



Министерство народного образования Белорусской ССР

Белорусский ордена Трудового Красного  
Знамени политехнический институт

# КОНСТРУИРОВАНИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ

РЕСПУБЛИКАНСКИЙ МЕЖВЕДОМСТВЕННЫЙ  
СБОРНИК НАУЧНЫХ ТРУДОВ

Основан в 1986 году

ВЫПУСК 6

Минск  
"Вышэйшая школа"  
1991

К65

Редакционная коллегия:

Н.Ф. Мелюк (гл. редактор), А.Ф. Андреев (отв. секретарь), В.С. Апанасенко, С.М. Белов, М.П. Бренч, Г.Ф. Бутусов, А.Г. Выгонный, А.И. Гришкевич, В.В. Гуськов, Г.И. Иванов, Н.М. Капустин, А.Х. Лефаров, С.Г. Луговцева, А.М. Расолько, А.С. Савич (отв. секретарь), В.П. Тарасик, С.И. Терешко, С.В. Шумик (зам. гл. редактора)

Ответственные за выпуск С.Г. Луговцева, А.С. Савич

Излагаются результаты исследования агрегатов и систем автомобилей, тракторов и двигателей и методика выбора их параметров. Рассматриваются вопросы теории движения колесных машин, нагруженности трансмиссий, совершенствования дизельного двигателя, а также некоторые вопросы эксплуатации автомобилей.

Для инженерно-технических работников заводов, автотранспортных предприятий, научно-исследовательских организаций, преподавателей и аспирантов вузов.

## РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ

УДК 629.113:6

Б.У. БУСЕЛ, А.М. САПЕЛКИН,  
кандидаты техн. наук (БПИ)

### РЕГУЛИРУЕМАЯ ДВУХСТУПЕНЧАТАЯ ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКАЯ ПОДВЕСКА ДЛЯ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА

Одним из серьезных недостатков гидропневматической подвески является существенная прогрессивность упругой характеристики. У карьерных самосвалов нагрузка на упругий элемент подвески в груженом состоянии может в 10–25 раз превосходить нагрузку на порожнем автомобиле. Это приводит к тому, что жесткость подвески груженого автомобиля оказывается больше жесткости шин. При этом подвеска практически перестает работать и колебания автомобиля происходят на шинах, не обеспечивающих необходимого демпфирования. Возросшая интенсивность колебаний ухудшает условия работы водителя, увеличивает нагрузки в элементах несущей системы и снижает срок службы шин. Для решения этой проблемы созданы различные системы подкачки газа в гидропневматические элементы, требующие наличия бортовых компрессоров и систем контроля положения кузова. В Белорусском политехническом институте разработан способ улучшения упругой характеристики гидропневматической подвески, позволяющий обойтись без дополнительных затрат энергии. В конструкцию подвески (рис. 1) включается дополнительный ресивер, давление зарядки которого равно давлению в упругом элементе при загрузке автомобиля расчетным весом:

$$p_{p0} = F_{y.p}/A_y,$$

где  $F_{y.p}$  — осевая нагрузка упругого элемента при полной загрузке автомобиля;  $A_y$  — площадь поршня упругого элемента.

Рабочий цикл подвески включает в себя следующие фазы:

0. Исходное состояние — автомобиль не загружен:

давление в цилиндре

$$p_{y0} = F_{y.c}/A_y,$$

где  $F_{y.c}$  — осевая нагрузка упругого элемента для снаряженного автомобиля; объем, занимаемый газом в цилиндре, —  $V_0$ ;

давление в ресивере —  $p_{p0}$ .



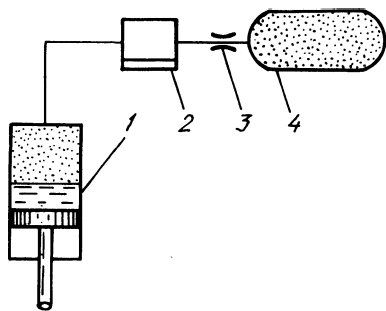


Рис. 1. Схема гидропневматической подвески:  
 1 — упругий элемент; 2 — управляемый клапан;  
 3 — дроссель; 4 — ресивер

Непосредственно перед загрузкой автомобиля клапан 2 открывают. При этом часть газа из ресивера попадает в цилиндр. Подвеска переходит в следующее состояние.

1. Вторая ступень — до загрузки:

давление в цилиндре и ресивере выравнивается, т.е.  $p_{y1} = p_{p1}$ ;  
 объем, занимаемый газом в цилиндре, увеличивается до  $V_1$ .

После этого клапан 2 закрывается, автомобиль загружается и наступает следующая фаза работы подвески.

2. Вторая ступень — после загрузки упругий элемент сжимается возросшей осевой силой  $F_{y.п}$ ;

давление в упругом элементе

$$p_{y2} = F_{y.п} / A_y;$$

объем газа в цилиндре

$$V_2 = \frac{p_{y1}}{p_{y2}} V_1;$$

давление в ресивере не изменяется ( $p_{p2} = p_{p1}$ ).

В таком состоянии автомобиль доставляет груз к месту разгрузки. Перед этой операцией клапан 2 вновь необходимо открыть. Благодаря значительному перепаду давлений часть газа возвращается из цилиндра в ресивер. После выравнивания давлений в цилиндре и ресивере клапан закрывается.

3. Первая ступень — до разгрузки:

давление в цилиндре и ресивере  $p_{y3} = p_{p3}$ ;  
 объем, занимаемый газом в цилиндре, уменьшается до  $V_3$ .

После разгрузки автомобиля система возвращается в исходное состояние.

При проектировании такой подвески необходимо определить объем ресивера  $V_p$  исходя из известных значений осевой нагрузки цилиндра в снаряженном и груженом состояниях, приведенной высоты столба газа в цилиндре в исходном положении  $l_0$  и при полной нагрузке автомобиля  $l_2$ , частично или полностью растянутом цилиндре  $l_1$ . Первый вариант в большей степени приемлем при расчете передней подвески, когда изменение нагрузки на цилиндр не столь значительно, второй — для задней.

Итак, в первом случае при переходе подвески из исходного состояния в состояние 1 происходит выравнивание давлений в цилиндре и ресивере до значения  $p_{y0}$ . Считая процесс изотермическим, можем записать

$$p_{y0} V_0 + p_{p0} V_p = p_{y0} (V_1 + V_p).$$

Учитывая при этом, что

$$p_{y0} = \frac{F_{y.c}}{A_y}; \quad p_{p0} = \frac{F_{y.п}}{A_y}; \quad V_0 = l_0 A_y; \quad V_2 = \frac{p_{y1}}{p_{y2}} V_1; \quad p_{y1} = p_{y0};$$

$$p_{y2} = p_{p0}; \quad V_2 = l_2 A_y,$$

формулу для определения объема ресивера запишем в виде

$$V_p = \frac{F_{y.п} l_2 - F_{y.c} l_0}{F_{y.п} - F_{y.c}} A_y.$$

Во втором варианте при открытии клапана 2 цилиндр подвески нагруженного автомобиля растягивается до максимальной длины, определяемой ограничителем отбоя. Уравнение, связывающее параметры этих состояний, имеет вид

$$p_{y0} V_0 + p_{p0} V_p = p_{y1} (V_1 + V_p).$$

Приняв во внимание, что

$$p_{y1} = p_{y2} \frac{V_2}{V_1}, \quad p_{y2} = p_{p0} = \frac{F_{y.п}}{A_y},$$

