемник 6.

Точное значение давления масла в гидросистемах нагружения колеса вертикальной и тормозной силами регистрируется потенциометрическими датчиками давлений 8 и 13.

Значения вертикальной и горизонтальной реакций на колесе замеряются тензодатчиками 2 и 5, наклеенными на соответствующих плоскостях оси колеса. Схема соединения тензодатчиков исключает взаимное влияние сил друг на друга, а также влияние смещения точки приложения сил относительно опор. Для получения суммарной силы необходимо сложить сигналы от датчиков 2 и 5, расположенных у правой и левой опор. Величины стабилизирующего и опрокидывающего моментов получаются как алгебраическая сумма произведений сигналов соответствующих датчиков 2 и 5 на некоторые коэффициенты.

Боковое усилие замеряется тензоузлом, специально сконструированным для этой цели. Усилия от оси колеса воспринимает балка с наклеенными на нее тензодатчиками 1, работающая на изгиб.

Тензодатчики 1, 2, 5, наклеенные на оси и балке боковых сил, соединяются между собой в мостовую схему, реагирующую только на деформации изгиба. Растягивающие, сжимающие и скручивающие нагрузки оказывают слабое влияние на выход мостовой схемы.

Для замера пути, скорости и радиуса качения испытуемого

колеса используется "пятое" колесо. Число оборотов "пятого" колеса и испытуемого колеса замеряется соответственно потенциометрическими датчиками 12 и 7. Определение вышеуказанных величин производится по известным методикам. Посредством "пятого" колеса производится измерение истинного угла увода испытуемой шины. Этот угол определяется разностью угла разворота шины относительно продольной оси трактора-тягача и угла увода тягача относительно направления качения колеса с испытуемой шиной. Измерение угла увода тягача производится с помощью свободно буксируемого за тягачом "пятого" колеса. Для получения отклонения шлейфа осциллографа, пропорционального углу увода трактора-тягача, на вертикальный кшворень "пятого" колеса устанавливается потенциометрический датчик угла поворота 11.

Сигналы от потенциометрических и тензометрических датчиков поступают соответственно в распределительные коробки РК-I и РК-II, расположенные на раме установки. Далее через пульт управления сигналы поступают на шлейфы осциллографа и регистрируются на ленте.

Перед началом испытаний производится тарировка измерительно-регистрирующей аппаратуры, строятся тарировочные графики и определяются масштабные (тарировочные) коэффициенты. В начале каждого заезда производится запись нулевых отметок.

#### Л и т е р а т у р а

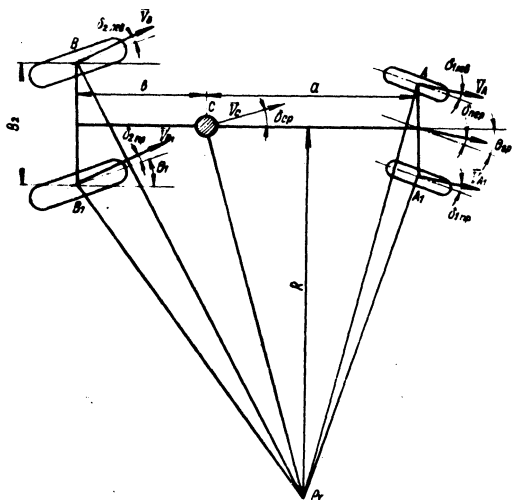
1. Бойков В.П. и др. К вопросу об исследовании бокового увода тракторных шин. - В сб.: Автотракторостроение. Минск, 1975, вып. 7.

В.А. Ким, Н.А. Разоренов, Ю.Е. Атаманов

#### АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД УЧЕТА БУКСОВАНИЯ ПРИ ИЗУЧЕНИИ ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА СО ВСЕМИ УПРАВЛЯЕМЫМИ КОЛЕСАМИ НА ПЛОСКОЙ МОДЕЛИ

При движении тракторного поезда имеет место значительное буксование ведущих колес трактора, которое может влиять на характер движения всего поезда. Установлено, что значительное буксование колес увеличивает угол увода, который, в

Рис. 1. Расчетная схема трактора.



свою очередь, существенно влияет на характер движения всей механической системы.

Для того чтобы учесть буксование колес трактора на плоской модели при произвольном случае движения, необходимо решить задачу приведения масс задних колес трактора к центру масс трактора. Приведение производилось с учетом того, что задний мост трактора не подрессорен, кузов абсолютно жесткий; инерционные характеристики передних колес во внимание не принимались.

Кинетическая энергия всей системы после приведения равна

$$\frac{M_{пр} v_c^2}{2} = \frac{M_{тр} v_c^2}{2} + \frac{I \omega_{к2лев}^2}{2} + \frac{I \omega_{к2пр}^2}{2} \quad (\text{условие приведения}),$$

где  $\omega_{к2пр}$  и  $\omega_{к2лев}$  - угловая скорость вращения правого и левого колес заднего моста трактора;  $I$  - момент инерции колес.

Из рис. 1 следует:

$$\left(R - \frac{B}{2}\right) \operatorname{tg} \delta_{2пр} = \left(R + \frac{B}{2}\right) \operatorname{tg} \delta_{2лев};$$

$$\delta_{1ср} = \frac{\delta_{1пр} + \delta_{1лев}}{2}; \quad \delta_{2ср} = \frac{\delta_{2пр} + \delta_{2лев}}{2}; \quad (1)$$

$$\delta_{\text{ср.с}} = \frac{b}{L} \left[ \operatorname{tg} \frac{(\theta_1 + \theta_2)}{2} - \delta_{1\text{ср}} \right] - \frac{a}{L} \delta_{2\text{ср}}, \quad (2)$$

где  $\delta_{1\text{пр}}$ ,  $\delta_{2\text{лев}}$  - соответственно боковой увод правых и левых колес по осям;  $\delta_{1\text{ср}}$ ,  $\delta_{2\text{ср}}$  - соответственно боковой увод центров заднего и переднего моста;  $L$ ,  $B$ ,  $b$ ,  $a$  - геометрические размеры, указанные на рис. 1;  $\theta_1$ ,  $\theta_2$  - углы поворота передних и задних колес.

Так как углы увода не превышают  $5 - 10^\circ$ , то без большой погрешности можно считать, что тангенсы равны их углам.

Из уравнений (1) получим

$$\delta_{2\text{лев}} = \left(1 - \frac{B}{2R}\right) \delta_{2\text{ср}}; \quad \delta_{2\text{пр}} = \left(1 + \frac{B}{2R}\right) \delta_{2\text{ср}}. \quad (3)$$

С другой стороны, из рис. 1

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg}(\theta_{\text{ср}} - \delta_{1\text{ср}}) + \operatorname{tg} \delta_{2\text{ср}}}.$$

Подставим в выражение (3) значение  $R$ , получим

$$\delta_{2\text{лев}} = \left\{ 1 - \frac{B[\operatorname{tg}(\theta_{\text{ср}} - \delta_{1\text{ср}}) + \operatorname{tg} \delta_{2\text{ср}}]}{2L} \right\} \delta_{2\text{ср}};$$

$$\delta_{2\text{пр}} = \left\{ 1 + \frac{B[\operatorname{tg}(\theta_{\text{ср}} - \delta_{1\text{ср}}) + \operatorname{tg} \delta_{2\text{ср}}]}{2L} \right\} \delta_{2\text{ср}},$$

аналогично найдем углы увода передних колес:

$$\delta_{1\text{лев}} = \delta_{1\text{ср}} - \frac{\operatorname{tg} \theta_{\text{пр}} - \operatorname{tg} \theta_{\text{лев}}}{2};$$

$$\delta_{1\text{пр}} = \delta_{1\text{ср}} + \frac{\operatorname{tg} \theta_{\text{пр}} - \operatorname{tg} \theta_{\text{лев}}}{2}.$$

Данное выражение найдено из условия

$$\left(R - \frac{B}{2}\right) \operatorname{tg}(\theta_{\text{пр}} - \delta_{1\text{пр}}) = \left(R + \frac{B}{2}\right) \operatorname{tg}(\theta_{\text{пр}} - \delta_{1\text{пр}});$$

$$\theta_{1\text{cp}} = \frac{\theta_{1\text{лев}} + \theta_{1\text{пр}}}{2}.$$

Инерционные характеристики передних колес не будем учитывать ввиду их незначительности:

$$v_B \cos(\delta_{2\text{лев}} + \theta_1) = \omega_{1\text{лев}} R \eta \delta;$$

$$v_{B1} \cos(\delta_{2\text{пр}} - \theta_1) = \omega_{1\text{пр}} R \eta \delta.$$

Из теоремы о скоростях точек при плоском движении найдем

$$v_B \cos(\delta_{2\text{пр}} + \alpha_1) = v_c \cos(\alpha_1 + \delta_{\text{cp}});$$

$$\omega_{\text{к.лев}} = \frac{v_c \cos(\alpha_1 + \delta_{\text{cp}})}{R \eta \delta \cos(\delta_{2\text{лев}} + \alpha_1 + \theta_1)} \cos \delta_{2\text{лев}};$$

$$\frac{\omega_{\text{к.лев}} R \eta \delta}{\cos \delta_{2\text{пр}}} = v_c \cos(\alpha_1 + \delta_{\text{cp}});$$

$$M_{\text{пр}} = M_{\text{тр}} + \frac{I}{R^2 \eta^2} \left[ \frac{\cos^2(\alpha_1 - \delta_{\text{cp}})}{\cos^2(\delta_{2\text{лев}} + \alpha_1 + \theta_1)} \cos^2 \delta_{2\text{лев}} + \frac{\cos^2(\alpha_1 + \delta_{\text{cp}})}{\cos^2(\alpha_1 - \delta_{2\text{пр}} - \theta_1)} \cos^2 \delta_{2\text{пр}} \right].$$

Окончательно приведенная масса равна

$$M_{\text{пр}} = M_{\text{тр}} + \frac{I}{R^2 \eta^2} \left\{ \frac{\cos^2 \left[ \alpha_1 - \frac{b}{L} (\text{tg} \theta_{\text{cp}} - \delta_{1\text{cp}}) - \frac{a}{L} \delta_{2\text{cp}} \right]}{\cos^2 \left[ \left( 1 - \frac{B \text{tg}(\theta_{\text{cp}} - \delta_{1\text{cp}}) + \text{tg} \delta_{2\text{cp}}}{2L} \right) \delta_{2\text{cp}} + \dots \right]} \dots \right. \\ \left. \rightarrow \frac{\cos^2(\alpha_1 + \theta_1)}{\cos^2 \left[ 1 - \frac{B [\text{tg}(\theta_{\text{cp}} - \delta_{1\text{cp}}) + \text{tg} \delta_{2\text{cp}}]}{2L} \right]} \delta_{2\text{cp}} + \dots \right.$$

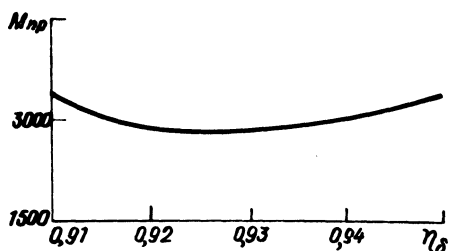


Рис. 2. Изменение приведенной массы от  $\eta_{\delta}$ .

$$\begin{aligned}
 & + \frac{\cos^2 \left[ \alpha_1 + \frac{b}{L} (\text{tg} \theta_{\text{ср}} - \delta_{1\text{ср}}) - \frac{a}{L} \delta_{2\text{ср}} \right]}{\cos^2 \left[ \left( 1 + \frac{B [\text{tg} (\theta_{\text{ср}} - \delta_{\text{ср}}) + \text{tg} \delta_{\text{ср}}]}{2L} \right) \delta_{1\text{ср}} - \alpha_1 - \theta_1 \right]} \times \\
 & \times \cos^2 \left[ 1 + \frac{B [\text{tg} (\theta_{\text{ср}} - \delta_{1\text{ср}}) + \text{tg} \delta_{2\text{ср}}]}{2L} \right] \delta_{2\text{ср}} \left. \right\}. \quad (4)
 \end{aligned}$$

Полученное уравнение позволяет изучить движение трактора с учетом буксования на плоской модели при произвольном его движении. Выражение  $M_{\text{пр}} = M_{\text{тр}} + \frac{2I}{R^2}$ , используемое для определения приведенной массы при прямолинейном движении без буксования, является частным случаем уравнения (4). На рис. 2 приведен график изменения  $M_{\text{пр}}$  от к.п.д. при  $\delta_1 > \delta_2$ .

В.В. Яцкевич, Нгуен Минь Дыонг,  
Е.А. Романчик, П.В. Зеленый, А.Т. Скойбеда

#### К ОПРЕДЕЛЕНИЮ СТОИМОСТИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ ПРИ ПРОГНОЗИРОВАНИИ ЕЕ ПАРАМЕТРОВ

Эффективность использования сельскохозяйственной техники в основном определяется производительностью агрегата, затратами живого труда и материально-денежных средств при

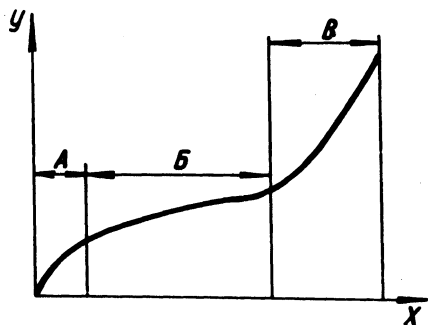


Рис. 1. Графическое выражение зависимости  $y = ax^b e^{cx}$ .

выполнении сельскохозяйственных работ. Эти факторы, в свою очередь, зависят от мощности, ширины захвата и скорости движения, т.е. от основных параметров агрегата. Следовательно, определение стоимости перспективной сельскохозяйственной техники является необходимым при прогнозировании ее оптимальных параметров.

Для расчета приведенных затрат, а следовательно, и эффективности труда необходимо первоначально установить функциональные зависимости между стоимостью сельскохозяйственной техники и ее основными параметрами. Принимаем допущение, что наибольшее влияние на ценообразование по сравнению с другими факторами имеет ширина захвата агрегата и его материалоемкость.

Существующие методы определения стоимости новой техники основываются на прогнозировании ее цены исходя из имеющегося в настоящее время опыта. Многие авторы считают, что цена машин прямо пропорциональна их основным параметрам. Однако практически эта зависимость справедлива только в небольших пределах изменения параметров.

Анализ динамики цен тракторов и сельскохозяйственных машин позволяет сделать вывод, что функция стоимости сельскохозяйственной техники от основных параметров непрерывна и имеет, как правило, три периода (рис. 1). Первый период соответствует окончанию интенсивного роста цены (участок А, рис. 1), что объясняется необходимостью иметь основные функциональные агрегаты (рама, ходовая система и т.д.) на машине как угодно малых размеров. Дальнейшее увеличение параметров сопровождается незначительными конструктивными изменениями, и поэтому темп роста цены на этом участке замедляется (участок Б, рис. 1). Однако при неизменных принципах работы увеличение параметров машин без существенного



изменения их конструкций возможно только в определенных пределах. Анализ стоимости мощных тракторов большой массы и широкозахватных орудий, а также опыт создания большегрузных автомобилей показывают, что при существующих принципах обработки почвы и использовании трактора в качестве тяговой машины, т.е. при реализации мощности его двигателя в основном через тягу, увеличение параметров МТА сопровождается интенсивным ростом их стоимости (участок В, рис. 1), что вызывает необходимость дополнительных затрат на конструктивное изменение основных агрегатов машин, обеспечение высокой их надежности и создание нормальных условий труда.

Кривые данного вида (см. рис. 1) удовлетворительно описываются эмпирическими зависимостями вида

$$y = ax^b e^{cx}, \quad (1)$$

где  $e$  — основание натурального логарифма;  $x$  — основной параметр (мощность или ширина захвата);  $a$ ,  $b$ ,  $c$  — постоянные коэффициенты, зависящие от типа машин.

Значение коэффициентов  $a$ ,  $b$ ,  $c$  определяется на основании цен, установленных на существующие тракторы и сельскохозяйственные машины [1]. При этом учитывали, что металлоемкость сельскохозяйственных тракторов равна 40 — 45 кг/л.с. Металлоемкость промышленных тракторов значительно выше, поэтому при пересчете определяли соответствующую их массе мощность двигателя и строили зависимости цены тракторов от мощности их двигателей.

Значение коэффициентов  $a$ ,  $b$ ,  $c$  для сельскохозяйственных машин зависит в основном от их ширины захвата  $B$ . При этом посевные агрегаты рассматривались совместно со сцепками (табл. 1).

Таблица 1. Значение коэффициентов

Тип машин	Коэффициенты		
	a	b	c
Колесные тракторы	333	0,49	0,0029
Гусеничные тракторы	158	0,52	0,006
Навесные плуги	50	0,25	0,687
Культиваторы	149	0,14	1,73
Дисковые лушильники	102	0,14	0,12
Посевные агрегаты (сеялки + сцепки)	199	0,93	0,037

Таблица 2. Сравнение расчетных и существующих цен тракторов

Показатели	Марка трактора							
	Колесные				Гусеничные			
	T-25A	MT3-80	T-150K	K-701	T-38M	DT-74	T-150	T-130
Мощность, л.с.	20	80	165	300	50	80	150	160
Существующая стоимость, руб	1500	3300	6500	13000	1661	2539	5357	5886
Расчетная стоимость, руб	1531	3295	6558	13004	1668	2580	5593	5826
Отклонение, руб	31	5	58	4	7	47	236	60
Отклонение, %	2,06	0,15	0,89	0,03	0,4	1,63	4,4	1,02

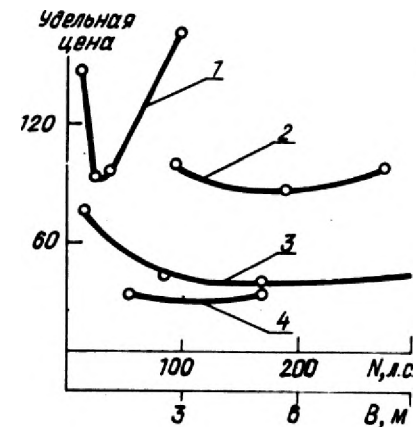
Анализ результатов расчета стоимости тракторов и сельскохозяйственных машин по формуле (1) и сравнение их с ценами на существующие машины показывают, что максимальное отклонение расчетной стоимости от существующей для тракторов составляет примерно 4,4, - плуга 5,2%, что соответственно равно 236 и 24 руб., для культиватора - 5,06 и сеялки со сцепкой - 5,07%, что соответственно равно 20 и 87 руб. (табл.2 и 3).

Таблица 3. Сравнение расчетных и существующих цен для

Показатели	Марка сельскохозяйственной машины				
	Плуг				Культиватор
	ПН-30P	ПН-3-35	ПН-8-35	ПН-8-35	КРН-2,8A
Ширина захвата, м	0,3	1,05	1,4	2,8	2,8
Существующая стоимость, руб	49	99	135	464	280
Расчетная стоимость, руб	45,5	104,0	142,0	433,0	279,0
Отклонение, руб	0,5	5,0	7,0	24,0	1,0
Отклонение, %	1,10	5,10	5,20	5,20	0,36

Рис. 2. Зависимость удельной стоимости сельскохозяйственной техники от ее основного параметра:

1 — плуги; 2 — культиваторы; 3 — колесные тракторы; 4 — гусеничные тракторы.



Графики зависимости удельной стоимости машин (стоимости, приходящейся на единицу основного параметра) от величины основного параметра, построенные по результатам расчетов (рис. 2), показывают, что удельная цена для машин меньшей мощности довольно высокая, потом она уменьшается до некоторого предела и опять интенсивно увеличивается. Это подтверждает предположение о непропорциональном изменении стоимости машин с увеличением параметров и объясняется тем, что машины меньшей мощности должны соответствовать техническим требованиям и обеспечивать необходимые дорожный

сельскохозяйственных машин

Удельная стоимость сельскохозяйственной машины						
Культиватор			Сеялка со сцепкой			
КРН-4,2	КРН-5,6	ЗКРН-2,8	СЗ-3,6	2СЗ-3,6+СЗП-0,2	3СЗ-3,6+СП-11	4СЗ-3,6+СП-15
4,2	5,6	8,1	3,6	7,2	10,8	14,4
395	500	811	750	1715	2715	4060
375,0	499,0	820,0	748,0	1628,0	2713,0	4050,0
20,0	1,0	9,0	2,0	87,0	2,0	10,0
5,06	0,20	1,10	0,27	5,07	0,07	0,25

просвет, удобство работы, обзорность и т.д., а машины большей мощности требуют дополнительных устройств для управления и обеспечения качества сельскохозяйственных работ, кроме этого их конструкция должна быть более прочная, следовательно, их стоимость резко возрастает.

Примерно такой же характер имеют графики изменения удельной мощности тракторов зарубежных фирм в зависимости от мощности их двигателей [2].

Таким образом, зависимость стоимости трактора и сельскохозяйственных машин от их параметров носит общий характер и описывается эмпирической зависимостью вида (1).

Следовательно, при прогнозировании параметров сельскохозяйственной техники ее стоимость можно определить по формуле вида  $y = ax^b e^{cx}$ , при этом отклонение расчетной стоимости от существующей не превышает 5,2%.

#### Л и т е р а т у р а

1. Каталог тракторов и сельскохозяйственных машин. ЦНИИТЭИ. М., 1973.
2. Солонский А.С. и др. Прогрессивные компоновочные схемы и конструктивные параметры универсально-пропашных тракторов. М., 1974.

Г.М. Кокин

#### ЭНЕРГОНАСЫЩЕННОСТЬ И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ-САМОСВАЛА

При исследованиях рассматривались автомобили-самосвалы грузоподъемностью более 4 т. Загрузка кузовов этих машин осуществляется, главным образом, экскаваторами и транспортерами. Эти автомобили-самосвалы можно разделить на общестроительные и карьерные.

Общестроительные предназначены для движения по дорогам общего назначения. В связи с существующими ограничениями по эксплуатации дорог Советского Союза общий вес двухосного автомобиля не может превышать 16 т, а трехосного — 24 т. Для ряда других стран наибольший вес двухосного автомобиля 20 т и трехосного — 30 т.

Карьерные самосвалы предназначены для работы в круп-

ных карьерах или на крупных строительствах по дорогам ведомственного подчинения. В этом случае ведомства сами устанавливают общий вес автомобиля для дорог, которые они строят и содержат.

В практике эксплуатации самосвалов обеих групп имеет место движение в одну сторону в полностью груженом состоянии и в обратную – без полезного груза. Длина рейсов общестроительных самосвалов колеблется в пределах 0,5 – 10 км, редко достигает 20 км. Наиболее трудные участки пути – на подъездах к погрузке и разгрузке. Длина рейсов карьерных самосвалов 1 – 5 км. При этом, как правило, в груженом состоянии при выезде из карьера преодолевается подъем.

Транспортная производительность автомобиля определяется номинальной грузоподъемностью, средней эксплуатационной скоростью и использованием грузоподъемности при перевозках. Рациональная грузоподъемность автомобиля определяется целесообразными размерами партий перевозимых грузов и ограничивается несущей способностью дорог по осевому весу. Дальнейшее повышение транспортной производительности автомобилей-самосвалов возможно за счет повышения средней эксплуатационной скорости. Эта скорость определяется средней технической скоростью, обусловливаемой конструктивными данными автомобиля, она также зависит от мероприятий по организации движения и безопасности его.

Средняя техническая скорость в заданных дорожных условиях зависит от тягово-динамических показателей автомобиля, обусловливаемых мощностью устанавливаемого на автомобиль двигателя и принятыми скоростными данными на основных передачах трансмиссии.

При исследовании энергонасыщенности автомобиля удобным показателем является удельная мощность, представляющая отношение максимальной мощности двигателя в лошадиных силах к полному весу автомобиля с полезным грузом в тоннах.

Второй основной показатель – техническая скорость движения и соответствующий ей коэффициент дорожного сопротивления  $\varphi = f \cos \alpha + \sin \alpha$ , определяющий сопротивление качению автомобильных колес, сопротивление движению автомобиля как системы колеблющейся массы и сопротивление движению от подъема дороги.

В табл. 1 приведены показатели автомобилей-самосвалов, находящихся на производстве, а также некоторые опытные образцы их. Представлены в ней также удельные мощности дви-

Таблица 1. Показатели автомобилей-самосвалов

№ п/п	Фирма-модель	Общий вес, кг	Мощность двигателя, л.с.	Удельная мощность, л.с./т	Максимальная скорость, км/ч	Коэффициент сопротивления дороги $\psi$ при максимальной скорости	Максимально возможный коэффициент сопротивления дороги $\psi$ и соответствующая скорость, км/ч				Скорость (км/ч) при различных $\psi$			
							высшая передача коробки передач		низшая передача коробки передач		0,04	0,076	0,11	0,18
							$\psi$	v	$\psi$	v				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	КАЗ-600В	8200	100	12,2	70	0,027	0,045	30	0,342	5,3	50	31	18	9,5
2	Форд Д-134	13200	141	10,7	62	0,032	0,048	31	0,376	6,1	51	46	34	9
3	МАЗ-503Б1	13900	180	13	54	0,050	0,056	41	0,462	5,2	54	30	24	7
4	Мерседес Бенц	14000	185	13,2	62	0,029	0,043	33	0,467	6,1	44	31	20	12
5	МАН	15000	186	12,4	85	0,021	0,035	31	0,321	7	59	27	20	12
6	Скания Вабис L 80	15000	208	13,9	79	0,028	0,036	40	0,312	9,3	62	37	20	11
7	Хеншель	14900	186	12,5	66	0,032	0,039	48	0,390	5,5	45	32	21	13
8	Берлие	18000	228	12,7	56	0,020	0,040	21	0,397	5,6	29	29	15	15
9	Бюссинг	22000	240	10,9	57	0,016	0,036	32	0,300	7	40	26	16	9,5
10	МАН	22000	230	10,5	70	0,032	0,035	39	0,326	4	49	25	16	10
11	Мерседес Бенц	22000	240	10,9	68	0,031	0,036	50	0,349	5,5	50	24	22	13
12	Хеншель	22000	230	10,5	57	0,034	0,038	43	0,358	5	40	28	18	11
13	Лейланд	25000	335	13,4	73	0,036	0,050	42	0,379	6,0	60	40	25	16
14	Магирус Дейц 310Д26	26000	305	11,7	75	0,028	0,033	57	0,485	4,4	41	23	22	12
15	Берна	26000	330	12,7	78	0,030	0,036	57	0,228	10,0	52	35	23	14
16	Скания Вабис Т-110	26000	275	10,6	68	0,028	0,032	49	0,218	8,0	51	27	21	11
17	Мерседес Бенц LAK-2624	26000	240	9,2	44	0,040	0,044	32	0,367	4,0	44	18	15	9
18	БелАЗ-540А	48000	360	7,5	52	0,029	0,032	39	0,317	4,0	36	15	12	7
19	ФАУН К-25*	50000	300	6,0	61/41	0,024/ 0,035	0,029/ 0,046	52/36	0,260	5,7	36	19	12	7
20	Коккум КЛ440*	54000	385	7,1	60/40	0,023/ 0,039	0,027/ 0,042	42/28	0,170	7,3	35	21	13	-
21	Вабко	54940	380	6,9	38	0,041	0,044	26	0,400	3,0	38	18	12	7
22	Дарт-2330	55740	475	8,5	34	0,053	0,060	26	0,550	2,9	34	24	16	11
23	Битфорд*	55814	456	8,2	45/31	0,041/ 0,061	0,043/ 0,063	26/17	0,336	3,3	45	24	14	9
24	Терекс*	58152	434	7,5	47/32	0,034/ 0,052	0,037/ 0,055	36/25	0,362	4,0	32	24	18	10

Продолжение

1	2	3	4	5	6	7
25	Катерпилер	58200	415	7,1	44	0,034
26	МАЗ-530Х	78400	450	5,7	32	0,041
27	Берлие Т-45 *	84500	570	6,7	59/40	0,028/ 0,038
28	Берлие Т-60 *	102000	644	6,3	64/46	0,020/ 0,030
29	Вабко-20А	179530	900	5,0	39	0,028
30	Вабко Холлан-3200	360000	2000	5,5	44	0,028

Примечание. \* В числителе - скорость и коэффициент менателе - на прямой передаче коробки передач.

гателей и скорости движения при наиболее характерных суммарных сопротивлениях дороги движению автомобиля.

Коэффициент сопротивления качению автомобильных колес  $f'$  для асфальто-бетонных дорог в хорошем состоянии находится в пределах 0,011 - 0,012. С учетом потерь на гашение колебаний массы автомобиля он увеличивается до  $f = 0,015 - 0,018$ . Для горизонтального шоссе среднего качества суммарный коэффициент дорожного сопротивления лежит в пределах  $\Psi = f = 0,02 - 0,023$ .

Из исследований Л.Х. Гилелеса, А.В. Зотова, изложенных в их кандидатских диссертациях 1974 г., и других авторов следует, что на усовершенствованных автомобильных дорогах общей сети наибольшую математическую плотность имеют суммарные дорожные сопротивления, характеризуемые коэффициентом  $\Psi = 0,04$ , при этом для асфальтированных шоссе  $\Psi = 0,033$ , а для гравийного шоссе  $\Psi = 0,042$ .

Глинистые карьеры, исключая сырое состояние дороги  $\Psi = 0,05$ , каменные карьеры  $\Psi = 0,060$ , песчаные карьеры  $\Psi = 0,076$ . Наиболее трудные режимы в весенне-осенний период  $\Psi = 0,18$ .

Допустимые величины подъемов в карьерах 7 - 8%, на отдельных участках подъемы достигают 10 - 11%. Исходя из этого, представляет интерес рассмотреть скорость при  $\Psi = 0,11$ .

На основании изложенного в таблице приведены скорости движения для суммарных сопротивлений дороги, характеризуемых коэффициентами 0,04, 0,076, 0,11, 0,18.

н	9	10	11	12	13	14	15
0,037	28	0,341	4,0	31	18	9	5
0,042	28	0,345	3,0	32	12	9	3
0,029/ 0,041	43/28	0,165	7,5	29	20	13	-
0,023/ 0,032	49/35	0,215	5,5	28	18	11	7
0,031	25	0,281	2,7	27	15	7,5	4
0,038	22,5	0,276	6,0	23	16	12	10

сопротивления на повышенной передаче коробки передач, в зна-

Автомобили, представленные в табл. 1 позициями 5, 8, 9, при полной нагрузке максимальной скорости на высшей передаче развивать не могут. Высшая передача у них служит для движения в негруженом состоянии.

Автомобили, представленные позициями 15, 16, 19, 20, 27, 28, 29, 30, имеют недостаточную способность преодолевать сложные дорожные условия, так как на низшей передаче коробки имеют  $\Psi$  менее 0,3.

С другой стороны, большинство автомобилей сможет развивать скорость 9 - 16 км/ч в трудных режимах весенне-осеннего периода, когда  $\Psi = 0,18$ .

У автомобилей, представленных в таблице позициями 5, 6, 11, 13, и у других скорость при  $\Psi = 0,04$  выше, чем при максимальном значении  $\Psi$  на высшей передаче. Это происходит за счет перехода с высшей передачи на низшую. Для таких автомобилей основной рабочей передачей для движения с грузом является следующая за высшей низшая передача.

Общестроительные самосвалы в таблице представлены позициями 1 - 17. При этом трехосные машины общим весом 22 - 26 т широко используются и в карьерах с ограниченным объемом работ. Удельная мощность этих машин колеблется от 9,2 (позиция 17) до 13,9 (позиция 6) л.с./т, а максимальная скорость от 44 до 85 км/ч. Определенной закономерности между принятыми удельной мощностью и максимальной скоростью движения не наблюдается.

С точки зрения обеспечения наибольшей производительности при заданной грузоподъемности для общестроительных само-

свалов является скорость движения при сопротивлениях дороги, имеющих наибольшую математическую плотность и характеризуемых  $\psi = 0,04$ .

У общестроительных самосвалов в этом случае скорость колеблется в пределах от 60 до 40 км/ч. Она зависит от удельной мощности двигателя и рационально подобранной максимальной скорости движения.

Скорость движения 60 км/ч имеет автомобиль Лейланд (позиция 13) с удельной мощностью двигателя 13,4 л.с./т и максимальной скоростью 73 км/ч.

Скорость движения 40 км/ч имеет автомобиль Бюссинг (позиция 9) с удельной мощностью 10,9 л.с./т и максимальной скоростью 57 км/ч.

Карьерные самосвалы в таблице представлены позициями 18 - 30. Удельная мощность двигателей этих машин колеблется от 5 до 8,5 л.с./т, а максимальная скорость от 32 до 61 км/ч. Самосвалы позиций 21, 22, 23, 26 способны преодолевать суммарные дорожные сопротивления при  $\psi = 0,04$  с максимальной скоростью на высшей передаче коробки.

При сопротивлениях дороги, характеризуемых коэффициентом  $\psi = 0,04$ , скорость движения лежит в пределах 23 - 45 км/ч, при  $\psi = 0,076$  скорость - 12 - 24 км/ч; а при  $\psi = 0,110$  - 7,5 - 18 км/ч.

Автомобили Коккум и Берлие (позиции 20 и 27) не могут работать в трудных режимах весенне-осеннего периода, характеризуемых  $\psi = 0,180$ .

Следует устанавливать целесообразные скорости движения, исходя из имеющихся предпосылок повышения транспортной производительности автомобилей-самосвалов, возможностей развития скорости движения современного состояния дороги и уровня развития техники, а также из необходимости решения ряда организационных вопросов и вопросов безопасности движения.

У общестроительных самосвалов при движении без полезной нагрузки, а также при движении с полезной нагрузкой по хорошей дороге скорость может быть увеличена до 75 - 80 км/ч. При движении с грузом по дорогам среднего качества скорость может снижаться до 55 - 60 км/ч.

У карьерных самосвалов при движении без груза скорость может быть увеличена до 60 км/ч, а по дорогам среднего качества с грузом она может снижаться до 40 км/ч, однако при движении из любого карьера, исключая отдельные участки, она должна быть не менее 20 км/ч.

При обеспечении подбора надлежащих передаточных чисел элементов трансмиссии таким условиям будет удовлетворять удельная мощность двигателей у общестроительных автомобилей-самосвалов в 14 л.с./т, а у карьерных самосвалов - 8 - 9 л.с./т.

Указанная рекомендация не относится к карьерным самосвалам общим весом более 150 т. Для таких тяжелых машин вопрос должен решаться с учетом конкретных карьеров и двигателей, находящихся в стадии производства.

А.Г. Александровский, Б.Е. Железко,  
А.Н. Саррапин, А.С. Масюк

### АНАЛИЗ УРАВНОВЕШЕННОСТИ V-ОБРАЗНОГО ВОСЬМИЦИЛИНДРОВОГО ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ С КРЕСТООБРАЗНЫМ КОЛЕНЧАТЫМ ВАЛОМ

Для современного развития автотракторного двигателестроения характерно применение V-образных конструктивных схем. Наибольшее распространение в автомобилестроении получили восьмицилиндровые V-образные двигатели с углом развала блоков цилиндров  $90^\circ$  и крестообразным коленчатым валом. Эти двигатели обеспечивают равномерное чередование процессов в цилиндрах и полностью уравниваются с помощью противовесов на коленчатом валу. Такая конструктивная схема трудно поддается компоновке при проектировании двигателей для пропашных тракторов из-за неудовлетворительных габаритов по ширине. Поэтому в данном случае предпочтение следует отдать V-образным схемам с углом развала блоков цилиндров меньшим, чем  $90^\circ$ , однако это приводит к усложнению схемы коленчатого вала и к ухудшению уравновешенности двигателя.