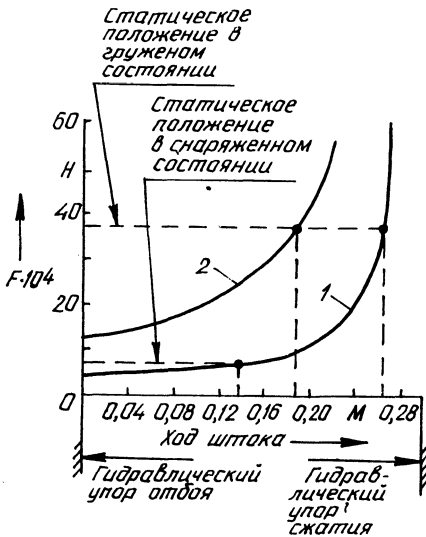
и исходя из формул предыдущего варианта, окончательное выражение запишем в виде

$$V_p = \frac{F_{y.п} l_2 - F_{y.c} l_0}{F_{y.п} (1 - l_2/l_1)} A_y. \quad (1)$$

Рассмотрим пример расчета параметров двухступенчатой подвески. Задняя подвеска самосвала БелАЗ-7519 имеет следующие параметры: нагрузка на цилиндр в снаряженном состоянии — 63 500 Н, в груженом — 381 540 Н; высота приведенного столба газа в снаряженном состоянии — 0,15 м. Упругая характеристика цилиндра подвески при указанных значениях параметров показана на рис. 2 (кривая 1). Видно, что ход сжатия в груженом состоянии до гидравлического упора составляет всего 0,025 м; жесткость в окрестности точки статического равновесия равна  $1,52 \cdot 10^7$  Н/м.

Зададимся высотой приведенного столба газа в груженом состоянии 0,1 м. По выражению (1) получаем, что объем ресивера должен быть 5,6 л при давлении зарядки 7,6 МПа. На второй ступени регулирования (до загрузки автомобиля), после соединения ресивера с цилиндром, давление в цилиндре устанавливается 2,7 МПа и его растяжение ограничивается гидравлическим упором отбоя. Упругая характеристика цилиндра для этого случая показана на рис. 2 (кривая 2). Ход сжатия цилиндра до гидравлического упора составляет 0,1 м, жесткость в окрестности точки статического равновесия равна  $3,8 \cdot 10^6$  Н/м, т.е. в 4 раза меньше, чем у серийной подвески БелАЗ-7519.

Рис. 2. Упругая характеристика гидропневматической подвески



Таким образом, с помощью дополнительного ресивера и управляемого перепуска газа из ресивера в цилиндр и обратно подвеска может иметь два состояния. В рассмотренном примере в состоянии 1 (рис. 2, кривая 1) подвеска переводится для движения порожнего автомобиля, в состояние 2 (рис. 2, кривая 2) — для движения груженого автомобиля.

Предлагаемая подвеска с двухступенчатым регулированием отличается от известных простотой конструкции и рекомендуется для автомобилей, эксплуатирующихся с практически постоянным весом груза, например карьерных самосвалов.

УДК 629.113-585-52.001.63

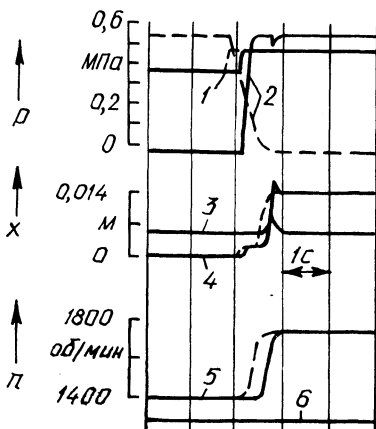
О.С. РУКТЕШЕЛЬ, д-р техн. наук (БПИ),  
А.М. ЗАХАРИК (МАЗ)

## ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ КОРОБКОЙ ПЕРЕДАЧ

Развитие систем автоматического управления механической ступенчатой трансмиссией повлекло за собой применение пневматических исполнительных механизмов для переключения передач. Однако инерционные синхронизаторы, которыми оснащены современные коробки передач, не всегда обеспечивают безударное включение передачи при работе с пневматическими исполнительными механизмами.

На рис. 1 приведена осциллограмма процесса переключения передачи. Штриховыми линиями изображены процессы при работе клапанов на "опорожнение". Цифрами обозначены следующие лучи: 1 — сигнал на электромагнит пневмораспределителя; 2 — давление в одной полости цилиндра; 3 — в другой

Рис. 1. Осциллограмма процесса включения передачи



полости; 4 — ход штока пневмоцилиндра; 5 — угловая скорость входного вала коробки передач; 6 — выходного вала.

Параметры системы пневмоуправления и коробки передач: площадь поршня цилиндра —  $28,27 \text{ см}^2$ , давление в ресивере —  $0,6 \text{ МПа}$ ; жесткость системы управления —  $1,176 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$ ; ход синхронизатора —  $16 \text{ мм}$ . Анализ осциллограммы показывает большую продолжительность включения передачи. Это объясняется большой продолжительностью синхронизации по причине медленного падения давления воздуха в полости цилиндра. Уменьшить время падения давления воздуха можно, увеличив проходное сечение клапана пневмораспределителя. Однако в данном случае проходное сечение клапана составляет  $4 \text{ мм}$ , и дальнейшее его увеличение нецелесообразно по конструктивным соображениям.

На рис. 1 сплошными линиями изображены процессы при работе клапанов "на опорожнение". Как видно из осциллограммы, с уменьшением времени нарастания давления в полости цилиндра уменьшается и время включения передачи. Однако появляется динамическая нагрузка, о чем свидетельствует пик на луче 4. Зная жесткость системы управления и величину пика, можно рассчитать динамическую нагрузку. Ее будем оценивать коэффициентом динамичности, под которым понимают отношение максимальной нагрузки, возникшей в процессе переключения, к номинальному усилию пневмоцилиндра. В данном случае  $K_d = 1,45$ .

Таким образом, при работе пневмосистемы управления коробкой передач "на опорожнение" увеличивается время синхронизации за счет медленного нарастания усилия на конусах, что приводит к полному выдавливанию смазочного материала из зазора между конусами шестерни и синхронизатора, интенсивному трению и преждевременному изнашиванию конусов синхронизаторов.

При уменьшении времени наполнения цилиндра резко увеличивается динамическая нагруженность привода, что приводит к преждевременному выходу из строя деталей управления коробкой передач: муфт включения, сухарей, конусов синхронизаторов.

Таким образом, при установке в привод коробки передач пневматического исполнительного механизма необходимо применять демпфирующие устройства, гасящие кинетическую энергию поступательно движущихся масс. Однако

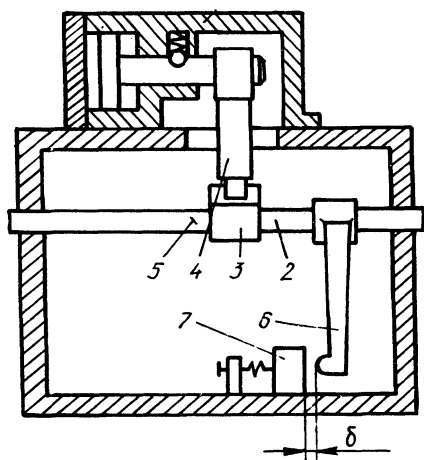


Рис. 2. Экспериментальная установка для исследования демпфирующих устройств

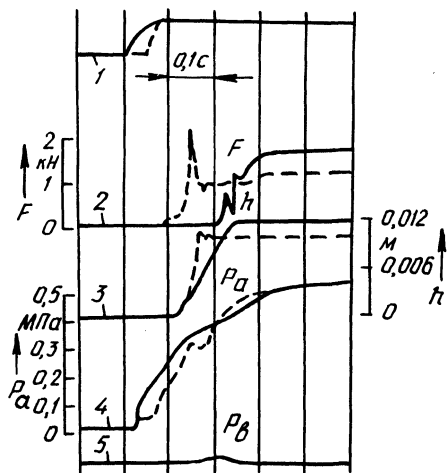


Рис. 3. Осциллограммы движения штока установки

параметры этих устройств должны быть подобраны таким образом, чтобы обеспечить безударное включение передачи. С другой стороны, в время включения передачи должно быть минимальным. Данная задача является типичной задачей многопараметрической оптимизации.