Настоящая работа посвящена анализу уравновешенности восьмицилиндрового V-образного четырехтактного двигателя с крестообразной схемой расположения кривошипов коленчатого вала. Конструктивная схема такого двигателя представлена на рис. 1. Рассматривается общий случай, когда угол развала блоков цилиндров может быть произвольным, а смежные шатунные шейки коленчатого вала в пределах каждого кривошипа могут быть развернуты друг относительно друга на угол  $\psi = 90^\circ - \gamma$  или же иметь общую шатунную шейку на два



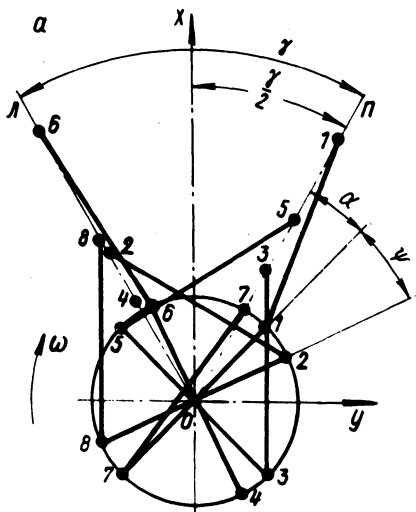
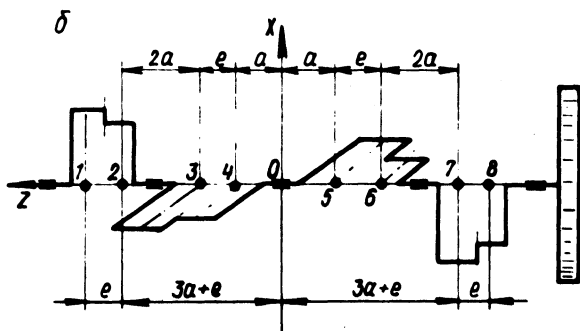


Рис. 1. Конструктивная схема V-образного восьмицилиндрового двигателя:  
Л — левый ряд цилиндров;  
П — правый ряд цилиндров.



смежных шатуна. Обозначения величин, а также основные формулы для анализа заимствованы из литературы по динамике автотракторных двигателей.

Анализ уравновешенности рассматриваемого двигателя сводится к определению сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс первого порядка  $P_{jI}$ , второго порядка  $P_{jII}$  и центробежных сил инерции  $K_r$ , а также к определению продольных моментов от этих сил. Значения сил инерции для всех цилиндров двигателя, определенные по известным формулам с использованием рис. 1, приведены в табл. 1.

На основании схемы рис. 1, а по данным табл. 1 построены векторные диаграммы сил  $P_{jI}$ ,  $P_{jII}$  и  $K_r$ , представленные на рис. 2, а, б, в. По векторным диаграммам определены проекции сил инерции на две продольные взаимно перпендику-

Таблица 1. Силы инерции, действующие в цилиндрах V-образного двигателя

№ цилинд- ров	Значения сил $P_{jI}$ ; $P_{jII}$ и $K_r$
1	$P_{jI(1)} = C \cos \alpha$ $P_{jII(1)} = C \lambda \cos 2\alpha$
2	$P_{jI(2)} = C \cos(\psi + \alpha + \gamma)$ $P_{jII(2)} = C \lambda \cos 2(\psi + \alpha + \gamma)$
3	$P_{jI(3)} = C \cos(90^\circ + \alpha) = -C \sin \alpha$ $P_{jII(3)} = C \lambda \cos 2(90^\circ + \alpha) = -C \lambda \cos 2\alpha$
4	$P_{jI(4)} = C \cos(90^\circ + \psi + \alpha + \gamma) = -C \sin(\psi + \alpha + \gamma)$ $P_{jII(4)} = C \lambda \cos 2(90^\circ + \psi + \alpha + \gamma) = -C \lambda \cos 2(\psi + \alpha + \gamma)$
5	$P_{jI(5)} = C \cos(270^\circ + \alpha) = C \sin \alpha$ $P_{jII(5)} = C \lambda \cos 2(270^\circ + \alpha) = -C \lambda \cos 2\alpha$
6	$P_{jI(6)} = C \cos(270^\circ + \psi + \alpha + \gamma) = C \sin(\psi + \alpha + \gamma)$ $P_{jII(6)} = C \lambda \cos 2(270^\circ + \psi + \alpha + \gamma) = -C \lambda \cos 2(\psi + \alpha + \gamma)$
7	$P_{jI(7)} = C \cos(180^\circ + \alpha) = -C \cos \alpha$ $P_{jII(7)} = C \lambda \cos 2(180^\circ + \alpha) = C \lambda \cos 2\alpha$
8	$P_{jI(8)} = C \cos(180^\circ + \psi + \alpha + \gamma) = -C \cos(\psi + \alpha + \gamma)$ $P_{jII(8)} = C \lambda \cos 2(180^\circ + \psi + \alpha + \gamma) = C \lambda \cos 2(\psi + \alpha + \gamma)$
$K_r = -m_r R \omega^2 = \text{const.} \quad C = -m_j R \omega^2 = \text{const.}$	

лярные плоскости  $XOZ$  и  $YOZ$ . Значения этих проекций для всех цилиндров двигателя приведены в табл. 2, 3 и 4.

Таким образом, в восьмицилиндровых V-образных двигателях с крестообразным расположением кривошипов коленчатого вала все силы инерции взаимно уравновешиваются при любых углах развала блоков цилиндров.

Таблица 2. Проекция сил инерции I порядка на координатные

№ цилиндров	Значения проекций сил $P_{jI}$	
	XOZ	
1	$P_{jIx(1)} = C \cos \alpha \cos \frac{\gamma}{2} = A_x$	
2	$P_{jIx(2)} = C \cos(\psi + \alpha + \gamma) \cos \frac{\gamma}{2} = B_x$	
3	$P_{jIx(3)} = -C \sin \alpha \cos \frac{\gamma}{2} = -B_x$	
4	$P_{jIx(4)} = -C \sin(\psi + \alpha + \gamma) \cos \frac{\gamma}{2} = -\Gamma_x$	
5	$P_{jIx(5)} = C \sin \alpha \cos \frac{\gamma}{2} = B_x$	
6	$P_{jIx(6)} = C \sin(\psi + \alpha + \gamma) \cos \frac{\gamma}{2} = \Gamma_x$	
7	$P_{jIx(7)} = -C \cos \alpha \cos \frac{\gamma}{2} = -A_x$	
8	$P_{jIx(8)} = -C \cos(\psi + \alpha + \gamma) \cos \frac{\gamma}{2} = -B_x$	

Для анализа моментов от сил инерции, по данным рис. 1, б и табл. 2, 3, и 4, на плоскостях XOZ и YOZ построены векторные схемы проекций сил  $P_{ji}$  и  $K_r$ , представленные на рис. 3, а, б, и векторные схемы проекций сил  $P_{jII}$ , представленные на рис. 3, в, г.

Из схемы на рис. 3, а видно, что проекции сил  $P_{ji}$  и  $K_r$  на плоскости XOZ, т.е. силы  $P_{jIx}$  и  $K_{rx}$ , создают в этой плоскости относительно середины коленчатого вала суммарный момент первого порядка  $\Sigma M_{I(XOZ)}$ .

$$\Sigma M_{I(XOZ)} = (A_x + Ж)(3a + 2e) + (B_x + И)(3a + e) -$$

(к"и

на плоскости	
YOZ	
$P_{jIy(1)} = C \cos \alpha \sin \frac{\gamma}{2} = A_y$	
$P_{jIy(2)} = -C \cos(\psi + \alpha + \gamma) \sin \frac{\gamma}{2} = -B_y$	
$P_{jIy(3)} = -C \sin \alpha \sin \frac{\gamma}{2} = -B_y$	
$P_{jIy(4)} = C \sin(\psi + \alpha + \gamma) \sin \frac{\gamma}{2} = \Gamma_y$	
$P_{jIy(5)} = C \sin \alpha \sin \frac{\gamma}{2} = B_y$	
$P_{jIy(6)} = -C \sin(\psi + \alpha + \gamma) \sin \frac{\gamma}{2} = -\Gamma_y$	
$P_{jIy(7)} = -C \cos \alpha \sin \frac{\gamma}{2} = -A_y$	
$P_{jIy(8)} = C \cos(\psi + \alpha + \gamma) \sin \frac{\gamma}{2} = B_y$	

$$-(B_x + K)(a + e) - (\Gamma_x + T)a - (B_x + K)a - (\Gamma_x + T)(a + e) + (A_x + Ж)(3a + e) + (B_x + И)(3a + 2e).$$

После подстановки значений из табл. 2 и 4 и преобразований получаем

$$\Sigma M_{I(XOZ)} = 2(2a + e) \left[ 3 \cos \left( \alpha + \frac{\psi + \gamma}{2} \right) - \sin \left( \alpha + \frac{\psi + \gamma}{2} \right) \right] \left( C \cos \frac{\gamma}{2} \cos \frac{\psi + \gamma}{2} + K_r \cos \frac{\psi}{2} \right) = X. \quad (1)$$

Таблица 3. Проекция сил инерции II порядка на координатные

№ цилинд- ров	Значения проекций сил $P_{jII}$	
	XOZ	
1	$P_{jIIx(1)} = C\lambda \cos 2\alpha \cos \frac{\delta}{2} = D_x$	
2	$P_{jIIx(2)} = C\lambda \cos 2(\psi + \alpha + \delta) \cos \frac{\delta}{2} = E_x$	
3	$P_{jIIx(3)} = -C\lambda \cos 2\alpha \cos \frac{\delta}{2} = -D_x$	
4	$P_{jIIx(4)} = -C\lambda \cos 2(\psi + \alpha + \delta) \cos \frac{\delta}{2} = -E_x$	
5	$P_{jIIx(5)} = C\lambda \cos 2\alpha \cos \frac{\delta}{2} = D_x$	
6	$P_{jIIx(6)} = -C\lambda \cos 2(\psi + \alpha + \delta) \cos \frac{\delta}{2} = -E_x$	
7	$P_{jIIx(7)} = C\lambda \cos 2\alpha \cos \frac{\delta}{2} = D_x$	
8	$P_{jIIx(8)} = C\lambda \cos 2(\psi + \alpha + \delta) \cos \frac{\delta}{2} = E_x$	

Из схемы на рис. 3, б следует, что проекции сил  $P_{jI}$  и  $K_r$  на плоскости  $YOZ$ , т.е. силы  $P_{jIy}$  и  $K_{ry}$ , создают в этой плоскости относительно середины коленчатого вала суммарный момент первого порядка  $\sum M_{I(YOZ)}$

$$\begin{aligned} \sum M_{I(YOZ)} = & (A_y + K)(3a + 2e) - (B_y - T)(3a + e) - \\ & - (B_y - Ж)(a + e) + (\Gamma_y + И) a - (B_y - Ж) a + (\Gamma_y + И)(a + e) + \\ & + (A_y + K)(3a + e) - (B_y - T)(3a + 2e). \end{aligned}$$

оси

на плоскости	
YOZ	
$P_{jIIy(1)} = C\lambda \cos 2\alpha \sin \frac{\delta}{2} = D_y$	
$P_{jIIy(2)} = -C\lambda \cos 2(\psi + \alpha + \delta) \sin \frac{\delta}{2} = -E_y$	
$P_{jIIy(3)} = -C\lambda \cos 2\alpha \sin \frac{\delta}{2} = -D_y$	
$P_{jIIy(4)} = C\lambda \cos 2(\psi + \alpha + \delta) \sin \frac{\delta}{2} = E_y$	
$P_{jIIy(5)} = -C\lambda \cos 2\alpha \sin \frac{\delta}{2} = -D_y$	
$P_{jIIy(6)} = C\lambda \cos 2(\psi + \alpha + \delta) \sin \frac{\delta}{2} = E_y$	
$P_{jIIy(7)} = C\lambda \cos 2\alpha \sin \frac{\delta}{2} = D_y$	
$P_{jIIy(8)} = -C\lambda \cos 2(\psi + \alpha + \delta) \sin \frac{\delta}{2} = -E_y$	

Или после подстановки значений из табл. 2 и 4 и преобразований

$$\begin{aligned} \sum M_{I(YOZ)} = & 2(2a + e) \left[ 3 \sin \left( \alpha + \frac{\psi + \delta}{2} \right) + \cos \left( \alpha + \frac{\psi + \delta}{2} \right) \right] \times \\ & \times \left( C \sin \frac{\delta}{2} \sin \frac{\psi + \delta}{2} + K_r \cos \frac{\psi}{2} \right) = Y. \end{aligned} \quad (2)$$

Из схем на рис. 3, в, г следует, что проекции сил  $P_{jII}$  на плоскости  $XOZ$  и  $YOZ$  не создают в этих плоскостях суммарных моментов. В самом деле

Таблица 4. Проекция центробежных сил на координатные

№ цилинд- ров	Значения проекций сил $K_r$	
	XOZ	
1	$K_{rx(1)} = K_r \cos(\alpha + \frac{\delta}{2}) = Ж$	
2	$K_{rx(2)} = K_r \cos(\psi + \alpha + \frac{\delta}{2}) = И$	
3	$K_{rx(3)} = -K_r \sin(\alpha + \frac{\delta}{2}) = -К$	
4	$K_{rx(4)} = -K_r \sin(\psi + \alpha + \frac{\delta}{2}) = -Т$	
5	$K_{rx(5)} = K_r \sin(\alpha + \frac{\delta}{2}) = К$	
6	$K_{rx(6)} = K_r \sin(\psi + \alpha + \frac{\delta}{2}) = Т$	
7	$K_{rx(7)} = -K_r \cos(\alpha + \frac{\delta}{2}) = -Ж$	
8	$K_{rx(8)} = -K_r \cos(\psi + \alpha + \frac{\delta}{2}) = -И$	

$$\begin{aligned} \Sigma M_{II(XOZ)} &= D_x(3a+2e) + E_x(3a+e) - D_x(a+e) - E_x a + \\ &+ D_x a + E_x(a+e) - D_x(3a+e) - E_x(3a+2e) = 0; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_{II(YOZ)} &= D_y(3a+2e) - E_y(3a+e) - D_y(a+e) + E_y a + \\ &+ D_y a - E_y(a+e) - D_y(3a+e) + E_y(3a+2e) = 0. \end{aligned}$$

Следовательно, в восьмицилиндровых V-образных двигателях с крестообразным расположением кривошипов коленчатого вала продольные моменты от сил инерции второго порядка взаимно уравновешены при любых углах развала блоков цилиндров.

оси

на плоскости	
YOZ	
$K_{ry(1)} = K_r \sin(\alpha + \frac{\delta}{2}) = К$	
$K_{ry(2)} = K_r \sin(\psi + \alpha + \frac{\delta}{2}) = Т$	
$K_{ry(3)} = K_r \cos(\alpha + \frac{\delta}{2}) = Ж$	
$K_{ry(4)} = K_r \cos(\psi + \alpha + \frac{\delta}{2}) = И$	
$K_{ry(5)} = -K_r \cos(\alpha + \frac{\delta}{2}) = -Ж$	
$K_{ry(6)} = -K_r \cos(\psi + \alpha + \frac{\delta}{2}) = -И$	
$K_{ry(7)} = -K_r \sin(\alpha + \frac{\delta}{2}) = -К$	
$K_{ry(8)} = -K_r \sin(\psi + \alpha + \frac{\delta}{2}) = -Т$	

Из табл. 2, 3 и 4 следует, что

$$\begin{aligned} \Sigma P_{jIx} &= 0; & \Sigma P_{jIIx} &= 0; & \Sigma K_{rx} &= 0; \\ \Sigma P_{jIy} &= 0; & \Sigma P_{jIIy} &= 0; & \Sigma K_{ry} &= 0. \end{aligned}$$

Моменты первого порядка взаимно не уравновешены и приводятся к результирующему. Величина вектора результирующего полярного момента первого порядка с полюсом на оси Z равна

$$\Sigma M_{IZ} = \sqrt{[\Sigma M_{I(XOZ)}]^2 + [\Sigma M_{I(YOZ)}]^2}. \quad (3)$$

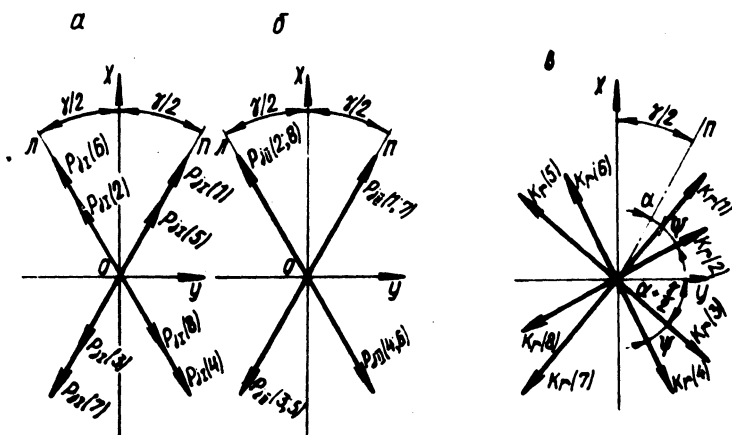


Рис. 2. Векторные диаграммы сил  $P_{jI}$  ;  $P_{jII}$  и  $K_r$  .

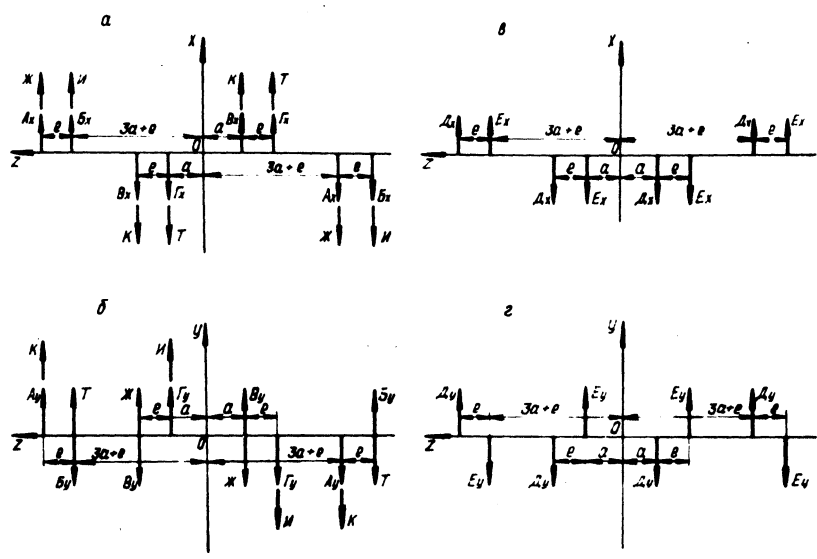


Рис. 3. Векторные схемы проекций сил на плоскости  $XOZ$  и  $YOZ$  :

а, б —  $P_{jI}$  и  $K_r$  ; в, г —  $P_{jII}$

Покажем, что годограф  $\Sigma M_{I Z}$  является эллипсом. Для этого упростим выражения (1) и (2), введя следующие обозначения постоянных множителей:

$$\left. \begin{aligned} 2(2a+e)(C \cos \frac{\delta}{2} \cos \frac{\psi+\delta}{2} + K_r \cos \frac{\psi}{2}) &= Ю; \\ 2(2a+e)(C \sin \frac{\delta}{2} \sin \frac{\psi+\delta}{2} + K_r \cos \frac{\psi}{2}) &= Я. \end{aligned} \right\} (4)$$

$$\left. \begin{aligned} x^2 &= Ю^2 \left[ 3 \cos \left( \alpha + \frac{\psi+\delta}{2} \right) - \sin \left( \alpha + \frac{\psi+\delta}{2} \right) \right]^2; \\ y^2 &= Я^2 \left[ 3 \sin \left( \alpha + \frac{\psi+\delta}{2} \right) + \cos \left( \alpha + \frac{\psi+\delta}{2} \right) \right]^2. \end{aligned} \right\} (5)$$

Откуда

$$\begin{aligned} \frac{x^2}{10Ю^2} + \frac{y^2}{10Я^2} &= \frac{1}{10} \left[ 3 \cos \left( \alpha + \frac{\psi+\delta}{2} \right) - \sin \left( \alpha + \frac{\psi+\delta}{2} \right) \right]^2 + \\ &+ \frac{1}{10} \left[ 3 \sin \left( \alpha + \frac{\psi+\delta}{2} \right) + \cos \left( \alpha + \frac{\psi+\delta}{2} \right) \right]^2 = 1. \end{aligned} \quad (5, a)$$

Полученное уравнение (5, а) есть уравнение эллипса, у которого величины  $\sqrt{10} Ю$  и  $\sqrt{10} Я$  являются полуосями, совпадающими с осями координат двигателя ОХ и ОУ.

Для четырехтактных V-образных восьмицилиндровых двигателей с крестообразным расположением кривошипов на коленчатом валу возможны следующие три варианта конструктивной схемы:

- 1)  $\delta \neq \frac{\pi}{2}$ ;  $\psi = 0$ ;  $\delta + \psi = \frac{\pi}{2}$  (8 шатунных);  
шеек
- 2)  $\delta = \frac{\pi}{2}$ ;  $\psi = 0$ ; (4 шатунные шейки);
- 3)  $\delta \neq \frac{\pi}{2}$ ;  $\psi = 0$ ; (4 шатунные шейки).

Варианты 1 и 2 обеспечивают равномерное чередование процессов в цилиндрах двигателя, а вариант 3 не обеспечивает.

Из анализа выражений (4) для возможных вариантов схем с учетом того, что  $\psi = \frac{\pi}{2} - \gamma$  или  $\psi = 0$ , имеем:

$$\text{при } \gamma < \frac{\pi}{2} \quad \text{Ю} > \text{Я}; \quad \text{при } \gamma = \frac{\pi}{2} \quad \text{Ю} = \text{Я}; \quad \text{при } \gamma > \frac{\pi}{2} \quad \text{Ю} < \text{Я}.$$

В общем случае неуравновешенный результирующий момент первого порядка (3) невозможно полностью уравновесить путем установки противовесов на самом коленчатом валу. Это можно сделать таким способом лишь частично, на величину малой полуоси эллипса. Полное же уравновешивание путем установки противовесов на самом коленчатом валу возможно лишь в частном случае, при  $\text{Ю} = \text{Я}$ , т.е. когда  $\gamma = \frac{\pi}{2}$  (вариант 2 конструктивной схемы).

При частичном уравновешивании в общем случае (когда  $\text{Ю} \neq \text{Я}$ ) два уравновешивающих противовеса на коленчатом валу должны создавать противоположно направленный момент, равный по величине малой полуоси эллипса, которая при  $\gamma <$

$$< \frac{\pi}{2} \text{ совпадает с осью } ОУ, \text{ при } \gamma > \frac{\pi}{2} \text{ - с осью } ОХ.$$

Плоскость установки двух уравновешивающих противовесов на концах коленчатого вала определим следующим образом:

пусть  $У$  равен малой полуоси эллипса, что возможно при  $\gamma <$

$$< \frac{\pi}{2}. \text{ В этом случае } X = 0 \text{ и согласно уравнению (5,а) } У = \sqrt{10} \text{ Я}. \text{ При } X = 0 \text{ из выражения (1) получаем}$$

$$3 \cos\left(\alpha + \frac{\psi + \gamma}{2}\right) - \sin\left(\alpha + \frac{\psi + \gamma}{2}\right) = 0, \quad \text{откуда}$$

$$\left(\alpha + \frac{\psi + \gamma}{2}\right) = \arctg 3 = 71^{\circ} 34'.$$

Обозначим через  $\varphi$  угол между плоскостью симметрии переднего уравновешивающего противовеса, отсчитываемый от плоскости симметрии первого колена в направлении вращения вала (рис. 4, а). Очевидно, что  $\varphi = 90^{\circ} - \left(\alpha + \frac{\psi + \gamma}{2}\right) = 90^{\circ} - 71^{\circ} 34' = 18^{\circ} 26'$ . Пусть  $X$  равен малой полуоси эллипса



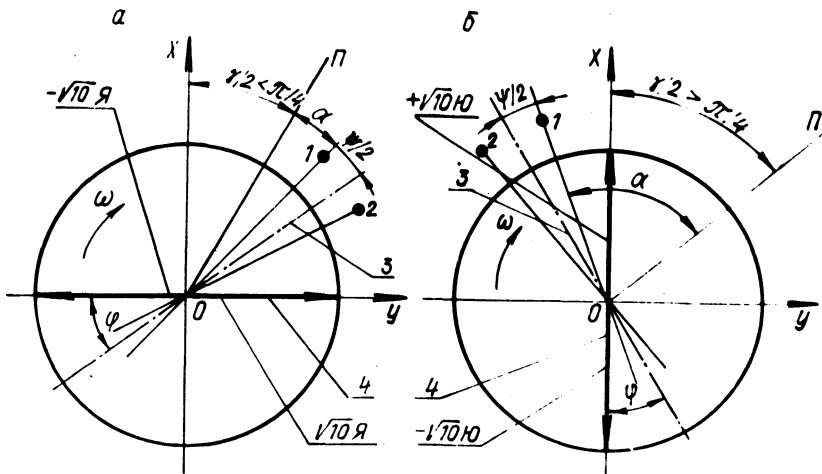


Рис. 4 Расположение противовесов относительно плоскости симметрии первого колена коленчатого вала:

1 — ось шатунной шейки первого цилиндра; 2 — ось шатунной шейки второго цилиндра; 3 — плоскость симметрии первого колена коленчатого вала; 4 — ось симметрии переднего противовеса коленчатого вала.

(рис. 4, б), что возможно при  $\chi > \frac{\pi}{2}$ . В этом случае  $Y=0$  и согласно уравнению (5,а)  $X = \sqrt{10} Y$ . Так как  $Y=0$ , то из уравнения (2) имеем

$$3 \sin\left(\alpha + \frac{\psi + \delta}{2}\right) + \cos\left(\alpha + \frac{\psi + \delta}{2}\right) = 0, \quad \text{откуда}$$

$$-\left(\alpha + \frac{\psi + \delta}{2}\right) = \arctg 3 = 18^\circ 26' = \varphi.$$

Для полного уравновешивания момента первого порядка в общем случае, когда  $\delta \neq \frac{\pi}{2}$ , требуется дополнительный уравновешивающий вал с противовесами, вращающийся противоположно вращению коленчатого вала с одинаковой с ним угловой скоростью. Противовесы уравновешивающего вала должны создавать момент, равный по величине полуразности большой и малой полуосей, а противовесы на коленчатом валу должны создавать момент, равный полусумме большой и малой полуосей эллипса годографа уравновешиваемого момента двигателя.

Плоскость установки двух уравнивающих противовесов на концах коленчатого вала должна быть расположена под углом  $18^{\circ}26'$  относительно плоскости симметрии крайних колен коленчатого вала по ходу вращения последнего. Когда уравниваемый момент двигателя направлен по малой полуоси эллипса годографа, момент, создаваемый дополнительным уравнивающим валом, должен быть направлен параллельно последнему в ту же сторону. Иными словами, дополнительный уравнивающий вал с противовесами преобразовывает эллипсный годограф в круговой, радиус которого равен полусумме полуосей эллипса.

### В ы в о д ы

1. Во всех V-образных восьмицилиндровых четырехтактных двигателях с крестообразным коленчатым валом при любых углах развала блоков цилиндров не уравновешены лишь продольные моменты первого порядка, создаваемые силами инерции первого порядка и центробежными силами.

2. Для равномерного чередования процессов в цилиндрах V-образного восьмицилиндрового четырехтактного двигателя могут быть применены две конструктивные схемы:

а) угол развала блоков цилиндров  $\gamma = \frac{\pi}{2}$ ; коленчатый вал – крестообразный, с четырьмя шатунными шейками (каждая шейка – общая для двух смежных шатунов);

б) угол развала блоков цилиндров  $\gamma \neq \frac{\pi}{2}$ ; коленчатый вал – крестообразный с четырьмя кривошипами, но с восьмью шатунными шейками, по две шейки на каждом кривошипе, оси которых развернуты на угол  $\psi = \frac{\pi}{2} - \gamma$ .

3. V-образный восьмицилиндровый четырехтактный двигатель с коленчатым валом, имеющим четыре шатунные шейки, каждая из которых является общей для двух смежных шатунов, угол развала блоков цилиндров которого  $\gamma \neq \frac{\pi}{2}$ , имеет неравномерное чередование процессов в цилиндрах; процессы чередуются через угол поворота коленчатого вала, равный углам  $\gamma$  и  $\pi - \gamma$ .

4. Наиболее простой для уравнивания является схема восьмицилиндрового четырехтактного двигателя с углом раз-

вала блоков цилиндров  $\gamma = \frac{\pi}{2}$  и крестообразным коленчатым валом с четырьмя шатунными шейками. Полное уравнивание такого двигателя достигается установкой двух противовесов на концах коленчатого вала.

5. Восьмицилиндровые четырехтактные двигатели с углом развала блоков цилиндров, не равным  $90^\circ$ , могут быть частично уравновешены с помощью двух противовесов на коленчатом валу и полностью уравновешены посредством двух противовесов на коленчатом валу и дополнительного вала с противовесами, вращающегося с угловой скоростью вращения коленчатого вала.

**Л.Я. Волчок,** В.М. Адамов, А.Г. Латокурский

### ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ ПРИ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОМ ОХЛАЖДЕНИИ

Одним из важнейших вопросов, возникающих при форсировании существующих и создании новых двигателей, является охлаждение двигателя. Для удовлетворения требований, предъявляемых к весу и габаритным размерам силовых установок с двигателями внутреннего сгорания, необходимо повышать эффективность систем охлаждения. Этого можно достичь применением высокотемпературного охлаждения, при котором значительно увеличивается отвод тепла с единицы поверхности решетки радиатора за счет возрастания температурного напора между охлаждающей жидкостью в радиаторе и окружающей средой. При этом достигается значительная экономия цветных металлов, идущих на изготовление радиатора, и уменьшаются потери мощности на привод вентилятора.

Система высокотемпературного охлаждения все шире применяется на судовых, стационарных и тепловозных двигателях внутреннего сгорания, так как она дает ряд несомненных преимуществ перед обычными жидкостными системами охлаждения. К числу главных преимуществ можно отнести значительно меньшую металлоемкость радиатора и возможность использовать высокосернистое топливо без увеличения износа основных деталей двигателя.

Ниже приводятся результаты исследования работы двигателя Д-50 Минского моторного завода при различных температурах

воды в системе охлаждения. Двигатель и его система охлаждения не подвергались конструктивным изменениям, если не считать изменений в пробке радиатора. В ней была поставлена более жесткая пружина парового клапана, позволяющая поддерживать в системе охлаждения избыточное давление  $2 \text{ кгс/см}^2$ . Такое давление позволяет доводить температуру воды в системе до  $130^\circ\text{C}$  без кипения. При испытаниях двигатель работал без воздухоочистителя, термостата и вентилятора. С температурой воды в системе охлаждения  $100 - 120^\circ\text{C}$  двигатель проработал на различных нагрузках около 80 ч. При этом никаких неполадок не отмечалось.

Исследования показали, что удельный эффективный расход топлива при повышении температуры воды снижается. Наиболее значительное снижение имеет место при работе двигателя на малых нагрузках. С увеличением нагрузки степень снижения удельного расхода топлива уменьшается. Так, при  $p_e = 1,3 \text{ кгс/см}^2$  удельный эффективный расход топлива уменьшается на  $37 \text{ г/э.л.с.}\cdot\text{ч}$ , при повышении температуры воды в системе охлаждения от  $70$  до  $120^\circ\text{C}$ , а при  $p_e = 6 \text{ кгс/см}^2$  — только на  $3 \text{ г/э.л.с.}\cdot\text{ч}$  для этого же интервала повышения температуры (рис. 1).

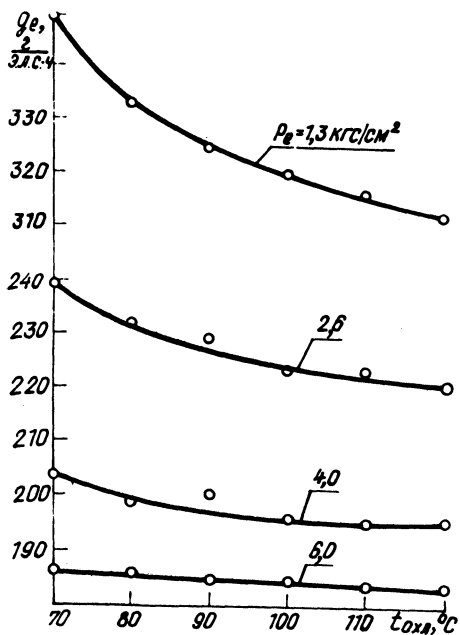


Рис. 1. Зависимость удельного эффективного расхода топлива от температуры охлаждающей воды и нагрузки ( $n = 1700 \text{ об/мин}$ ).

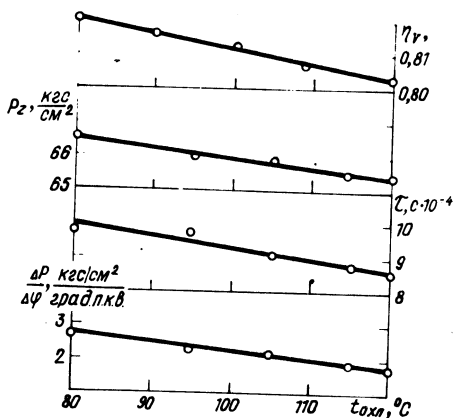


Рис. 2. Влияние температуры охлаждающей воды на показатели рабочего процесса ( $P = 5,7 \text{ кгс/см}^2$ ,  $n = 1700 \text{ об/мин}$ ).

Повышение температурного уровня в системе охлаждения сопровождается ростом температуры топливного насоса и топлива в нем, что приводит к уменьшению цикловой подачи топлива из-за уменьшения его удельного веса. В результате снижается максимальная мощность двигателя. Так, при повышении температуры воды в системе охлаждения от 80 до 120 °С максимальная мощность снизилась с 56,9 до 54,2 л.с., т.е. на 4,7%. Снижение мощности двигателя в результате подогрева топлива может быть компенсировано изменением регулировки топливного насоса.

С ростом теплового режима двигателя увеличивается подогрев свежего заряда от стенок, что приводит к снижению коэффициента наполнения. В проведенных на двигателе Д-50 опытах при повышении температуры охлаждающей воды на 40 °С коэффициент наполнения снизился с 0,821 до 0,803 (рис. 2).

С ростом температуры охлаждающей воды повышается тепловой уровень цикла, обуславливающий уменьшение периода задержки воспламенения топлива, что, в свою очередь, влечет за собой снижение жесткости работы и максимального давления цикла. В результате обработки индикаторных диаграмм, полученных при испытании двигателя Д-50 на различных тепловых режимах, установлено, что при повышении температуры во-

ды на  $40^{\circ}\text{C}$  период задержки воспламенения топлива уменьшился с  $9,8 \cdot 10^{-4}$  до  $8,6 \cdot 10^{-4}$  с. Жесткость работы двигателя снизилась с 2,7 до 1,8 кгс/см<sup>2</sup>. град. п.к.в., а максимальное давление цикла - с 66,5 до 65,3 кгс/см<sup>2</sup> (рис. 2).

Влияния температуры охлаждающей воды на давление конца сжатия не обнаружено.

Один из основных недостатков высокотемпературного охлаждения - повышение температуры основных деталей двигателя. Однако исследования показали, что при температуре охлаждающей воды  $120^{\circ}\text{C}$  максимальные температуры поршня (в центре днища -  $290^{\circ}\text{C}$ ), гильзы цилиндра (в верхнем бурте со стороны вихревой камеры -  $280^{\circ}\text{C}$ ), головки блока (в перемычке между клапанами -  $410^{\circ}\text{C}$ ) лежат в допустимых пределах с точки зрения механической прочности материала этих деталей. Зависимость температуры всех деталей от температуры охлаждающей воды линейная и характеризуется следующими величинами прироста на каждые  $10^{\circ}\text{C}$  повышения температуры охлаждающей воды: поршень - 6 -  $8^{\circ}\text{C}$ , гильза -  $10^{\circ}\text{C}$ , головка блока - 6 -  $7^{\circ}\text{C}$ .