Для эффективного процесса оптимизации необходимо построить математическую модель, соответствующую результатам эксперимента.

Динамическая модель системы исполнительный механизм — коробка передач без учета влияния демпфирующих устройств приведена в работе [1]. Чтобы учесть установку гидравлического и пружинного демпферов, следует изменить лишь первое уравнение системы. При гидравлическом демпфере уравнение примет вид

$$m_1 \ddot{x}_1 = F_{\text{и.м}} - (F_1 + F_2 + F_3 + F_4) \text{sign} \dot{x}_1 - b \dot{x}_1,$$

при пружинном демпфере

$$m_1 \ddot{x}_1 = F_{\text{и.м}} - (F_1 + F_2 + F_3 + F_4) \text{sign} \dot{x}_1 - F_0 - c x_1,$$

где  $b$  — коэффициент демпфирования гидродемпфера, Н·с/м;  $F_0$  — сила предварительного сжатия демпфирующей пружины;  $c$  — жесткость пружины; остальные обозначения имеют тот же смысл, что и в работе [1].

Для оценки адекватности математической модели эксперименту было промоделировано включение передачи с начальными условиями (осциллограмма на рис. 1) при значениях  $F_0$ ,  $c$ ,  $b$ , равных нулю. Расхождение по продолжительности включения составило +20 %, по  $K_d$  + 8 %, по времени синхронизации + 6 %.

Для оценки математической модели, учитывающей наличие демпфирующих устройств, эксперимент проводился на установке, приведенной на рис. 2.

Здесь 1 — цилиндр с демпфирующими устройствами; 2 — шток коробки передач; 3 — головка штока коробки передач; 4 — рычаг переключения; 5 — тензодатчики, с помощью которых регистрировались изгибающие усилия в штоке; 6 — вилка; 7 — подвижный упор. В данном случае с помощью упора 7 выставлялся ряд зазоров  $\delta$  и в полость цилиндра подавался воздух. Шток пневмоцилиндра начинал двигаться, увлекая за собой связанные с ним детали. В какой-то момент времени вилка натыкалась на упор 7, в штоке 2 возникала нагрузка, которая регистрировалась тензодатчиками 5. На рис. 3 сплошными и штриховыми линиями показаны осциллограммы соответственно для гидравлического и пружинного демпферов при зазоре 12 мм. Цифрами обозначены следующие лучи: 1 — сигнал на электромагнит; 2 — усилие в штоке; 3 — ход пневмоцилиндра; 4 — давление в одной полости цилиндра; 5 — в другой полости. Эти же процессы имитировались и на ЭВМ с помощью описанной выше модели. Результаты сравнения теоретических данных с экспериментальными приведены в табл. 1.

Анализируя приведенные данные, следует отметить хорошую сходимость теории с экспериментом. Таким образом, можно считать, приведенная модель достаточно точно отражает процессы, происходящие в коробке передач при включении передачи.

Как было указано выше, работу системы пневмоуправления следует оценивать двумя категориями: продолжительностью включения и коэффициентом динамичности. Однако проведение двухкритериальной оптимизации сложно. Поэтому следует перевести коэффициент динамичности в ранг ограничения, положив верхний его предел 1,1, а минимизировать продолжительность включения передачи.

В случае гидравлического демпфера управляемыми параметрами при оптимизации могут быть: диаметр поршня пневмоцилиндра, начальный объем цилиндра, давление воздуха,  $\mu f$  — величина, определяющая продолжительность наполнения цилиндра. Первые три параметра связаны между собой, так как усилие синхронизации представляет произведение давления на площадь поршня, а начальный объем — произведение площади поршня на длину цилиндра. При установке пружинного демпфера вместо коэффициента демпфирования следует принять силу предварительного сжатия и жесткость демпфирующей пружины.

Табл. 1. Результаты сопоставления теоретических и экспериментальных данных

Параметр	Расхождение теории с экспериментом, %*					
	Гидравлический демпфер			Пружинный демпфер		
	Зазор, мм					
	4	8	12	4	8	12
Время движения	+6	+7	+7	-1,5	+6	+8
Коэффициент динамичности	0	0	0	+8	+12	+10

Табл. 2. Результаты оптимизации

Параметр	Гидравлический демпфер	Пружинный демпфер
Диаметр цилиндра, мм	60	70
Давление воздуха, МПа	0,6	0,65
Коэффициент демпфирования, Н·с/м	4000	—
Прходное сечение трубопровода $\mu f$ , м <sup>2</sup>	$8 \cdot 10^{-5}$	$8 \cdot 10^{-5}$
Преднатяг пружины, Н	—	800
Жесткость пружины, Н/м	—	$4,5 \cdot 10^4$
Время включения передачи, с	0,62	0,57
Коэффициент динамичности	1	1,08

Таким образом, в качестве управляемых параметров принимаем коэффициент демпфирования для гидравлического демпфера и  $\mu f$ , для пружинного — силу предварительного сжатия и жесткость демпфирующей пружины, а также  $\mu f$ . В обоих случаях оптимизация должна проводиться для нескольких значений диаметров цилиндров.

Для оптимизации применялся метод стохастической аппроксимации из работы [2]. Результаты оптимизации для системы управления коробки передач ЯМЗ-201 приведены в табл. 2. Оптимизация проводилась на ЭВМ типа IBM PC/XT.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Куцеволов В.А. Выбор параметров исполнительного механизма системы автоматизированного управления синхронизированной коробкой передач // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. 1987. Вып. 2. Руктешель О.С. Анализ и синтез систем автоматического управления переключением передач автотранспортных средств: Дис. ... д-р техн. наук. Мн., 1987.

УДК 629.114.2

А.П. СТЕЦКО, А.И. СКУРТУЛ,  
канд. техн. наук (БПИ)

#### НАГРУЖЕННОСТЬ МУФТЫ СЦЕПЛЕНИЯ ТРАКТОРА КЛАССА 1,4 ПРИ РАБОТЕ С ФРОНТАЛЬНЫМ ПОГРУЗЧИКОМ

Универсально-пропашной колесный трактор класса 1,4 наряду с транспортировкой грузов и сельскохозяйственными операциями может выполнять работу фронтального погрузчика. Как показывает практика эксплуатации, в этом случае долговечность пар трения муфты сцепления (МС) трактора заметно снижается.



Табл. 1. Средние значения параметров буксования МС трактора класса 1,4 при работе с фронтальным погрузчиком ДЗ-133

Максимальный момент на силовом валу, Н·м	Максимальная мощность трения, кВт	Работа буксования, кДж	Время буксования, с	Максимальная поверхностная температура, °С	Выполняемая операция
149*	13,84	13,1	2,38	70	
128,5	13,44	11,82	2,45	61	Подъезд к перемещаемому грунту
359,2	31,73	52,98	4,96	188	
260,4	19,23	23,56	3,06	119	Набор грунта
236,3	24,23	36,68	3,63	122	
160,7	17,8	22,83	3,47	101	Отъезд задним ходом
226,9	12,38	9,24	1,17	73	
146,6	10,78	7,64	1,74	65	Подъезд к месту разгрузки
216,8	22,38	41,08	4,37	113	
137,8	13,53	24,96	4,37	67	Отъезд задним ходом в исходном положении

\*Числитель — третья передача III диапазона при движении вперед, третья передача II диапазона заднего хода при движении назад; знаменатель — первая передача III диапазона при движении вперед, первая передача II диапазона заднего хода при движении назад.