Анализ результатов опытов по высокотемпературному охлаждению тракторного дизеля Д-50 позволяет сделать следующие выводы:

1) высокотемпературное охлаждение улучшает экономичность двигателя, причем в большей мере при работе на частичных нагрузках;

2) при повышении температуры охлаждающей воды улучшается протекание рабочего процесса. При этом снижается максимальное давление цикла и жесткость работы двигателя;

3) температура основных деталей двигателя при высокотемпературном охлаждении находится в допустимых пределах;

4) максимальная мощность двигателя с повышением теплового режима несколько снижается;

5) как по тепловому напряжению деталей двигателя размерностью 110/125 мм, так и по мощностным и экономическим показателям работы его повышение температуры воды в системе охлаждения до  $115^{\circ}\text{C}$  вполне допустимо.

В.З. Зубер, Ч.Б. Дробышевский, А.Т. Гринюк  
ПОВЫШЕНИЕ ТЕРМИЧЕСКОЙ СТОЙКОСТИ ПОРШНЕЙ  
ДВИГАТЕЛЯ Д-240

Обладающая известными достоинствами камера сгорания типа ЦНИДИ [1] вместе с тем содержит ослабленный в термическом отношении элемент – кромку горловины, которая может растрескиваться при длительной эксплуатации двигателя (несколько тысяч моточасов). Как показали наблюдения, трещины располагаются радиально, преимущественно вблизи главных осей поршней. Размеры трещин не выходили за пределы наибольшего диаметра камеры сгорания. Трещины не влияют на эффективные показатели двигателей и не являются признаком, требующим немедленной замены поршней. Однако как потенциальный очаг разрушения поршней при длительной эксплуатации двигателей трещины недопустимы, и возможность их возникновения должна быть исключена на стадии разработки конструкции.

В настоящей статье излагаются результаты исследования условий работы поршней и факторов, вызывающих образование термических трещин, а также результаты работ по повышению термической стойкости поршней двигателя Д-240 за счет подбора наиболее рациональной формы камеры сгорания.

Все опыты проводились на поршнях, отлитых из силумина АЛ-25 по ГОСТу 2685-63.

Методически исследование построено на полученных ранее другими авторами [2, 3] выводах об усталостной природе подобных трещин.

Имеющие место при работе тракторного двигателя изменения тепловых и механических нагрузок на поршень определя-

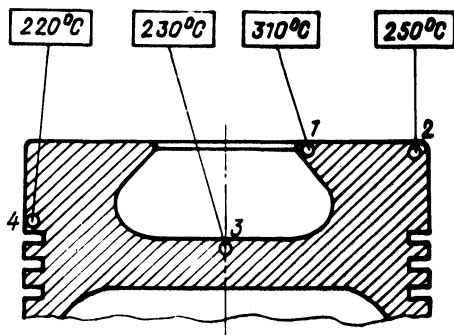


Рис. 1. Температура в характерных точках поршня двигателя Д-240 на режиме максимальной мощности  $N_e = 80$  л.с.,  $n = 2200$  об/мин.

Таблица 1. Влияние режимов работы двигателя на температуру поршня

Параметры	Приращение температуры в точке 1, °С
Увеличение $p_e$ на 1 кгс/см <sup>2</sup>	15
Увеличение скорости вращения коленвала на 100 об/мин	4
Увеличение температуры воды в системе охлаждения двигателя на 10 °С	6
Увеличение угла опережения подачи топлива на 1 град. п.к.в.	4

ются, с одной стороны, последовательным чередованием тактов рабочего процесса, а с другой – непрерывным изменением нагрузочного, скоростного и теплового режимов, диктуемым условиями эксплуатации.

На рис. 1 представлены результаты замера температуры в отдельных точках головки поршня двигателя Д-240 на режиме максимальной мощности 80 л.с. при 2200 об/мин. При замере температуры поршня использовались медь-константановые термомпары, вмонтированные на глубину 1,5–2 мм от исследуемых поверхностей. Съем термо-э.д.с. осуществлялся контактным способом. Наиболее нагретой зоной поршня является кромка горловины камеры сгорания. В точке 1  $t = 310$  °С, на краю днища поршня, в точке 2 – 250 °С.

Влияние изменяющейся нагрузки, скоростного режима, теплового состояния двигателя и угла опережения подачи топлива на температуру поршня в точке 1 представлены в табл. 1.

На практике возможны разнообразные условия работы тракторного двигателя, при которых то или иное сочетание рассмотренных факторов будет определять различную степень нагрева поршней в диапазоне от температуры окружающей среды при стоянке до максимальной температуры на режиме полной мощности.

Механизм образования усталостных трещин на кромке горловины камеры сгорания можно объяснить следующим образом.

При нагружении двигателя в наиболее нагретой кольцевой зоне, примыкающей к горловине камеры, вследствие ее боль-



шого линейного расширения, по сравнению с соседними менее нагретыми зонами, возникают напряжения сжатия и, как следствие, пластическая деформация материала. При охлаждении поршня в деформированных слоях напряжения сжатия сменяются напряжениями растяжения. Естественно ожидать, что знакопеременные нагрузки вызовут усталостное повреждение поршней, интенсивность которых будет определяться частотой повторяемости температурного воздействия и амплитудой изменения температуры.

Опытные поршни устанавливались на двигатель Д-240, который затем подвергался испытанию на стенде чередующимися режимами полной мощности и холостого хода с резким переходом с режима на режим. После каждых 100 циклов поршни осматривались. Для более глубокого охлаждения поршней при работе на холостом ходу температура воды в системе охлаждения во время испытаний поддерживалась минимально возможной - 40-50°С, а для интенсификации нагрева поршней при полной мощности угол опережения подачи топлива был намеренно увеличен до 40 град. п.к.в. вместо 26 град. п.к.в., являющихся наивыгоднейшими по расходу топлива. Увеличение угла опережения сопровождалось также ростом максимального давления сгорания  $P_z$  с 78 кгс/см<sup>2</sup> до 100 кгс/см<sup>2</sup>, что усиливало действие на поршень механических нагрузок.

Использование описанного метода термоциклических испытаний поршней на двигателе в сравнении с известными безмоторными методами повышало достоверность результатов благодаря сохранению всего сложного комплекса факторов, воздействующих на поршень: тепловых потоков, условий теплопередачи, механических нагрузок, агрессивного влияния продуктов сгорания и т.д. Кроме того, в этом методе испытаний на двигателе предусматриваются всего две варьируемые величины - нагрузка и обороты двигателя, что упрощает задачу автоматизации испытаний.

Продолжительность работы двигателя на режимах полной мощности и холостого хода выбрана по результатам исследования закономерности изменения температуры поршня на переменных режимах и принята равной времени, на протяжении которого температура поршня стабилизируется. Согласно представленной на рис. 2 экспериментальной диаграмме изменения температуры поршня, стабилизация температуры наступает в течение 2 мин. Как видим, вся операция нагрев - охлаждение поршня, представляющая собой температурный цикл, длится

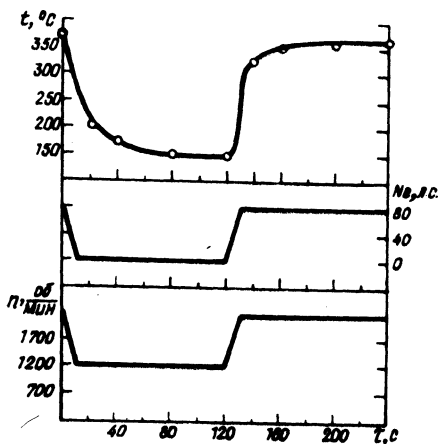


Рис. 2. Диаграмма изменения температуры поршня в зоне кромки горловины камеры (точка 1) в зависимости от режима работы двигателя.

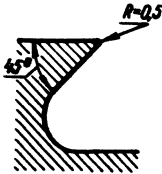
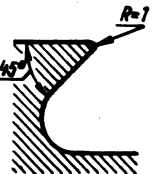
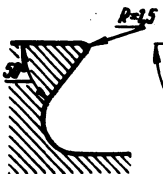
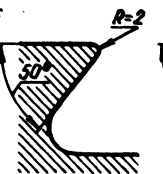
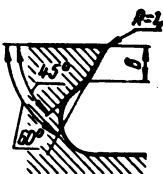
4 мин. За это время температура поршня в точке 1 изменяется в пределах 150 – 370°С, т.е. примененный метод испытаний дает возможность не только увеличить перепад температур, но и существенно повысить температурный уровень поршня в зоне горловины камеры. Отмеченное обстоятельство должно способствовать ускорению растрескивания поршней, так как при температуре выше 300°С у силуминов наблюдается резкое снижение предела прочности [3, 4].

Испытания подтвердили правильность предположений при организации температурного цикла с точки зрения быстрого получения результатов. На поршнях, работавших в эксплуатации до растрескивания 4500 – 5500 моточасов при ускоренных испытаниях, трещины возникали через 4800 циклов, т.е. через 320 ч работы двигателя.

При разработке мер по повышению термической стойкости поршней двигателя Д-240 в первую очередь были исследованы возможности, скрытые в самой геометрии камеры при условии сохранения ее энергетических качеств. Уменьшить скорость перемещения потока газов в горловине камеры и, следовательно, снизить ее нагрев можно введением закругления кромки [3]. При этом влияние кромки как концентратора напряжений также уменьшится. С другой стороны, за счет увеличения угла наклона боковой стенки камеры к днищу и наращивания массы металла в примыкающей к горловине зоне могут быть улучшены условия охлаждения этой зоны.

Эскизы камер сгорания испытанных поршней приведены в табл. 2.

Таблица 2. Показатели сопротивляемости растрескиванию поршей двигателя Д-240 с различными вариантами выполнения камеры сгорания

Отличительные элементы испытанных камер сгорания	I 	I 	II 	II 	I 
Количество циклов до появления 1-й трещины	1200	1500	4800	7000	8800
Общее количество циклов, предусмотренное объемом испытаний	5200	5200	10100	10100	8800
Суммарное количество трещин к концу испытаний, шт.	12	4	1	1	трещин нет
Наибольшая длина трещин в конце испытаний, мм	21	15	12,5	4,5	-

В качестве оценочных показателей сопротивляемости поршней разрушению были приняты: количество температурных циклов, отработанных поршнем к моменту возникновения первой трещины; общее количество трещин в конце испытаний; размер наибольшей трещины в конце испытаний.

Сравнение всех показателей сопротивляемости растрескиванию (табл. 2) показывает, что введение закругления кромки радиусом 1 мм вместо притупления радиусом 0,5 мм при неизменном угле наклона боковой стенки 45° (камеры I и II) повышает стойкость поршней, но незначительно.

Время работы поршня в циклах при этом увеличивается на 25% (с 1200 до 1500 циклов). Количество трещин в конце испытаний уменьшается с 12 до 4. Увеличение радиуса закругления с 1,5 мм до 2 мм сказывается более существенно (камеры III и IV). В этом случае время до появления первой трещины возрастает на 45%. Максимальное снижение склонности поршней к растрескиванию обеспечивает одновременное использование увеличенного угла наклона боковой стенки и максимально допустимого радиуса закругления кромки (камеры III и V). Нарботка поршня с камерой III до появления первой трещины превосходит время работы поршня II в 3,2 раза (1500 и 4800 циклов соответственно). Поршни с камерой V даже после 8800 циклов трещин не имели.

Трещины, возникшие раньше других, имели максимальную длину и располагались, как правило, вдоль главных осей поршня. В ходе экспериментов установлено также, что при систематическом попадании в цилиндры двигателя воды через нарушенное уплотнение стыка между головкой цилиндров и блоком трещины на всех вариантах поршней возникают примерно в 2 раза быстрее, чем на исправном двигателе. Существенно сокращают время работы поршней до растрескивания различные забоины и глубокие риски на поверхности кромки горловины.

Таким образом, в результате исследований можно выделить следующие основные факторы, которые вызывают образование усталостных термических трещин на кромках поршней и определяют их развитие:

- 1) величина перепада температуры поршня при многократном чередовании режимов работы двигателя, вызывающих нагрев и охлаждение поршней;
- 2) максимальная температура поршня в зоне кромки горловины камеры сгорания;
- 3) наличие концентраторов напряжений.

Полученные сведения дают возможность выбрать для каждого из этапов планомерного наращивания мощности двигателей свои, наиболее целесообразные средства, позволяющие исключить растрескивание поршней в эксплуатации. Для двигателя Д-240 эффективной мерой, обеспечивающей достаточную надежность поршней в пределах заданного моторесурса, является применение камеры сгорания усовершенствованной конструкции (камера У).

### Л и т е р а т у р а

1. Рожанский В.А. и др. Влияние параметров камеры сгорания на показатели рабочего цикла дизеля Д-240. - "Тракторы и сельхозмашины", 1974, №9.
2. Прочность и деформация в неравномерных температурных полях. Сб. науч. работ МУФИ под ред. д-ра техн. наук, проф. Я.Б. Фридмана. М., 1962.
3. Rohrlé Manfred. Rißneigung von Leichtmetall Kolben-Legierungen durch periodische Wärmebeanspruchung. - "MTZ", 1969, N9, N12.
4. Schumann H., Reiland K. Termische Werkstoffermüdung als Rißursache bei Leichtmetallkolben von Großdieselmotoren. - "Schiffbautechnik", 1964, N3.

Д.М. Пинский, Г.М. Кухаренок, В.А. Рожанский

### МЕТОДИКА РАСЧЕТА РАСПОЛОЖЕНИЯ СОПЛОВЫХ ОТВЕРСТИЙ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ ФОРСУНОК ДИЗЕЛЕЙ С КАМЕРОЙ СГОРАНИЯ В ПОРШНЕ

Показатели рабочего цикла дизелей с камерой сгорания в поршне зависят от геометрических параметров факела топлива: длины, угла и места встречи топливных струй со стенками камеры сгорания. Эти параметры определяются расположением сопловых отверстий распылителя форсунки.

При доводке рабочего процесса дизелей в ряде случаев необходимо спроектировать опытные распылители, обеспечивающие различные длины топливных струй, угол и место встречи со стенкой камеры сгорания.

Решение таких задач графическим методом при наклонном и смещенном относительно осей камеры сгорания расположении форсунки затруднено и связано с рядом допущений [1]. Поэтому была разработана методика расчета расположения со-

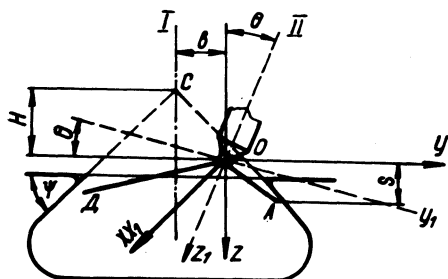
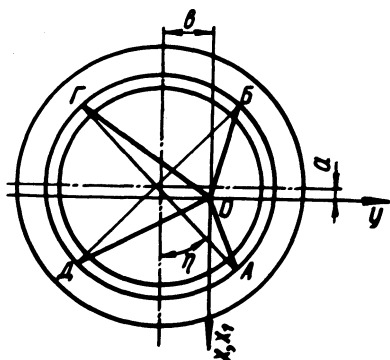


Рис. 1. Схема взаимного расположения камеры сгорания, распылителя и осей топливных струй (А, Б, Г, Д):

I — ось камеры сгорания;  
II — ось форсунки.



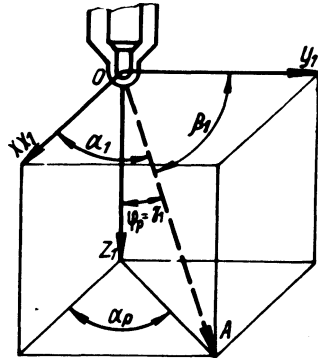
пловых отверстий распылителя форсунки дизеля. Задача решена применительно к камере в поршне, имеющей коническую боковую поверхность (камера ЦНИДИ), для случая наклонного и смещенного относительно оси камеры сгорания расположения форсунки. Причем ось форсунки не совпадает с плоскостью, проходящей через ось камеры сгорания. В работе [2] задача решена для случая, когда ось распылителя и ось камеры сгорания лежат в одной плоскости. Для сферической камеры сгорания задача решена в работе [3].

Схема взаимного расположения камеры сгорания, распылителя и осей топливных струй приведена на рис. 1.

Начало координат взято в точке  $O (0, 0, 0)$  пересечения осей распыливающих отверстий распылителя. Ось  $X$  направлена вдоль продольной оси двигателя, ось  $Y$  перпендикулярна к ней и лежит в одной плоскости с осью распылителя, вертикальная ось  $Z$  — параллельна оси цилиндра.

Исходными данными для расчета служат: угол наклона боковой поверхности камеры сгорания  $\psi$ , угол наклона оси распылителя к оси камеры сгорания  $\theta$ , утопание носка

Рис. 2. Углы расположения осей сопловых отверстий.



распылителя относительно плоскости головки цилиндра  $S_y$ , надпоршневой зазор прогретого двигателя  $\delta$ , действительный угол опережения впрыска топлива  $\varphi_p$ , смещение носка распылителя по осям  $X$  и  $Y$  (соответственно  $a$  и  $b$ ).

Задача решена для двух случаев.

Первый случай – определение геометрических параметров факела топлива по заданному расположению осей сопловых отверстий распылителя.

Оно определяется углами  $\varphi_p$  между осями сопловых отверстий и распылителя и  $\alpha_p$  между их проекциями на горизонтальную плоскость (рис. 2).

Решение находится как точка пересечения оси факела, представляющей собой прямую с началом в точке  $O$ , с боковой конической поверхностью камеры сгорания.

Представляя ось факела как вектор длиной  $l$  с направляющими косинусами  $\cos \alpha$ ,  $\cos \beta$ ,  $\cos \gamma$ , можно представить координаты точки встречи  $A$  оси факела со стенкой камеры сгорания как

$$x_A = l \cos \alpha; \quad y_A = l \cos \beta; \quad z_A = l \cos \gamma. \quad (1)$$

Выразим направляющие косинусы через известные углы оси соплового отверстия  $\varphi_p$  и  $\alpha_p$ . Для этого вначале определим направляющие косинусы  $\cos \alpha_1$ ,  $\cos \beta_1$ ,  $\cos \gamma_1$  оси соплового отверстия в системе координат  $X_1, Y_1, Z_1$  распылителя с началом в точке  $O$ . Ось  $X_1$  параллельна продольной оси двигателя и совпадает с осью  $X$ , ось  $Y_1$  перпендикулярна к ней, но наклонена по отношению к оси  $Y$  на угол  $\theta$ ,

ось  $Z_1$  совпадает с осью распылителя и наклонена к оси  $Z$  на угол  $\theta$  (рис. 2).

$$\begin{aligned}\cos \alpha_1 &= \frac{\text{пр}_{X_1} \bar{1}}{1} = \sin \varphi_p \cos \alpha_p ; \\ \cos \beta_1 &= \frac{\text{пр}_Y \bar{1}}{1} = \sin \varphi_p \sin \alpha_p ; \\ \cos \gamma_1 &= \cos \varphi_p ,\end{aligned}\quad (2)$$

где  $\text{пр}_{X_1} \bar{1}$  и  $\text{пр}_Y \bar{1}$  - соответственно проекции вектора  $\bar{1}$  на координатные оси  $X_1$  и  $Y_1$ .