Известно, что долговечность пар трения МС определяется энергетической нагруженностью, оцениваемой работой и мощностью буксования МС, и ее температурным режимом. Поэтому для выявления причин снижения долговечности пар трения при работе трактора с фронтальным погрузчиком необходимо исследовать динамическую и тепловую нагруженность муфты на указанных работах. С этой целью трактор класса 1,4, оснащенный двухдисковой сухой МС, был оборудован агрегатом ДЗ-133 производства ПО "Дормаш" (Минск) и подвергнут испытаниям, в ходе которых регистрировались следующие параметры: крутящий момент на силовом валу МС; частота вращения двигателя; частота вращения ведомых частей МС; поверхностная температура маховика двигателя; ход педали сцепления; время. При этом имитировалось выполнение технологического цикла "загрузка-разгрузка ковша", который состоит из следующих операций: подъезд к перемещаемому грунту и набор его в ковш; отъезд задним ходом и подъезд с разворотом на 90° к месту выгрузки грунта из ковша; отъезд задним ходом с разворотом на 90° от места выгрузки в исходное положение. В качестве грунта при проведении испытаний использовалась песчано-соляная смесь.

Анализ результатов исследований показывает, что нагруженность МС трактора при работе с фронтальным погрузчиком характеризуется относительно невысоким уровнем мощности буксования. Так, данные, представленные в табл. 1, свидетельствуют о том, что максимальная мощность трения МС дости-

Табл. 2. Суммарные значения параметров буксования МС за один цикл "загрузка-разгрузка ковша" при работе трактора класса 1,4 с фронтальным погрузчиком ДЗ-133

Диапазон, передача	Суммарная работа буксования, кДж	Суммарное время буксования $t_{\Sigma}$ , с	Продолжительность цикла $t_{\text{ц}}$ , с	$t_{\Sigma}/t_{\text{ц}}$ , %
III-3	153,7	16,5	48,8	34
II з.х.- 3				
III-1	97,1	16,6	46,5	36
II з.х.-1				

гала примерно 32 кВт при работе на третьей передаче III диапазона. В то же время суммарная работа буксования МС ( $A_{\Sigma}$ ) за цикл достигает больших значений. В частности, по данным табл. 2,  $A_{\Sigma}$  лежит в пределах 100 кДж при движении на первой передаче и 150 кДж – при движении на третьей передаче. При этом наиболее напряженный режим работы МС наблюдается при выполнении операций по набору грунта в ковш и перемещению его к месту выгрузки. На этих операциях работа буксования МС составляет примерно 50 % ее суммарного значения за весь цикл (см. табл. 1 и 2). При этом следует иметь в виду, что работа буксования МС на операциях по набору грунта зависит от его физико-механических свойств и может возрасти по сравнению с приведенными данными при перемещении таких грузов, как глина, навоз и т.д. Столь высокие значения суммарной работы трения МС объясняются большой длительностью буксования МС, достигающей примерно 17 с за цикл "загрузка-разгрузка ковша", что составляет около 35 % продолжительности всего цикла. Это обусловлено необходимостью корректировки скорости движения трактора путем существенного увеличения продолжительности включения МС по сравнению с рекомендуемыми его значениями, находящимися в пределах 0,8 ... 1,2 с [1].

Невысокие уровни мощности трения МС в процессе работы трактора с фронтальным погрузчиком обуславливают и небольшие поверхностные температуры пар трения МС, максимум которых наблюдается при выполнении операций по набору грунта в ковш и лежит в пределах 120...190 °С. Однако поверхностные температуры могут заметно возрасти при неточных действиях водителя в процессе выполнения отдельных операций цикла. Так, в одном из опытов была зарегистрирована поверхностная температура маховика 320 °С из-за неправильного выбора водителем режима работы.

Таким образом, основной причиной снижения долговечности пар трения МС при работе трактора с фронтальным погрузчиком является большая продолжительность буксования муфты при выполнении операций технологического цикла, что обуславливает высокий уровень ее энергозагруженности.

Как показывают результаты испытаний [2], в условиях длительных и час-

тых пробуксовок, благодаря принудительному теплоотводу от пар трения охлаждающей жидкостью, удовлетворительно работают мокрые МС. Вследствие этого одним из реальных путей повышения долговечности МС тракторов, эксплуатирующихся с фронтальными погрузчиками, является применение мокрых МС.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пути повышения долговечности фрикционных устройств в машиностроении / А.И. Скуртул, П.А. Стецко, А.С. Поварехо и др. Мн., 1985. 2. Некоторые результаты экспериментальных исследований мокрой муфты сцепления энергонасыщенного трактора / А.И. Скуртул, А.П. Стецко, А.Б. Бруек, М.Е. Логиновский // Механизация и электрификация сел. хоз-ва. Мн., 1987. Вып. 30.

УДК 629.111-592.001.66

Г.И. МАМИТИ, канд. техн. наук (ММИ),  
А.Л. МАТЯШ (НПО "Центр")

#### РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУРНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ТОРМОЗНОГО БАРАБАНА АВТОМОБИЛЯ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Торможение движущегося автомобиля сопровождается нагревом тормозного барабана из-за фрикционного взаимодействия его поверхности с колодкой. В зависимости от массы автомобиля, его скорости и условий торможения меняется характер распределения температуры в различных частях барабана. Установлено, что на начальном этапе торможения температура барабана может достигать  $200^{\circ}\text{C}$ , а ее градиент  $\partial T/\partial r - 300^{\circ}\text{C}/\text{см}$  [1, 2]. Во время торможения скорость автомобиля падает, а энергия нагрева уменьшается, что приводит к снижению температурного градиента. На заключительном этапе торможения температура барабана может составлять  $300^{\circ}\text{C}$  [1].

Термическое состояние барабана близко к осесимметричному из-за малого разброса локальных температур в тангенциальном направлении.

Опыт использования метода конечных элементов (МКЭ) для расчета напряжений вращающегося барабана показал [3], что если нагрузки осесимметричны, можно использовать двумерные осесимметричные конечные элементы. С учетом этого для анализа температурных напряжений тормозного барабана применялись двумерные восьмиузловые элементы. Объектом исследования был выбран барабан автомобильного тормоза, размеры которого указаны на рис. 1. Механические параметры материала: модуль Юнга —  $16 \cdot 10^4$  Н/мм<sup>2</sup>; коэффициент Пуассона — 0,3; коэффициент температурного расширения —  $0,13 \cdot 10^{-4}$  1/°C. Применительно к условиям торможения процесс нагрева и распространения температуры в барабане упрощенно можно разбить на 2 этапа. На первом этапе, согласно [2], температура контактной поверхности (рис. 2) равна  $200^{\circ}\text{C}$ , а наружной охлаждаемой —  $20^{\circ}\text{C}$ , на втором температура всей цилиндрической части равна  $300^{\circ}\text{C}$ , в области закрепления барабана —  $100^{\circ}\text{C}$ .

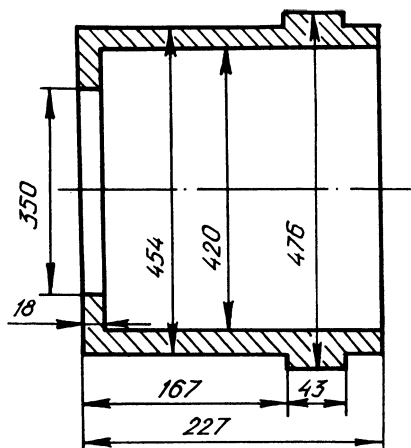


Рис. 1. Размеры барабана

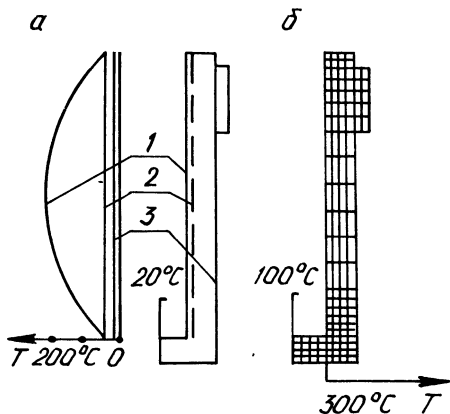


Рис. 2. Распределение температуры в барабане и схема дискретизации на элементы:

*a* – начальный этап торможения; *б* – заключительный этап торможения; 1 – температура при  $r = 210$  мм; 2 – 215 мм; 3 – 227 мм

Использование квадратичных восьмиузловых элементов позволяет производить достаточно точную интерполяцию нелинейного распределения.

Конечно-элементная реализация в осесимметричной постановке проводилась по схеме, представленной на рис. 2, б. Учитывая симметрию, половина осевого сечения дискретизировалась на конечные элементы таким образом, что по толщине располагалось 4 элемента. Конечно-элементная сетка содержит 118 изопараметрических элементов с 421 узлами.

Граничные условия полного закрепления налагались на узлы, расположенные в области крепления барабана к ступице. Температура в узлах задавалась по схеме на рис. 2.

В результате расчетов с использованием МКЭ были получены узловые перемещения, а также компоненты тензора напряжений  $\{\sigma\} = \{\sigma_r, \sigma_z, \tau_{rz}, \sigma_\theta\}$  для начального и конечного этапа торможения (рис. 3).

Для начального этапа максимальные сжимающие напряжения наблюдаются на контактной поверхности барабана, где  $T = 200^\circ\text{C}$  (рис. 3). Максимум сжимающих напряжений равен  $-380$  МПа. Максимум растягивающих напряжений ( $\sigma_{\text{ср}} = 97$  МПа) расположен на охлаждаемой поверхности барабана, противоположной области высокой температуры. В кольцевой части барабана максимальные растягивающие напряжения ( $\sigma_r = 73$  МПа) наблюдаются в области крепления барабана.

Для этапа окончания торможения картина распределения напряжений выглядит иначе (рис. 3). Максимальные сжимающие и растягивающие напряжения расположены в области крепления барабана к ступице. Максимум растягивающих напряжений  $\sigma_r$  равен 502 МПа, а максимум сжимающих  $\sigma_r$  составляет  $-572$  МПа. В области, близкой к цилиндрической части барабана, напряже-

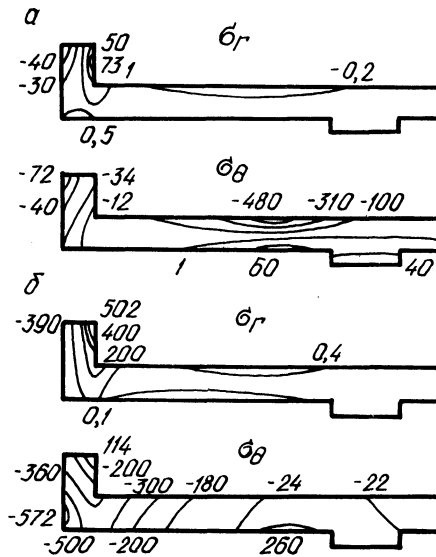


Рис. 3. Распределение изолиний напряжений (МПа) в барабане:  
 а – начальный этап торможения; б – конечный этап торможения

ния уменьшаются. В цилиндрической части растягивающие напряжения доходят до 73 МПа, а сжимающие  $\sigma_{\theta}$  не превышают  $-300$  МПа. По мере приближения к свободному краю барабана общий уровень напряжений падает до нуля.

Таким образом, результаты решения задачи термоупругости при заданных температурных полях показывают, что на начальном этапе торможения, когда резко повышается температура контактной поверхности барабана, при максимальном градиенте максимальные растягивающие напряжения возникают на охлаждаемой наружной поверхности цилиндрической части барабана. В кольцевой части напряжения в 1,25 раза меньше. На заключительном этапе торможения, когда температура цилиндрической части равна  $300^{\circ}\text{C}$ , а градиент  $\partial T/\partial r$  в цилиндрической части близок к нулю, максимальные растягивающие напряжения возникают в зоне крепления барабана к ступице. Абсолютный максимум напряжений имеет место на заключительном этапе торможения.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. М а м и т и Г.И. К расчету температурных напряжений тормозного барабана автомобиля // Автомоб. пром. 1983. № 1. 2. М а м и т и Г.И. Расчет температурных напряжений тормозного барабана автомобиля // Автотракторостроение. Мн., 1983. Вып. 18. 3. М а м и т и Г.И., М а т я ш А.Л. Расчет барабана трансмиссионного тормоза методом конечных элементов / Надежность мелиоративных машин. Горки, 1987.

## К РАСЧЕТУ ЗУБЧАТЫХ МУФТ

Зубчатые муфты, применяемые в трансмиссиях тракторов, автомобилей, станков, дорожно-строительных и других машин, выполняют такие функции, как соединение или разъединение валов, соединение деталей приводов с валами, компенсируют перемещения в определенных пределах соединяемых валов, позволяют применять в трансмиссиях шестерни постоянного зацепления и др.

Широкое применение и конструктивное многообразие зубчатых муфт пока не обеспечило всестороннего подхода к пониманию процессов, происходящих в них, и не привело к получению аналитических расчетов, обеспечивающих их надежную работу. Анализ описаний к патентам и авторским свидетельствам на изобретения зубчатых муфт за последние годы указывает на продолжающийся широкий поиск создания новых конструкций зубчатых муфт и отыскание решений, направленных на устранение имеющихся недостатков в их работе и получение новых качеств зубчатых муфт. Сложные процессы, происходящие в муфте при передаче нагрузки, зависят от типа ее конструкции. Как известно, муфты классифицируются как по конструктивным признакам — состоящие из двух элементов (двухполумуфт), из трех элементов (муфты с обоймами), так и по характеру нагруженности элементов.

При вращении зубчатых муфт характер распределения зазоров между рабочими поверхностями в двух- и трехэлементных соединениях при параллельном смещении, перекосе, а также при смещении и перекосе одновременно подчиняется определенному закону.

Число работающих зубьев муфты описывается математически. Модель процесса поворота абсолютно жесткой муфты и график изменения зазоров на каждом зубе позволяют рассчитать число зубьев, передающих нагрузку, и характер изменения их за один цикл.

На основании кинематического и силового анализа, подтвержденного экспериментально, можно сделать вывод о том, что направление радиальной неуравновешенной силы и момента взаимосвязано с направлением относительного смещения элементов муфты. В случае, если это смещение вызвано погрешностями монтажа, изготовления или внешними радиальными силами, смещение вне зависимости от поворота муфты всегда направлено в одну сторону — "стационарная несоосность". При возникновении несоосности вследствие зазоров в зубчатых элементах муфты эксцентриситет как бы вращается вместе с муфтой — "соосная муфта".

Стационарная несоосность приводит к возникновению скольжения в муфтах, что вызывает их износ или самовыключение. Соосные муфты склонны как бы к "заклиниванию", так как радиальная неуравновешенная сила вращается вместе с муфтой и действует в направлении смещения до уравновешивания силами контактных деформаций.

В реальных условиях чисто соосных или стационарно несоосных муфт нет, а каждая муфта представляет их комбинацию.