Повернем оси  $Y_1$  и  $Z_1$  вокруг оси  $X_1$  ( $X$ ) на угол  $\theta$  до совпадения с осями  $Y$  и  $Z$  (рис. 1), тогда:

$$\begin{aligned}\cos \alpha &= \cos \alpha_1 = \sin \varphi_p \cos \alpha_p ; \\ \cos \beta &= \cos \widehat{1Y} = \cos \widehat{1Y}_1 \cdot \cos \widehat{Y_1Y} + \cos \widehat{1Z}_1 \cdot \cos \widehat{Z_1Z} = \\ &= \cos \beta_1 \cdot \cos \theta + \cos \gamma_1 \cdot \cos (90 + \theta).\end{aligned}\quad (3)$$

Подставляя вместо  $\cos \beta_1$  и  $\cos \gamma_1$  их значения из выражения (2) и учитывая, что  $\cos (90 + \theta) = -\sin \theta$ , получим

$$\cos \beta = \sin \varphi_p \cdot \sin \alpha_p \cos \theta - \cos \varphi_p \cdot \sin \theta. \quad (4)$$

Аналогично определяем

$$\cos \gamma = \cos \widehat{1Z} = \sin \varphi_p \sin \alpha_p \sin \theta + \cos \varphi_p \cdot \cos \theta. \quad (5)$$

Составим уравнение конической поверхности в системе координат  $X, Y, Z$ . В соответствии с рис. 1 координаты вершины конуса



$$x_c = -a; y_c = -b; z_c = -H.$$

$H$  - аппликата вершины конуса, определяемая по выражению

$$H = \left[ R_r + r_k \left( 1 - \operatorname{ctg} \frac{\psi}{2} \right) \right] \operatorname{tg} \psi - S_d, \quad (6)$$

где  $R_r$  и  $r_k$  - соответственно радиусы горловины и кромки камеры сгорания;  $S_d$  - расстояние от начала координат до днища поршня в момент встречи.

Расстояние  $S_d$  зависит от действительного угла начала подачи топлива, времени полета вершины топливного факела, надпоршневого зазора, утопания носка распылителя

$$S_d = S_y + \delta + S_{\Pi}, \quad (7)$$

где  $S_{\Pi}$  - положение днища поршня относительно в.м.т., определяемое по величине угла поворота коленчатого вала  $\varphi$ , соответствующего моменту встречи вершины топливного факела со стенкой камеры сгорания

$$\varphi = \varphi_{\partial} - \varphi_{\text{п.ф}}, \quad (8)$$

где  $\varphi_{\partial}$  - действительный угол начала подачи топлива, определяемый либо по индикаторной диаграмме, либо расчетным путем;  $\varphi_{\text{п.ф}}$  - угол, на который повернется коленчатый вал за время полета вершины топливного факела до момента встречи со стенкой камеры сгорания.

Этот угол определяется по выражению

$$\varphi_{\text{п.ф}} = 6 n t, \quad (9)$$

где  $n$  - число оборотов коленчатого вала двигателя;  $t$  - время полета вершины топливного факела, которое можно определить из выражения (10), задаваясь ориентировочно длиной струи  $l$  [4]:

$$l = \left( t v_o \frac{d_c}{\operatorname{tg} \alpha_2} \right)^{0,5} \left( \mu \frac{\rho_r}{\rho_b} \right)^{0,25}, \quad (10)$$

где  $v_o$  - скорость истечения топлива;  $d_c$  - диаметр соплового отверстия;  $\alpha_2$  - угол конуса топливного факела;  $\mu$  - коэффициент истечения;  $\rho_T$  и  $\rho_B$  - плотности топлива и воздуха.

Запишем уравнение направляющей конуса

$$\frac{(x+a)^2}{r^2} + \frac{(y+b)^2}{r^2} = 1 \quad \text{и} \quad z = S, \quad (11)$$

где  $r$  - радиус окружности в сечении конуса плоскостью, проходящей на расстоянии  $S$  от начала координат через точку  $A$  встречи оси топливного факела со стенкой камеры сгорания.

Уравнение образующей конуса имеет вид

$$\frac{x+a}{x_A+a} = \frac{y+b}{y_A+b} = \frac{z+H}{z_A+H}. \quad (12)$$

Уравнение (12) можно представить в виде

$$\frac{x+a}{x_A+a} = \frac{z+H}{z_A+H} \quad \text{и} \quad \frac{y+b}{y_A+b} = \frac{z+H}{z_A+H}. \quad (13)$$

Из этих уравнений находим

$$x+a = (x_A+a) \frac{z+H}{z_A+H} \quad \text{и} \quad y+b = (y_A+b) \frac{z+H}{z_A+H}. \quad (14)$$

Подставим выражение (14) и  $z=S$  в уравнение направляющей (11) и, произведя несложные преобразования, получим

$$(x_A+a)^2 + (y_A+b)^2 = \left(\frac{r}{S+H}\right)^2 (z_A+H)^2. \quad (15)$$

Учитывая, что  $\frac{r}{S+H} = \text{ctg } \psi$  - есть котангенс угла накло-

на боковой поверхности камеры сгорания, окончательно получим уравнение конуса

$$(x_A + a)^2 + (y_A + b)^2 - \operatorname{ctg}^2 \psi (z_A + H)^2 = 0. \quad (16)$$

Решая совместно уравнения (1) и (16), определяем место встречи оси топливного факела со стенкой камеры сгорания. Для этого в выражение (16) подставим значения  $x_A$ ,  $y_A$  и  $z_A$ , взятые из выражения (1), получим

$$(1 \cos \alpha + a)^2 + (1 \cos \beta + b)^2 - \operatorname{ctg}^2 \psi (1 \cos \gamma + H)^2 = 0.$$

Раскроем скобки и сгруппируем подобные члены

$$(\cos^2 \alpha + \cos^2 \beta - \operatorname{ctg}^2 \psi \cos^2 \gamma) l^2 + 2(a \cos \alpha + b \cos \beta - H \operatorname{ctg}^2 \psi \cos \gamma) l + (a^2 + b^2 - H^2 \operatorname{ctg}^2 \psi) = 0.$$

Соответственно обозначая выражения, стоящие в скобках, через  $M$ ,  $N$  и  $P$ , получим квадратное уравнение

$$M l^2 + 2N l + P = 0. \quad (17)$$

Решая его, определим длину оси факела в момент встречи.

Тогда координаты искомой точки равны

$$x_A = \sin \varphi_p \cdot \cos \alpha_p \cdot l; \quad (18)$$

$$y_A = (\sin \varphi_p \sin \alpha_p \cos \theta - \cos \varphi_p \sin \theta) l; \quad (19)$$

$$z_A = (\sin \varphi_p \sin \alpha_p \sin \theta + \cos \varphi_p \cos \theta) l. \quad (20)$$

Угол встречи оси топливного факела со стенкой камеры сгорания  $\alpha_B$  определяется как

$$\alpha_B = \frac{\pi}{2} - \alpha_C, \quad (21)$$

где  $\alpha_c$  - угол между осью топливного факела и нормалью к поверхности конуса в точке встречи  $A(x_A, y_A, z_A)$ .

Уравнение нормали к поверхности конуса имеет вид

$$\frac{x - x_A}{F'_x} = \frac{y - y_A}{F'_y} = \frac{z - z_A}{F'_z}, \quad (22)$$

где  $F'_x, F'_y, F'_z$  - частные производные от выражения (16), т.е.

$$\frac{x - x_A}{x_A + a} = \frac{y - y_A}{y_A + b} = \frac{z - z_A}{-(z_A + H) \operatorname{ctg}^2 \psi}.$$

Уравнение оси факела можно записать в виде

$$\frac{x}{\cos \alpha} = \frac{y}{\cos \beta} = \frac{z}{\cos \gamma}, \quad (23)$$

тогда угол  $\alpha_c$  определится из скалярного произведения двух векторов

$$\cos \alpha_c = \frac{(x_A + a) \cos \alpha + (y_A + b) \cos \beta - \dots \rightarrow}{\sqrt{(x_A + a)^2 + (y_A + b)^2 + \dots}} \cdot \frac{\dots \leftarrow}{\dots} \cdot \frac{-(z_A + H) \operatorname{ctg}^2 \psi \cos \gamma}{+ \operatorname{ctg}^4 \psi (z_A + H)^2}. \quad (24)$$

Второй случай - определение расположения осей сопловых отверстий распылителя по заданному месту встречи топливного факела со стенкой камеры сгорания.

Место встречи оси струи со стенкой камеры сгорания при определенном положении поршня известно, если задано расстояние его от днища поршня  $S_B$  и угол  $\eta$  между продольной осью камеры сгорания и радиусом, соединяющим точку встречи с центром камеры сгорания (рис. 1).

Вначале найдем радиус окружности, на которой лежит точка встречи

$$R = (H + S) \operatorname{ctg} \psi. \quad (25)$$

Определим координаты точки встречи А (рис. 1)

$$\begin{aligned}x_A &= R \cos \eta - a; \\y_A &= R \sin \eta - b; \\z_A &= S.\end{aligned}\tag{26}$$

Зная координаты точки А, находим длину струи

$$l = \sqrt{x_A^2 + y_A^2 + z_A^2}.\tag{27}$$

Определим координаты точки А ( $x_{1A}, y_{1A}, z_{1A}$ ) в системе координат распылителя ( $X_1, Y_1, Z_1$ )  $x_{1A} = x_A$ .

Для определения координат  $y_{1A}$  и  $z_{1A}$  воспользуемся формулами поворота осей вокруг оси X:

$$\begin{aligned}y_{1A} &= y_A \cos \theta + z_A \sin \theta; \\z_{1A} &= -y_A \sin \theta + z_A \cos \theta.\end{aligned}$$

Найдем угол между осью соплового отверстия и осью распылителя в вертикальной плоскости

$$\cos \varphi_p = \frac{z_{1A}}{l}; \quad \varphi_p = \arccos \frac{z_{1A}}{l}.\tag{28}$$

Для определения угла распыливающего отверстия в горизонтальной плоскости вначале надо найти косинус угла  $\alpha_1$

$$\cos \alpha_1 = \frac{x_{1A}}{l}.$$

Используя равенство (2), определяем угол  $\alpha_p$

$$\cos \alpha_p = \frac{\cos \alpha_1}{\sin \varphi_p}; \quad \alpha_p = \arccos \frac{\cos \alpha_1}{\sin \varphi_p}.\tag{29}$$

Таким образом, предлагаемая методика позволяет определить:

- 1) параметры топливного факела по заданным углам сопловых отверстий распылителя;
- 2) расположение сопловых отверстий распылителя по заданному месту встречи струи топлива со стенкой камеры сгорания.

### Л и т е р а т у р а

1. Дробышевский Ч.Б., Зубер В.З. К вопросу определения оптимального углового расположения сопловых отверстий многодырчатых распылителей форсунок дизелей с камерой сгорания в поршне. - В сб.: Автомобиле- и тракторостроение. Исследование автотракторных двигателей. Минск, 1971. 2. Копылов М.Л. К вопросу об определении положения сопловых отверстий распылителя дизельной форсунки. - В сб.: Двигатели внутреннего сгорания. Харьков, 1972, вып. 15. 3. Грудский Ю.Г. Выбор параметров топливного факела для дизеля с пленочным смесеобразованием и методика их расчета. - "Труды НАМИ", вып. 62. М., 1964. 4. Балакин В.И., Еремеев А.Ф., Семенов Б.Н. Топливная аппаратура быстроходных дизелей. Л., 1967.

Л.Я. Волчок, Г.Я. Якубенко

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАСПЫЛИТЕЛЯ ФОРСУНКИ ДИЗЕЛЯ

Мощностные и экономические показатели автотракторных многоцилиндровых дизелей зависят от идентичности работы отдельных форсунок, установленных на двигатель. Для оценки степени равноценности параметров распылителей форсунок снимают гидравлические характеристики форсунок, представляющие собой зависимость эффективного проходного сечения распылителя от величины подъема форсуночной иглы.

До настоящего времени как в отечественной, так и в зарубежной практике применяется способ определения гидравлической характеристики, основанный на измерении количества топлива, вытекающего в единицу времени через сопло при постоянном давлении. Существенным недостатком указанного способа является его низкая производительность. Объясняется это тем, что измерительная часть существующих стендов для снятия гидравлической характеристики распылителя, позволяющая определять расход топлива через распылитель при установлен-

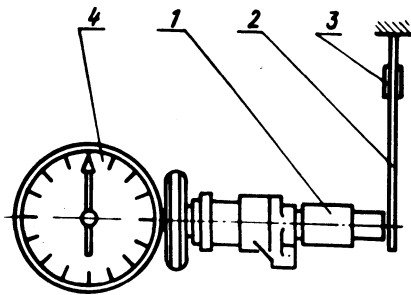


Рис. 1. Устройство для определения гидравлической характеристики форсунки:

1 — испытываемая форсунка; 2 — упругая пластинка; 3 — тензодатчики; 4 — микрометрическое устройство.

ной величине подъема иглы, работает по методу косвенного измерения: измеряется время, в течение которого вытекает определенное количество топлива. Для этого измерения требуются часы и весы. На проведение одного опыта, дающего одну точку характеристики, затрачивается 1 – 2 мин, необходимые для истечения топлива в количестве, достаточном для его точного взвешивания. Для построения всей характеристики нужно получить 5 – 10 точек, затратив, таким образом, от 5 до 20 мин.

В то же время современные масштабы производства дизельной топливной аппаратуры постоянно требуют разработки высокопроизводительных, отвечающих современному уровню производства способов контроля готовой продукции.

На кафедре "Двигатели внутреннего сгорания" БПИ разработан способ получения характеристики распылителя по замеренному при данном положении иглы форсунки гидродинамическому давлению, которое оказывает вытекающая из распылителя струя топлива на стенку, установленную нормально к струе. Сущность способа поясняется рис. 1. Через форсунку прокачивается топливо под высоким и постоянным по величине давлением. Струя топлива направлена нормально к упругой пластинке, расположенной в непосредственной близости от устья распылителя.

При постоянной скорости истечения топлива  $v$  давление струи  $p_s$  на пластинку, а следовательно, и деформация последней пропорциональны массе топлива  $m$ , вытекающего из распылителя в единицу времени, т.е.

$$p_s = m v . \quad (1)$$

Масса топлива, вытекающего из сопла форсунки за единицу времени, может быть определена по выражению

$$m = \mu_c f_c v \frac{\gamma_T}{g}, \quad (2)$$

где  $\mu_c f_c$  - эффективное проходное сечение сопла форсунки при данном положении форсуночной иглы;  $v$  - скорость истечения топлива при выходе из сопла;  $\gamma_T$  - удельный вес топлива;  $g$  - ускорение свободного падения.

Скорость истечения топлива

$$v = \sqrt{2g \frac{p_\phi}{\gamma_T}}, \quad (3)$$

где  $p_\phi$  - давление топлива в форсунке, которое поддерживается постоянным и равным  $50 \text{ кгс/см}^2$ .

Если подставим выражения (1) и (3) в уравнение (2), получим для определенного подъема иглы форсунки

$$\mu_c f_c = \frac{p_s}{2 p_\phi} \approx k p_s, \quad (4)$$

где  $k = \frac{1}{2 p_\phi}$  - масштабная постоянная.

Таким образом, эффективное проходное сечение сопла пропорционально давлению, производимому струей топлива, вытекающего из сопла, на пластинку. Давление на пластинку определяется по величине деформации последней, которая измеряется любым из известных методов.

Величина подъема форсуночной иглы задается микрометрическим приспособлением. При определении характеристики распылителя по предлагаемому способу расход топлива определяется методом прямого измерения и именно путем измерения гидродинамического напора, создаваемого струей топлива, вытекающего из распылителя. При этом способе результат измерения непосредственно указывается одним прибором и время на получение одной точки характеристики определяется лишь временем считывания показания прибора, что и приводит к существенному сокращению продолжительности получения характеристики.

Снятие характеристики форсунки с многодырчатым распыли-



телем по предлагаемому способу производится поочередно для каждого отдельного сопла с последующим суммированием результатов по всем соплам распылителя. Это позволяет определить степень идентичности отдельных сопел распылителя. Однако не исключена возможность создания и многоканального (по числу сопел) измерителя, пригодного для одновременного получения суммарной характеристики распылителя. В этом случае суммирование производится автоматически по электрическому параметру. Например, в случае применения в таком измерителе тензометрических датчиков все они включаются последовательно как одно плечо неравновесного моста.

И.П. Завадский, А.Г. Латокурский,  
З.М. Ройфберг, А.Д. Цемахович

### О РАБОТЕ ДИЗЕЛЯ А-41 НА ТОПЛИВАХ ШИРОКОГО ФРАКЦИОННОГО СОСТАВА

В последнее время начали проводить опыты по изучению возможности применения в автотракторных дизелях топлив, содержащих, кроме дизельных фракций, также и более легкие — керосиновые и бензиновые фракции, известных под названием топлив широкого фракционного состава (ШФС). Выход таких топлив из нефти примерно в 2 — 2,5 раза больше, чем чисто дизельного топлива.

Однако число таких опытов невелико. Кроме того, по ряду показателей получены противоречивые результаты.

В настоящей статье кратко излагаются результаты сравнительных испытаний тракторного двигателя А-41 на товарном дизельном топливе "Л" (ГОСТ 305-62) и на трех видах топлив широкого фракционного состава: ШФС-Л (летнем) ШФС-З (зимнем) и ШФС-А (арктическом) по ТУ 38-1-70 Всесоюзного научно-исследовательского института нефтяной промышленности (ВНИИ НП), где эти топлива разработаны.

Топлива перечислены в порядке возрастания количества легких фракций, содержащихся в них, и, следовательно, соответственно убыванию их плотности. Поэтому в процессе неизменной регулировки топливного насоса несколько убывает цикловая подача при переходе на топлива ШФС. Однако это уменьшение подачи невелико, и изменение регулировки топливного насоса можно не производить.

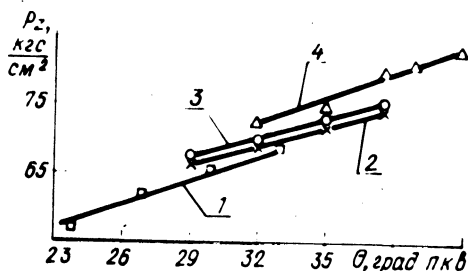


Рис. 1. Зависимость максимальных давлений цикла от угла опережения впрыска для разных топлив:

1 — топливо "Л"; 2 — топливо ШФС-Л; 3 — топливо ШФС-3; 4 — топливо ШФС-А.

Опытами установлено, что величина оптимального угла опережения впрыска топлива возрастает примерно на 1 – 2 град. п.к.в. на каждые 10% увеличения содержания легких фракций в топливе.

Уменьшение цикловой подачи при переходе на топлива ШФС вызывает небольшое снижение мощности двигателя (до 2%). Однако это снижение меньше, чем можно было ожидать, исходя из меньшей плотности (до 5%) топлива и соответственно меньшей цикловой подачи. Это может быть объяснено частично более высокой теплотворностью топлив ШФС, а частично сокращением продолжительности процесса сгорания этих топлив. Последнее сопровождается ростом величины максимального давления цикла  $p_z$  и скорости нарастания давления в период сгорания топлива.

Зависимость  $p_z$  от угла опережения впрыска для различных топлив показана на рис. 1. Величина  $p_z$  определялась из осциллограммы гребенки давлений как среднее значение из 10 циклов.

Изменения средней скорости нарастания давления  $\Delta p / \Delta \varphi$  по углу опережения впрыска непропорциональны проценту содержания бензиновой фракции в топливе и носят линейный характер. Зависимость  $\Delta p / \Delta \varphi$  от процента содержания бен-

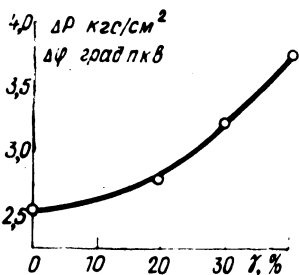


Рис. 2. Зависимость средней скорости нарастания давления от содержания бензиновых фракций в топливе  $\gamma$  для оптимальных значений угла опережения впрыска.

зиновых фракций в топливе для оптимальных углов опережения впрыска представлена на рис. 2.

При работе двигателя по нагрузочным и регуляторным характеристикам на оптимальных углах опережения впрыска отмечено улучшение экономичности работы двигателя на топливах ШФС в сравнении с топливом "Л". Причем, с увеличением процента содержания бензиновых компонентов в топливе удельные расходы топлива уменьшаются во всем диапазоне нагрузочных режимов, но в большей мере — на частичных нагрузках (рис. 3).

Уменьшение удельных расходов топлива составляет в среднем 2 — 4%, а на частичных нагрузках достигает 8% на каждые 10% увеличения содержания бензинового компонента.

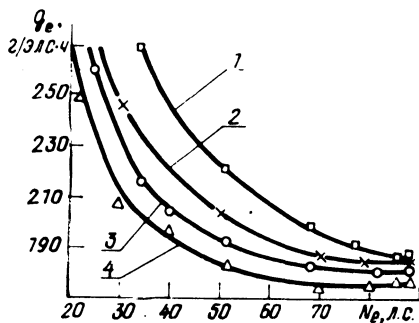


Рис. 3. Удельные расходы топлива по нагрузочным характеристикам при оптимальных значениях угла опережения впрыска: 1 — топливо "Л"; 2 — топливо ШФС-Л; 3 — топливо ШФС-3; 4 — топливо ШФС-А.

Анализ результатов исследований показывает, что для оптимальных углов опережения впрыска топлива с увеличением в топливе бензиновых компонентов повысились максимальные давления цикла  $P_z$  в среднем на 2,5 - 3,5% на каждые 10% увеличения содержания бензинового компонента с одновременным повышением средней скорости нарастания давления  $\Delta P / \Delta \varphi$  на 8 - 11%.

Следует отметить, что максимальные значения средней скорости нарастания давления  $\Delta P / \Delta \varphi$  наблюдались для топлива ШФС-А, в состав которого были включены 40% бензиновых компонентов, и в абсолютном значении составили 3,62 кгс/см<sup>2</sup>/град. п.к.в., что для двигателей с непосредственным впрыском является вполне допустимой величиной.

Все это позволяет сделать вывод, что с точки зрения теплотехнических показателей двигателя топлива ШФС можно и целесообразно применять на двигателях типа А-41.

М.П. Бренч

## РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТА ПРИВЕДЕНИЯ НА СПЕЦИАЛЬНОЙ СЧЕТНОЙ ЛИНЕЙКЕ

При испытании автомобильных двигателей мощность, крутящий момент, среднее эффективное давление, а для дизелей без наддува и с наддувом от нагнетателя с механическим приводом, кроме того и часовой расход топлива, приводят к стандартным атмосферным условиям. Методика приведения определена ГОСТом 14846-69 "Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний". Стандартные атмосферные условия заданы барометрическим давлением 760 мм рт.ст., температурой воздуха +20°С, относительной влажностью воздуха 50% (давление водяных паров 9 мм рт.ст.).

Поправки для приведения мощности, крутящего момента и среднего эффективного давления к стандартным атмосферным условиям должны соответствовать данным табл. 1.

Давление воздуха во время испытаний равно барометрическому за вычетом давления водяных паров. Часовой расход топлива дизелей (при неизменном положении рейки топливного насоса) изменяется на 1,5% при изменении температуры воздуха на каждые 10°С в диапазоне от 10 до 60°С.

Для облегчения и ускорения обработки результатов испытаний двигателей предлагается вести расчет коэффициента приведения с помощью специальной счетной линейки (рис. 1, а, б).

Линейка состоит из корпуса 1 и движка 2. В корпусе имеются два окна 3, верхнее узкое и нижнее широкое. На корпусе размечены шкалы (сверху вниз): шкала барометрических давлений 760 – 600 мм рт.ст., шкала коэффициента приведения в диапазоне значений 0,98 – 1,23, логарифмическая шкала обычной счетной линейки. На движке разметка производится с двух сторон. С одной стороны – шкала температур воздуха для расчета коэффициента приведения параметров бензинового двигателя с искровым зажиганием (рис. 1, а), с другой – шкала температур воздуха и шкала коэффициента часового расхода топлива для дизелей (рис. 1, б). На обеих сторонах движка приведены участки логарифмической шкалы, позволяющие брать величину коэффициента приведения в реальном диапазоне значений. Шкала температур воздуха на обеих сторонах продолжена до верхнего обреза движка, и ее можно наблюдать в верхнем и нижнем окне корпуса. Остальные шкалы движка располагаются в пределах нижнего широкого окна корпуса линейки.

Анализируя условия, записанные в ГОСТе 14846–69, прежде всего отметим, что изменение параметров двигателя при равномерном изменении температуры воздуха и барометрического давления происходят равными долями. Это обуславливает наличие равномерных шкал в конструкции линейки.

Представим на линейке зависимость изменения коэффициента коррекции от барометрического давления. Пусть  $N_o$  – значение мощности при стандартных атмосферных условиях,  $N_p$  – значение мощности при  $t = +20^{\circ}\text{C}$  и барометрическом давлении 741 мм рт.ст. (с учетом давления водяных паров). Согласно ГОСТу, поправка будет равна

$$\frac{N_p \cdot 1,35}{100} = 0,0135 N_p$$

$$N_o = N_p + 0,0135 N_p = (1 + 0,0135) N_p = \alpha_p N_p$$

где  $\alpha_p$  – коэффициент коррекции по барометрическому давлению. В общем виде  $\alpha_p = 1 \pm n \cdot 0,0135$ , где  $n$  – ряд положительных рациональных чисел начиная с нуля. При 751 мм рт.ст. (взято с учетом давления водяных паров)  $\alpha_p = 1,0$ . При понижении давления  $\alpha_p$  возрастает, при увеличении давления –

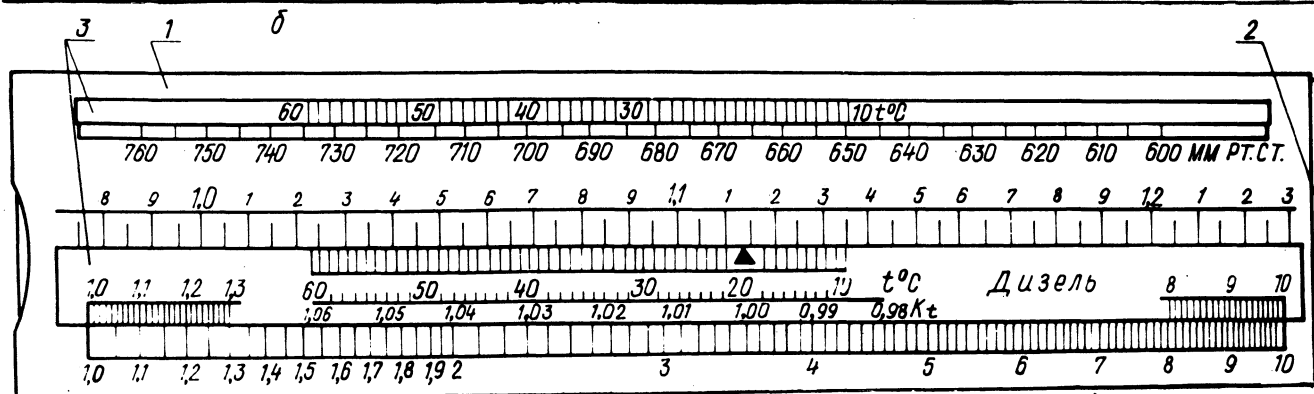
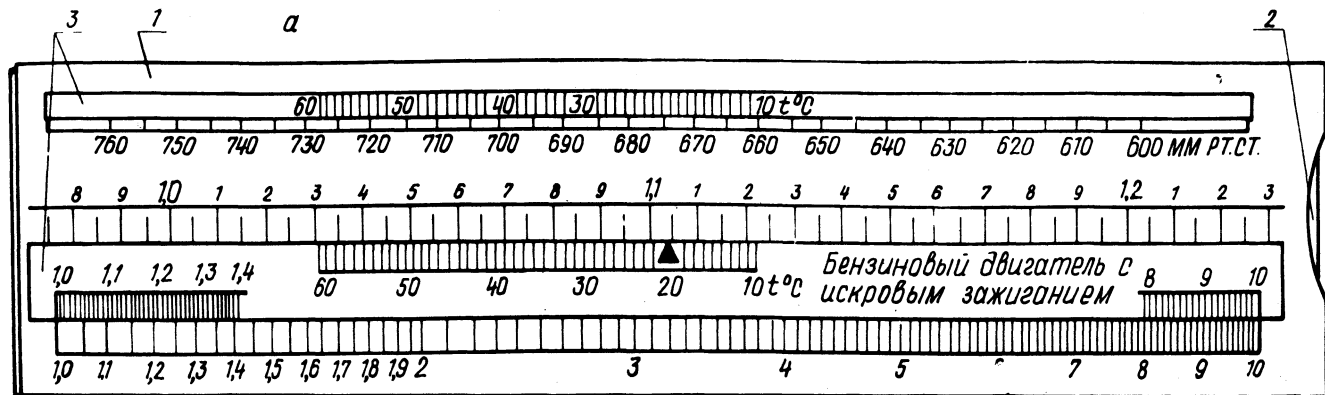


Рис. 1. Линейка для расчета коэффициента приведения к стандартным атмосферным условиям: а -- вид линейки при положении движка для расчетов по карбюраторному двигателю; б -- то же при расчетах по дизельному двигателю (используется обратная сторона движка); 1 -- корпус линейки; 2 -- движок; 3 -- окна в корпусе.

уменьшается. Указанная зависимость легко моделируется неподвижными шкалами на корпусе линейки – шкалой барометрических давлений и шкалой коэффициента приведения. Мерные отрезки шкал относятся между собой как 1,35:1.

При одновременном изменении температуры воздуха и барометрического давления суммарное изменение параметра двигателя будет складываться из поправок по давлению и по температуре воздуха. Суммарный коэффициент  $\alpha$  будет равен для карбюраторного двигателя

$$\alpha = 1 \pm n \cdot 0,0135 \pm n \cdot 0,018 ;$$

для дизеля

$$\alpha = 1 \pm n \cdot 0,0135 \pm n \cdot 0,022 .$$

Движок обеспечивает операцию механического сложения парциальных поправок. Шкала температур размечается на движке в любом месте. Мерные отрезки шкалы коэффициента приведения и шкалы температур воздуха относятся между собой как 1:1,8 (бензиновый двигатель) или 1:2,2 (дизель). Для дизеля мерные отрезки на шкале коэффициента приведения часового

Таблица 1. Изменение мощности, крутящего момента и среднего эффективного давления, %

Условия применения поправок	Типы двигателей	
	бензиновые, с искровым зажиганием, 4-тактные и 2-тактные двигатели	дизели 4-тактные и 2-тактные без наддува и с наддувом от нагнетателя с механическим приводом
При изменении температуры воздуха на каждые 10 °С в диапазоне от 10 до 60 °С	1,8	2,2
При изменении давления на каждые 10 мм рт.ст. не ниже 600 мм рт.ст.	1,35	1,35

расхода топлива соотносятся с отрезками шкалы температур как 0,66:1.

Правила пользования линейкой. В качестве исходных данных даются значения температуры и влажности воздуха, барометрическое давление. По графику, который может быть расположен на тыльной стороне корпуса линейки, находим парциальное давление водяных паров. Определяем расчетное барометрическое давление. Совмещаем с помощью движка заданную температуру и расчетное давление. Для этой цели удобно пользоваться верхним окном в корпусе линейки. Значение коэффициента приведения указывает стрелка, размещенная на движке на шкале температур воздуха напротив отметки  $t = 20^{\circ}\text{C}$  (нижнее окно).

Наличие логарифмических шкал позволяет сразу вычислить значения приведенных к стандартным атмосферным условиям параметров автомобильного двигателя.

Пример. Автомобильный дизель испытывался при  $t = +40^{\circ}\text{C}$ , относительной влажности воздуха 70%,  $p = 737$  мм рт.ст.

Определяем коэффициент приведения: парциальное давление водяных паров по графику равно 37 мм рт.ст. Расчетное барометрическое давление  $p_p = 737 - 37 = 700$  мм рт.ст.

На линейке определяем коэффициент приведения  $\alpha = 1,113$  (рис. 1, б). Коэффициент приведения часового расхода топлива равен 1,03.



## СОДЕРЖАНИЕ

Ковальков А.Т. Концентрация напряжений в шлицевых валах при кручении . . . . .	3
Гатов Д.М., Любошиц И.М. Возможность применения коробки передач автомобиля ВАЗ-2101 с двигателем увеличенной мощности . . . . .	11
Гришкевич А.И., Бусел Б.У., Безверхий С.Ф. Методика расчета осевой силы, действующей в шлицевом соединении карданного вала . . . . .	16
Ревский В.Г., Беленков В.П. Определение расчетного крутящего момента в трансмиссиях карьерных автомобилей-самосвалов номографическим способом . . . . .	23
Мочалов В.В., Капустин В.В. Экспериментальное исследование кинематических параметров затормаживаемого колеса . . . . .	27
Капустин В.В., Денисов А.Г., Волкус С.С. Исследование гистерезиса и частотных характеристик тормозного механизма автомобиля БелАЗ-549 . . . . .	32
Кишкевич П.Н., Пиковский Л.М., Палазова В.В. Модуляторы пневматических тормозных систем с противоблокировочным устройством . . . . .	37
Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамический расчет простейшей цепи пневматических приводов . . . . .	42
Молибошко Л.А. Эквивалентные преобразования колебательных систем машин . . . . .	50
Савич А.С. Выбор нагрузочного режима и методика расчета подшипников качения ходовой части автомобиля . . . . .	53
Скойбеда А.Т., Яцкевич В.В., Романчик Е.А., Зеленый П.В., Нгуен Минь Дыонг. К обоснованию основных параметров перспективных машинно-тракторных агрегатов . . . . .	63
Беляев В.М., Молош Г.А., Хилько А.Л., Жук В.В. Выбор оптимальных параметров подвески передних колес трактора МТЗ-80 с помощью аналоговых вычислительных машин (АВМ) . . . . .	68
Расолько А.М., Стецко П.А. Исследование пневматического привода блокировки дифференциала трактора . . . . .	74
Гуськов В.В., Молош Г.А., Хилько А.Л. Экспериментальные исследования влияния агрегируемых машин на плавность хода колесных тракторов класса 6 - 14 кН . . . . .	80
Богдан Н.В., Грибко Г.П., Рахлей И.С. Определение реакций на осях тракторного поезда при торможении . . . . .	85

Гуськов В.В., Артемьев П.П. Вероятностный анализ скоростей движения тракторных поездов класса 1,4 тс . . . . .	91
Бойков В.П. Методика проведения дорожно-полевых исследований бокового увода тракторных шин . . . . .	96
Ким В.А., Разоренов Н.А., Атаманов Ю.Е. Аналитический метод учета буксования при изучении движения колесного трактора со всеми управляемыми колесами на плоской модели . . . . .	99
Яцкевич В.В., Нгуен Минь Дыонг, Романчик Е.А., Зеленый П.В., Скойбеда А.Т. К определению стоимости сельскохозяйственной техники при прогнозировании ее параметров . . . . .	103
Кокин Г.М. Энергонасыщенность и производительность автомобиля-самосвала . . . . .	108
Александровский А.Г., Железко Б.Е., Сарапин А.Н., Масюк А.С. Анализ уравнишенности $\gamma$ -образного восьмицилиндрового поршневого двигателя с крестообразным коленчатым валом . . . . .	115
<b>Болчок Л.Я.</b> , Адамов В.М., Латокурский А.Г. Исследование работы тракторного дизеля при высокотемпературном охлаждении . . . . .	129
Зубер В.З., Дробышевский Ч.Б., Гринюк А.Т. Повышение термической стойкости поршней двигателя Д-240 . . . . .	133
Пинский Д.М., Кухаренок Г.М., Рожанский В.А. Методика расчета расположения сопловых отверстий распылителей форсунок дизелей с камерой сгорания в поршне . . . . .	139
<b>Болчок Л.Я.</b> , Якубенко Г.Я. Определение характеристики распылителя форсунки дизеля . . . . .	148
Завадский И.П., Латокурский А.Г., Ройфберг З.М., Цемахович А.Д. О работе дизеля А-41 на топливах широкого фракционного состава . . . . .	151
Бренч М.П. Расчет коэффициента приведения на специальной счетной линейке . . . . .	154

АВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ.  
ВОПРОСЫ ОПТИМИЗАЦИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ  
АВТОМОБИЛЕЙ, ТРАКТОРОВ И ИХ ДВИГАТЕЛЕЙ.  
Выпуск 9

Редактор Л.Р. Дубровская  
Худож. редактор В.Т. Лапицкий  
Техн. редактор Г.А. Лакишик  
Корректоры Н.И. Бондаренко, З.Б. Боборыко  
График Н.В. Журавлева  
Оператор А.И. Маль

АТ 11212. Подписано к печати 23/У1-1976 г. Формат 60x90 1/16.  
Бумага офсет. Печ. л. 10,75. Уч.-изд. л. 9,75 Изд. № 75-150.  
Тип. заказ 5061. Тираж 600 экз. Цена 1 руб. 51 коп.