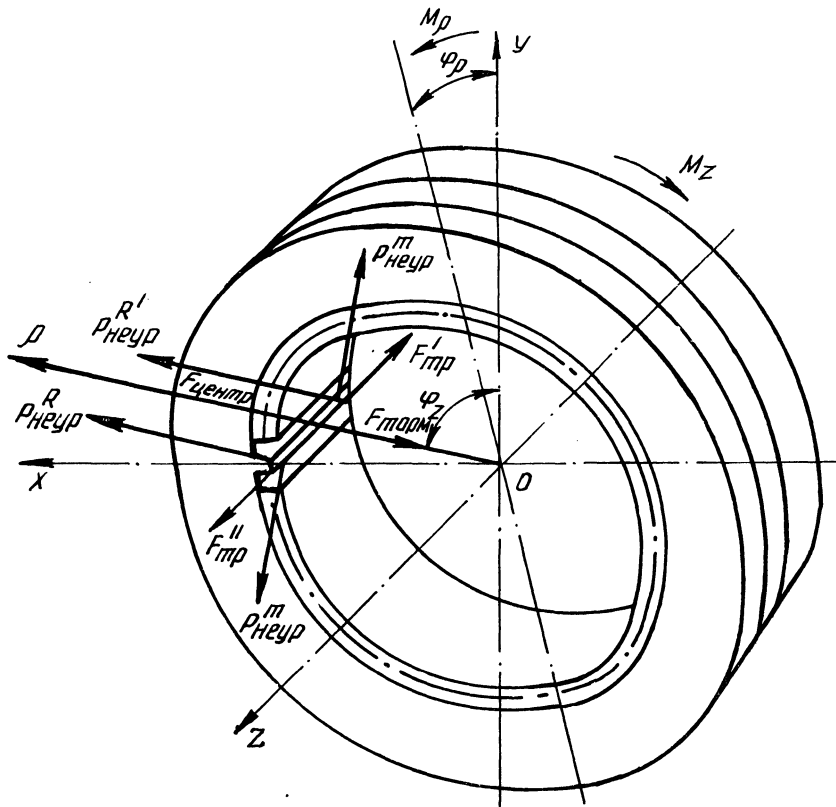


Рис. 1. Зубчатая муфта:

$R_{\text{неур}}$  — неуравновешенные радиальные силы;  $F_{\text{центр}}$  — центробежная сила;  $F_{\text{тр}}$  — силы трения;  $M$  — крутящие моменты

На основании изучения сил, действующих в зубчатой муфте коробки передач, разработана динамическая модель муфты, описываемая системой дифференциальных уравнений (рис. 1):

$$\begin{aligned}
 I_z \ddot{\varphi}_z &= [1 + k_1 \sin(ni_{\text{дм}} \varphi_z)] \eta i_{\text{дн}} M_{\text{дв}} - M_{\text{кол}} \eta i_{\text{м.к}} + \\
 &+ M_{\text{дв}} k_2 \eta i_{\text{дм}} \sin\left(\frac{A \varphi_z}{\dot{\varphi}_{0z}}\right) - M_{\text{кол}} \eta i_{\text{м.к}} k_3 \sin\left(\frac{B \varphi_z}{\dot{\varphi}_{0z}}\right); \\
 m \dot{\rho} &= \sin(\varphi_z - \alpha_3) \cdot \left( \sum_{i=1}^{z_p} F_{\text{неур}} \operatorname{tg} \alpha_3 - \sum_{i=1}^{z_p} F_{\text{неур}} f_{\text{тр}} \operatorname{ctg} \alpha_3 \cdot [\dot{\rho}] \right) - \\
 &- k_4 \sum_{i=1}^{z_p} F_{\text{неур}} \sin\left[\frac{z_{\text{кол}}}{z_{\text{муф}}} (\varphi_z - \alpha_3)\right] \operatorname{tg} \alpha_3 - c_1 \dot{\rho} - F_{\text{конт}} (|\dot{\rho}|)
 \end{aligned}$$



$$\begin{aligned}
& - \delta_{\max}^{\rho} \text{sign}(|\rho|) - \delta_{\max}^{\rho} [\rho] + m (\dot{\varphi}_z)^2 \rho ; \\
m \ddot{z} = & \sum_{i=1}^{z_p} F_{\text{неур}} \text{ctg} \alpha_3 \cdot f_{\text{тр}} \cos(\varphi_z - \alpha_3) - \sum_{i=1}^{z_p} F_{\text{неур}} \text{ctg} \alpha_3 \cdot f'_{\text{тр}} \cos(\varphi_z + \\
& + \alpha_3) - F_{\text{вилк}} (|z| - z_{\max}) \text{sign}(|z| - z_{\max}) [z] ; \\
I_{\rho} \ddot{\varphi}_{\rho} = & \sum_{i=1}^{z_p} M_{\text{неур}} - \varphi_{\rho} \cos(\varphi_z - \alpha_3) c_1 - M_{\text{конт}} (|\varphi_{\rho}| - \varphi_{\delta \max}) \times \\
& \times \text{sign}(|\varphi_{\rho}| - \varphi_{\delta \max}) [\varphi_{\rho}] - \sum_{i=1}^{z_p} M_{\text{неур}} \dot{\varphi}_{\rho} f_{\text{тр}} c_2 ; \\
\dot{\varphi}_z (\rho + r_{\text{д}}) \text{tg} \varphi_{\rho} = & \dot{z} ,
\end{aligned}$$

где  $I_z$  — момент инерции муфты относительно оси  $z$ ;  $\varphi_z$  — угловая координата муфты;  $\dot{\varphi}_{0z}$ ,  $\dot{\varphi}_z$  — соответственно средняя и текущая частота вращения муфты;  $\ddot{\varphi}$  — угловое ускорение муфты;  $M_{\text{дв}}$  — момент, передаваемый муфтой;  $k_1$  — коэффициент пульсации двигателя;  $n$  — число цилиндров двигателя;  $i_{\text{дм}}$  — передаточное число от привода до муфты;  $\eta$  — КПД соответствующего участка;  $k_2$  — коэффициент пульсации системы двигатель—муфта;  $k_3$  — коэффициент пульсации системы муфта—колеса;  $M_{\text{кол}}$  — крутящий момент на колесах;  $i_{\text{м.к}}$  — передаточное число от муфты до колес;  $A$  — собственная частота упругих крутильных колебаний системы маховик—муфта;  $B$  — собственная частота упругих крутильных колебаний системы муфта—колеса;  $m$  — масса муфты;  $\rho$  — полярная координата смещения зубчатой муфты;  $F_{\text{неур}}$  — неуравновешенная радиальная сила;  $\alpha_3$  — угол зацепления;  $f_{\text{тр}}$  — коэффициент трения;  $F_{\text{конт}}$  — усилия контактных деформаций в зубьях муфты;  $\delta_{\max}^{\rho}$  — максимальный радиальный зазор;  $z_p$  — число работающих зубьев муфты;  $k_4$  — коэффициент пульсации:  $k_4 = 0,2$ ;  $z_{\text{кол}}$  — число зубьев колеса, сопряженного с муфтой;  $z_{\text{муф}}$  — число зубьев муфты;  $c_1$  — коэффициент демпфирования;  $z$  — координаты перемещения муфты вдоль оси вала;  $f'_{\text{тр}}$  — продольный коэффициент трения;  $F_{\text{вилк}}$  — сила сопротивления вилки;  $I_{\rho}$  — момент инерции зубчатой муфты относительно оси  $\rho$ ;  $\varphi_{\rho}$  — угловая координата, характеризующая перекос муфты;  $M_{\text{неур}}$  — неуравновешенный момент от радиальной неуравновешенной силы;  $M_{\text{конт}}$  — момент от контактных деформаций;  $\varphi_{\delta \max}$  — максимально возможный угол перекоса муфты;  $C_2$  — коэффициент демпфирования;  $r_{\text{д}}$  — диаметр делительной окружности зубчатой муфты.

Система дифференциальных уравнений движения зубчатой муфты коробки передач трактора или автомобиля может быть решена численными методами с помощью ЭВМ.

Анализ численного решения уравнений, описывающих математическую модель зубчатой муфты переключения диапазонов в коробке передач трактора МТЗ-100, показал, что эта муфта склонна к самовыключению, причем усилие и

скорость самовыключения тем больше, чем больше передаваемый муфтой момент, что подтвердилось исследованиями, проведенными на заводе.

Предложенная динамическая модель зубчатой муфты является открытой. Поэтому в нее могут быть введены любые требуемые параметры в соответствии с предложенными уравнениями, возможно введение новых членов функций, уточненных значений параметров, могут быть учтены дополнительные факторы, возникающие при экспериментальных исследованиях реальных зубчатых муфт.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. С в и д е р с к а я Л.В. Совершенствование метода расчета зубчатых муфт короб передач автомобилей и тракторов в целях улучшения их работоспособности: Дис. ... канд. техн. наук. Челябинск, 1985.

УДК 629.113-587

В.В. ВАНЦЕВИЧ, канд. техн. наук,  
Г.А. ВАЛЮЖЕНИЧ (БПИ)

### ВЕРОЯТНОСТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧИХ РЕЖИМОВ ДИФФЕРЕНЦИАЛОВ АВТОПОЕЗДОВ

Создание конструкций дифференциалов, обладающих значительной долговечностью, требует поиска новых методов их расчета и прежде всего расчета на износ трущихся деталей этих механизмов.

Первым этапом при разработке такого метода является моделирование рабочих режимов дифференциала с учетом случайного характера эксплуатационных факторов.

Цель статьи — разработать метод вероятностного моделирования силовых и скоростных режимов работы межколесных дифференциалов магистральных автопоездов с учетом основных эксплуатационных факторов для применения в расчетах на износ трущихся деталей дифференциалов.

К основным трущимся сопряжениям дифференциалов относятся контакты сателлита с крестовиной и корпусом механизма, полуосевых шестерен с корпусом. Нагрузки, от которых зависят контактные давления в сопряжениях указанных деталей, вычисляются по формулам:

окружная сила в контакте одного сателлита с крестовиной

$$F_w = M_0 / 4r_B, \quad (1)$$

осевая сила в контакте опорной шайбы полуосевой шестерни и корпуса

$$Q_{\Pi} = \frac{M_0}{2r_{\Pi}} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta, \quad (2)$$

осевая сила в контакте опорной шайбы сателлита и корпуса

$$Q_c = \frac{M_0}{r_c} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta, \quad (3)$$

где  $M_0$  — крутящий момент на корпусе дифференциала;  $r$  — радиус приложения силы  $F_w$  относительно оси вращения механизма;  $r_n$  и  $r_c$  — средние радиусы зацепления соответственно полуосевой шестерни и сателлита;  $\alpha$  — угол зацепления;  $\delta$  — половина угла делительного конуса сателлита.

Скорости относительного вращения звеньев межколесного дифференциала рассчитываются по формулам [1]:

$$\omega_c = \frac{u_{к.п} z_n B}{2r_k^0 z_c} \frac{v_a}{R}, \quad (4)$$

$$\omega_n = \frac{u_{к.п} B}{2r_k^0} \frac{v_a}{R},$$

где  $\omega_c$  и  $\omega_n$  — угловые скорости вращения сателлита и полуосевой шестерни относительно корпуса;  $u_{к.п}$  — передаточное число колесной передачи;  $z_c$  и  $z_n$  — число зубьев сателлита и полуосевой шестерни;  $B$  — колея моста;  $r_k$  — радиус колеса;  $v_a$  и  $R$  — линейная скорость и радиус поворота центра моста.

Трассу дороги можно рассматривать как совокупность прямолинейных участков и кривых, характеризующихся в плане радиусами закругления  $R_M$  и длинами  $L_M$ . Специально проведенными исследованиями [2] установлено, что радиусы  $R_M$  закругления дорог могут быть использованы с достаточной точностью для моделирования радиусов поворота  $R$  автопоезда.

Приняв скорость движения автопоезда  $v_a$  по кривой радиуса  $R_M$  длиной  $L_M$  постоянной, на основе формул (4) получим следующие зависимости для определения общего числа оборотов сателлита  $N_c$  и полуосевой шестерни  $N_n$  за время движения по кривой:

$$N_c = \frac{30\omega_c}{\pi} \frac{L_M}{v_a} = \frac{30u_{к.п} Bz_n}{2\pi r_k^0 z_c} \frac{v_a}{R_M} \frac{L_M}{v_a} =$$

$$= \frac{15u_{к.п} Bz_n}{\pi r_k^0 z_c} \frac{L_M}{R_M}; \quad (5)$$

$$N_n = \frac{15u_{к.п} B}{\pi r_k^0} \frac{L_M}{R_M}.$$

Для вероятностного моделирования режимов работы дифференциальных механизмов с использованием зависимостей (1)–(5) необходимо прежде всего располагать законами распределения случайных величин  $M_0$ ,  $v_a$ ,  $R_M$  и  $L_M$ .

Крутящий момент характеризуется обычно нормальным законом распределения и имеет достаточно тесную отрицательную корреляцию со скоростью движения [3]. В связи с этим при моделировании  $M_0$  и  $v_a$  целесообразно воспользоваться суперпозицией плотности двумерных распределений скорости и крутящего момента, значения которой рассчитывают по формуле

$$f(M_0, v_a) = \sum_{k=1}^n c_k f_k(M_0, v_a), \quad (6)$$

где  $c_k$  — коэффициент суперпозиции, отражающий долю движения на  $k$ -й передаче;  $f_k(M_0, v_a)$  — значение плотности распределения при движении на  $k$ -й передаче:

$$f_k(M_{0i}, v_{ai}) = \Delta M_0 \Delta v_a [2\pi \sigma_M^k \sigma_v^k \sqrt{1 - (r_{Mv}^k)^2}]^{-1} \times \\ \times \exp \left\{ -\frac{1}{2\sqrt{1 - (r_{Mv}^k)^2}} \left[ \frac{(M_{0i} - m_M^k)^2}{(\sigma_M^k)^2} - \right. \right. \\ \left. \left. - \frac{2r_{Mv}^k (M_{0i} - m_M^k)(v_{ai} - m_v^k)}{\sigma_M^k \sigma_v^k} + \frac{(v_{ai} - m_v^k)^2}{(\sigma_v^k)^2} \right] \right\}; \quad (7)$$

$\Delta M_0$  и  $\Delta v_a$  — длины интервалов корреляционной матрицы суперпозиции распределений крутящего момента и скорости;  $\sigma_M^k$  и  $m_M^k$  — среднее квадратическое отклонение и математическое ожидание крутящего момента на  $k$ -й передаче;  $\sigma_v^k$  и  $m_v^k$  — среднее квадратическое отклонение и математическое ожидание скорости движения на  $k$ -й передаче;  $r_{Mv}^k$  — коэффициент корреляции скорости и момента на  $k$ -й передаче;  $M_{0i}$  и  $v_{ai}$  — середины интервалов крутящего момента и скорости.

Получаемая при моделировании скорость  $v_a$  сравнивалась с критическим ее значением  $v_{кр}$  по условиям устойчивости движения. В случае превышения скорости  $v_a$  над  $v_{кр}$  принималось, что  $v_a = v_{кр}$ .

Для моделирования случайных величин  $R_M$  и  $L_M$  была проведена статистическая обработка параметров дорог БССР общей протяженностью 6300 км, в результате чего получены законы распределения радиусов, длин горизонтальных кривых и их количества на 10 км дороги (табл. 1).

На скоростной режим работы дифференциала при движении автопоезда в транспортном потоке влияют обгонные ситуации, возникновение которых носит случайный характер.