Издательство "Вышэйшая школа" Государственного комитета  
Совета Министров БССР по делам издательств, полиграфии и  
книжной торговли. Редакция межведомственных сборников и за-  
казной литературы. 220600. Минск, ул. Кирова, 24.

Типография "Победа" Государственного комитета Совета Ми-  
нистров БССР по делам издательств, полиграфии и книжной  
торговли. Молодечно, Привокзальный пер., 11.

## РЕФЕРАТЫ

УДК 621.824.44:620.178.7:539.4.014

Концентрация напряжений в шлицевых валах при кручении.  
Ковальков А.Т. "Автотракторостроение. Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей", 1977, вып. 9, с. 3 - 10.

Исследуется распределение касательных напряжений по контуру поперечного сечения шлицевого вала при кручении с помощью конформного отображения. Приводится блок-схема программы расчета для ЭЦВМ "Минск-22М", излагаются основные особенности программы, позволяющие сократить время счета. По результатам расчета более 200 вариантов различных сечений получены формулы для определения теоретических коэффициентов концентрации касательных напряжений в шлицевых валах с прямоблочным и эвольвентным профилем зубьев. - Ил. 2. Табл. 1. Библ. 11.

УДК 629.114.6 - 585

Возможность применения коробки передач автомобиля ВАЗ-2101 с двигателем увеличенной мощности. Гатов Д.М., Любошиц И.М. "Автотракторостроение. Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей", 1977, вып. 9, с. 11 - 16.

Приводятся результаты сравнительных расчетов напряжений зубчатых колес коробок передач автомобилей ВАЗ-2101, АЗЛК-412 и ГАЗ-24. На основании расчетов зубчатых колес и подшипников сделана попытка прогнозирования работоспособности коробки передач Волжского автозавода при установке ее на автомобиле с двигателем мощностью 100 - 110 л.с. и максимальным крутящим моментом - 15 кгс. - Ил. 3. Табл. 2. Библ. 5.

УДК 629.113 - 578/ - 587.00.5

Методика расчета осевой силы, действующей в шлицевом соединении карданного вала. Гришкевич А.И., Бусел Б.У.,

Беззерхий С.Ф. "Автотракторостроение. Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей", 1977, вып. 9, с. 16 - 23.

Излагается методика расчета осевой силы, нагружающей карданный вал автомобиля, на АВМ. Расчетная динамическая система учитывает вертикальные и продольные колебания поступательно-движущихся масс и колебания в трансмиссии. В зависимости от соотношения силы трения в шлицевом соединении, обусловленной величиной момента на карданном валу, и осевой силы, нагружающей карданный вал, шлицевое соединение может быть подвижным или заблокированным. - Ил. 3. Библ. 3.

УДК 629.113.013:519.2

Определение расчетного крутящего момента в трансмиссиях карьерных автомобилей-самосвалов номографическим способом. Раевский В.Г., Беленков В.П. "Автотракторостроение. Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей", 1977, вып. 9, с. 23-26.

Представлена номограмма взаимосвязи параметров нагруженности трансмиссии, дорожных условий и конструкций карьерных автомобилей-самосвалов. Номограмма предназначена для определения величины крутящего момента в трансмиссии и некоторых эксплуатационных показателей карьерных автомобилей-самосвалов. - Ил. 1. Библ. 2.

УДК 629.113

Экспериментальное исследование кинематических параметров затормаживаемого колеса. Мочалов В.В., Капустин В.В. "Автотракторостроение. Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей", 1977, вып. 9, с. 27 - 32.

Рассматривается принцип действия разработанного фотоэлектрического датчика и преобразователя для определения кинематических параметров затормаживаемого колеса. Дается функциональная и принципиальная схемы разработанного устройства с диаграммами напряжений в характерных точках и его характеристики. Приводятся некоторые результаты экспериментального исследования блокируемого колеса автомобиля БелАЗ-549. - Ил. 3. Библ. 4.

УДК 629.113

Исследование гистерезиса и частотных характеристик тормозного механизма автомобиля БелАЗ-549. Капустин В. В., Денисов А.Г., Волкус С.С. "Автотракторостроение. Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей", 1977, вып. 9, с. 32 - 36.

Рассматривается работа тормозного механизма в режиме торможения и оттормаживания.

Приведены результаты экспериментальных исследований тормозного механизма, рассмотрено влияние гистерезиса на выбор схемы и параметров модулятора с вводом нелинейных корректирующих устройств. Установлен диапазон рабочих частот тормозного механизма. - Ил. 2. Библ. 3.

УДК 629.113

Модуляторы пневматических тормозных систем с противоблокировочным устройством. Кишкевич П.Н., Пиковский Л.М., Палазова В.В. "Автотракторостроение. Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей", 1977, вып. 9, с. 37 - 42.

Рассмотрены назначение и принцип работы модуляторов пневматических тормозных систем с противоблокировочным устройством. Проведен сравнительный анализ основных конструктивных схем модуляторов ПБУ, дается описание работы модуляторов фирм "The Bendix" и "DVA" и рекомендации по выбору схемы модулятора для тормозной системы автомобилей МАЗ. - Ил. 2. Библ. 2.

УДК 629.114.4

Динамический расчет простейшей цепи пневматических приводов. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. "Автотракторостроение. Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей", 1977, вып. 9, с. 42 - 50.

Проведен анализ различных газодинамических функций расхода и получена гиперболическая функция расхода, описывающая весь переходный процесс одним уравнением. Приведены безразмерные переходные функции, рассчитанные по различным газодинамическим функциям расхода, и безразмерная экспериментальная переходная функция, полученная на основании статистической обработки экспериментальных данных.

Приведены дифференциальные уравнения и их решения для пневматической цепи с переменной емкостью и сравнение данных расчета с экспериментом. - Ил. 4. Библ. 7.

УДК 629.113/117

Эквивалентные преобразования колебательных систем машин. Молибощко Л.А. "Авtotракторостроение. Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей," 1977, вып. 9, с. 50 - 53 .

Предложен метод эквивалентных преобразований (с точки зрения получения характеристических полиномов) колебательных систем приводов машин, основанный на их последовательном расщеплении на отдельные части, позволяющий проводить динамические расчеты сложных систем с минимальной затратой времени и средств. - Табл. 1. Библ. 3.

УДК 629.011.012.3 - 233.2

Выбор нагрузочного режима и методика расчета подшипников качения ходовой части автомобиля. Савич А.С. "Авtotракторостроение. Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей", 1977, вып.9, с. 53 - 63 .

Приведены рекомендации по выбору нагрузочного режима подшипников качения ступиц колес автомобилей в зависимости от условий их эксплуатации.

Излагается методика определения параметров нагруженности подшипников колесных опор при проектировочных и проверочных расчетах. - Ил. 1. Табл. 4. Библ. 3.

УДК 629.114.2

К обоснованию основных параметров перспективных машинно-тракторных агрегатов. Скойбеда А.Т., Яцкевич В.В., Романчик Е.А., Зеленый П.В., Нгуен Минь Дыонг. "Авtotракторостроение. Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей", 1977, вып. 9, с. 63 - 67.

Разработан общий методический подход по обоснованию параметров машинно-тракторных агрегатов на основании критерия эффективности труда. Показано, что эффективность труда в функции от ширины захвата и скорости машинно-тракторного агрегата имеет экстремальные значения, по которым определяются рациональные параметры.

Приведены результаты расчета оптимальных параметров пахотного агрегата для основных полей Белорусской ССР - Табл. 1. Ил. 2. Библ. 6.

УДК 629.114.2.073

Выбор оптимальных параметров подвески передних колес трактора МТЗ-80 с помощью аналоговых вычислительных машин (АВМ). Беляев В.М., Молош Г.А., Хилько А.Л., Жук В.В. "Автотракторостроение. Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей", 1977, вып. 9, с. 68 - 74.

Дана динамическая модель поддрессоривания переднего моста трактора МТЗ-80, приведены дифференциальные уравнения, описывающие колебания динамической модели. Составлена блок-схема решения системы нелинейных дифференциальных уравнений на аналоговой вычислительной машине. Приведены результаты исследования на АВМ. - Ил. 3. Табл. 1. Библ. 2.

УДК 629.114.3

Исследование пневматического привода блокировки дифференциала трактора. Расолько А.М., Стецко П.А. "Автотракторостроение. Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей". 1977, вып. 9, с. 74 - 80.

Изложены теоретические и экспериментальные исследования пневматического привода автоматической блокировки дифференциала заднего моста колесного трактора. Определено его время срабатывания и установлен характер изменения в процессе эксплуатации. - Ил. 3. Библ. 5.

УДК 629.114.2.073.001

Экспериментальное исследование влияния агрегируемых машин на плавность хода колесных тракторов класса 6 - 14 кН. Гуськов В.В., Молош Г.А., Хилько А.Л. "Автотракторостроение. Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей", 1977, вып. 9, с. 80 - 84.

Приведены результаты экспериментальных исследований влияния на плавность хода агрегируемых с трактором прицепных и навесных машин при выполнении транспортных операций. Установлена закономерность изменения ускорений, за-



меренных в характерных точках остова, от типа агрегатируемой машины. – Ил. 2. Библ. 2.

УДК 629.114.3 – 592.001.24

Определение реакций на осях тракторного поезда при торможении. Богдан Н.В., Грибко Г.П., Рахлей И.С. "Авотракторостроение. Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей", 1977, вып. 9, с. 85 – 91.

Проведены теоретические исследования торможения тракторного поезда. Показаны зависимости усилий в сцепных устройствах и нормальных реакций на осях тракторного поезда от эффективности торможения и дано обоснование регулирования тормозных сил на осях прицепов. – Ил. 3.

УДК 629.114.2.012.8

Вероятностный анализ скоростей движения тракторных поездов класса 1,4 тс. Гуськов В.В., Артемьев П.П. "Авотракторостроение. Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей", 1977, вып. 9, с. 91 – 96.

Приведен вероятностный анализ определения допустимых скоростей движения тракторных поездов кл. 1,4 тс. В основу анализа положена статистическая динамика механических систем с конечным числом степеней свободы. – Ил. 1. Библ. 2.

УДК 631.372.012.5

Методика проведения дорожно-полевых исследований бокового увода тракторных шин. Бойков В.П. "Автотракторостроение. Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей", 1977, вып. 9, с. 96 – 99.

Дана методика проведения дорожно-полевых исследований бокового увода тракторных шин на экспериментальной установке – шинном тестере.

Приведена блок-схема аппаратуры, применяемой при испытаниях, а также расположение и назначение датчиков на экспериментальной установке. – Ил. 1. Библ. 1.

УДК 629.114.3 – 0,73

Аналитический метод учета буксования при изучении движения колесного трактора со всеми управляемыми колесами на

плоской модели. Ким В.А., Разоренов Н.А., Атаманов Ю.Е. "Автотракторостроение. Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей", 1977, вып. 9, с. 99 - 103.

Получена зависимость приведенной массы трактора от характера движения трактора и параметров шин, позволяющая учесть их влияние на движение трактора в целом. - Ил. 2.

УДК 629.114 - 2

К определению стоимости сельскохозяйственной техники при прогнозировании ее параметров. Яцкевич В.В., Нгуен Минь Дыонг, Романчик Е.А., Зеленый П.В., Скойбеда А.Т. "Автотракторостроение. Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей", 1977, вып. 9, с. 103 - 108.

Рассматривается закономерность изменения цены сельскохозяйственной техники от ее основных параметров и предлагается эмпирическая формула для выражения этой закономерности.

Приведены результаты расчетов стоимости различных типов тракторов и сельскохозяйственных машин и дано их сравнение с существующими ценами. - Табл. 3. Ил. 2. Библ. 2.

УДК 621.431.73

Энергонасыщенность и производительность автомобиля-самосвала. Кок ин Г.М. "Автотракторостроение. Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей", 1977, вып. 9, с. 108 - 115.

Рассмотрены основные условия, определяющие транспортную производительность автомобиля-самосвала, установлена взаимосвязь оптимальных значений удельной мощности двигателя и скорости движения в заданных дорожных условиях при вероятных сопротивлениях движению.

Приведены рекомендации по удельной мощности и скорости движения для автомобилей-самосвалов в зависимости от назначения, для общестроительных и карьерных условий работы. - Табл. 1.

УДК 621.432

Анализ уравновешенности V-образного восьмицилиндрового

поршневого двигателя с крестообразным коленчатым валом.  
Александровский А.Г., Железко Б.Е., Сарапин А.Н.,  
Масюк А.С. "Автотракторостроение. Вопросы оптимизации  
проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей", 1977,  
вып. 9, с. 115 - 129.

Приведен анализ уравновешенности V-образных восьмицилиндровых поршневых двигателей с крестообразным пространственно несимметричным коленчатым валом, обеспечивающим равномерное чередование процессов в цилиндрах. Доказано, что при любых углах развала блоков у таких двигателей неуравновешен только момент первого порядка от сил инерции первого порядка и центробежных сил. Показано, что при углах развала, не равных  $90^{\circ}$ , этот момент не может быть полностью уравновешен с помощью противовесов на коленчатом валу и что для полного уравновешивания необходим дополнительный вал с противовесами. - Табл. 4. Ил. 4.

УДК 621.436.12

Исследование работы тракторного дизеля при высокотемпературном охлаждении. Волчок Л.Я., Адамов В.М., Латорский А.Г. "Автотракторостроение. Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей", 1977, вып. 9, с. 129 - 132.

Рассматривается влияние температуры охлаждающей воды на экономичность двигателя, наполнение цилиндров, жесткость работы и максимальное давление цикла, а также на температуру поршня, гильзы цилиндра и головки блока. - Ил. 2.

УДК 621.43 - 242:669.717

Повышение термической стойкости поршней двигателя Д-240.  
Зубер В.З., Дробышевский Ч.Б., Гринюк А.Т. "Автотракторостроение. Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей", 1977, вып. 9, с. 133 - 139.

Излагаются результаты исследования температурных условий работы поршней двигателя Д-240 и факторов, вызывающих образование термических трещин на горловине камеры сгорания в процессе длительной эксплуатации. Особое внимание уделено разработке метода ускоренной оценки термостойкости поршней на двигателе. Показано, что существенное повышение сопротивляемости поршней двигателя Д-240 растрескиванию дости-

гается применением рациональной геометрии камеры сгорания. - Табл. 2. Ил. 2. Библ. 4.

УДК 621.436

Методика расчета расположения сопловых отверстий распылителей форсунок дизелей с камерой сгорания в поршне. Пинский Д.М., Кухаренок Г.М., Рожанский В.А. "Автотракторостроение. Вопросы оптимизации и проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей", 1977, вып. 9, с. 139 - 148.

Приведена методика определения координат места встречи оси топливного факела со стенкой камеры сгорания и расчета углов распыливающих отверстий распылителя при заданном месте встречи.

Методика может быть использована при доводке рабочих процессов дизелей с камерой сгорания в поршне. - Библ. 4.

УДК 621.431

Определение характеристики распылителя форсунки дизеля. Волчок Л.Я., Якубенко Г.Я. "Автотракторостроение. Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей", 1977, вып. 9, с. 148 - 151.

Теоретически определена связь между массой топлива, вытекающего из сопла распылителя форсунки дизеля, и величиной давления струи топлива на упругую пластинку, установленную в непосредственной близости от устья сопла. На основании этой связи предлагается новый способ определения гидравлической характеристики форсунки дизеля. - Ил. 1.

УДК 621.436.12

О работе дизеля А-41 на топливах широкого фракционного состава. Завадский И.П., Латокурский А.Г., Ройфберг З.М., Цемахович А.Д. "Автотракторостроение. Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей", 1977, вып. 9, с. 151 - 154.

Анализируется изменение максимального давления цикла, жесткости работы и экономичности двигателя А-41 в зависимости от количества легких фракций в топливе широкого фракционного состава. - Ил. 3.

Расчет коэффициента приведения на специальной счетной линейке. Бренч М.П. "Автотракторостроение. Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей", 1977, вып. 9, с. 154-158.

Рассматривается возможность применения специальной счетной линейки для механизации расчета коэффициента коррекции при приведении параметров двигателя к стандартным атмосферным условиям. Устройство линейки выполнено в соответствии с требованиями ГОСТа 14846-69 "Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний". Использование линейки возможно в экспериментальных цехах моторных заводов, в научно-исследовательских организациях и студентами при выполнении лабораторных работ по курсу "Автомобили". - Ил. 1.