Траектория движения автопоезда при выезде из занимаемого ряда и возвращении обратно аппроксимируется дугами окружности длиной  $L_0$  и радиуса  $R_0$ . Значение  $R_0$  может быть определено из уравнения [4]

$$aR_0^2 + bR_0 + c = 0, \quad (8)$$

Табл. 1. Законы распределения параметров плана дорог

Наименование параметра	Тип	Функция распределения	Параметры законов	
			Математическое ожидание	Среднее квадратическое отклонение
Радиус кривой дороги: I-II технической категории	Дискретная	$f(x, \lambda) = e^{-\lambda} \frac{\lambda^x}{x!}$ (закон Пуассона)	4,5	—
			2,5	—
Число кривых на 10 км дороги: I-II технической категории	То же	$f(x, \lambda) = e^{-\lambda} \frac{\lambda^x}{x!}$ (закон Пуассона)	2,0	—
			2,5	—
Длина кривой радиуса, м:	Непрерывная	$f(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma}} e^{-\frac{(x-m_x)^2}{2\sigma^2}}$ (нормальное распределение)	103,46	28
			146,38	38,8
			305,63	86,9
			185,33	56,4
			410,81	119,6
			247,24	66,41
			204	53
			339,14	90,4
			521,27	196,5
			660,44	176,8
			913,68	257,9
			1187,6	369,8
			190,5	41,05
446	124,7			
599,76	196,6			

где

$$a = 4(B^2 - \Delta_6^2);$$

$$b = 4B[l_{\text{пер}}^2 + 2(L + C)l_{\text{пер}}];$$

$$c = [l_{\text{пер}}^2 + 2(L + C)l_{\text{пер}} - \Delta_6^2]^2 - [4(L + C)^2 + B^2]\Delta_6^2;$$

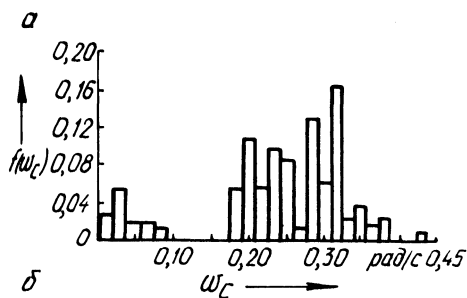


Рис. 1. Распределения параметров скоростного режима межколесных дифференциалов автопоезда МАЗ-64229+9328:

*a* – угловой скорости вращения сателлита  $\omega_c$  относительно корпуса; *b* – общего числа оборотов сателлита

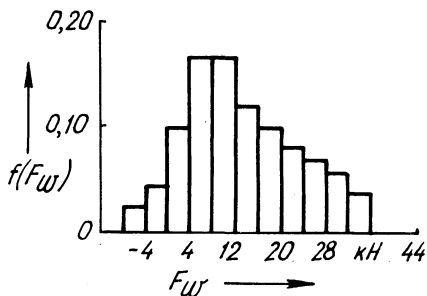


Рис. 2. Распределение окружной силы  $F_w$  в контакте сателлита с крестовиной

$B, L, C$  – колея моста, база и свес тягача соответственно;  $\Delta_6$  – зона безопасности между транспортными средствами;  $l_{пер}$  – расстояние между обгоняемым и обгоняющим транспортными средствами перед началом обгона.

Дуга  $L_0$  рассчитывается по формуле [4]

$$L_0 = \frac{\pi}{4} R_0. \quad (9)$$

Анализ уравнения (8) показал, что  $l_{пер}$  определяется минимально безопасным расстоянием, которое обеспечивает торможение и полную остановку автопоезда перед препятствием, т.е. фактически  $l_{пер}$  есть динамический габарит автопоезда, зависящий прежде всего от скорости его движения [5]:

$$l_{пер} = a_1 + b_1 v_{a0} + c_1 v_{a0}^2, \quad (10)$$

где  $a_1, b_1, c_1$  – коэффициенты параболы:  $a_1 = 19,4$ ,  $b_1 = 0,09$ ,  $c_1 = 0,101$ ;  $v_{a0}$  – скорость движения автопоезда в начале обгона.

Скорость  $v_{a0}$  зависит от того, производится обгон "с ходу" или "с ожиданием". При обгоне "с ожиданием"  $v_{a0}$  принималась равной скорости  $v_t$  движения тихоходной помехи. В случаях обгона "с ходу" снижение скорости движения автопоезда не происходит и значение  $v_{a0}$  принимается равным скорости  $v_a$ , определенной по зависимости (7) при условии, что  $v_a > v_t$ .

Как видно, для определения  $l_{\text{пер}}$  необходимо располагать случайными значениями скорости  $v_T$  транспортного потока, распределение которой, как показано исследованиями [5], не может быть описано ни одним из простых аналитических распределений с одним или двумя параметрами, но хорошо аппроксимируется функцией

$$f(v_T) = \sum_{i=1}^n P_i f_i(v_T), \quad (11)$$

где  $P_i$  — доля  $i$ -й скоростной группы в общем количестве скоростных групп  $n$  транспортного потока;  $f_i(v_T)$  — плотность вероятности скорости транспортного потока  $i$ -й скоростной группы.

Значения  $P_i$  зависят от интенсивности движения  $U_{\text{п}}$  и в расчетах принимались по данным работы [6] при  $U_{\text{п}} = 150$  авт/ч.

Для моделирования процесса обгона и определения по зависимостям (8)–(11) случайных значений  $R_0$  и  $L_0$  необходимо располагать сведениями по количеству обгоняемых машин (помех). Среднее число помех для каждой  $i$ -й скоростной группы на участке дороги длиной 10 км рассчитывалось по формуле

$$k_i = \frac{\sum_{m_i=0}^{m_{ei}} m_i P_{mi}}{\sum_{m_i=0}^{m_{ei}} P_{mi}}, \quad (12)$$

где  $m_{ei}$  — максимально возможное число помех  $i$ -й скоростной группы на участке;  $P_{mi}$  — вероятность того, что за время прохождения участка со скоростью  $v_a$  автопоезд встретит  $m_i$  тихоходных помех.

Значения  $m_{ei}$  и  $P_{mi}$  определялись по данным работы [7] с учетом ограничений обгона правилами дорожного движения. Кроме того, в процессе моделирования в соответствии с данными исследований [8] принималось, что обгон возможен только при движении на участках дорог с учетом ограничений обгона запрещающими дорожными знаками.

Из рассмотренных случайных величин одни являются непрерывными ( $M_0, v_a, v_T, L_m, L_0, v_{a_0}, S_z$ ), а другие — дискретными. В связи с этим для моделирования скоростных и силовых режимов работы дифференциалов с использованием всех приведенных выше зависимостей был применен метод Монте-Карло.

На рис. 1 и 2 показаны некоторые результаты исследований режимов работы межколесных дифференциалов автопоезда в составе тягача МАЗ-64229 и полуприцепа МАЗ-9328, полученные с использованием разработанного метода.

На рис. 1, а представлена функция распределения угловой скорости вращения сателлита относительно корпуса. Выравнивание указанного распределения по критериям "согласия" показало, что оно не аппроксимируется ни одним из известных теоретических законов распределения.



На гистограмме рис. 1, *a* можно выделить два характерных участка: первый, расположенный в интервале  $[0; 0,106]$ , соответствует движению по криволинейным участкам дороги; второй, расположенный в интервале  $[0,22; 0,52]$ , — движению на режимах обгона. При этом очевидно, что сумма относительных частот второго участка гистограммы превышает аналогичную сумму, соответствующую первому участку. Следовательно, скоростной режим дифференциала в большей степени определяется изменением кривизны траектории автопоезда при совершении обгонов. Подтверждением этому может служить еще и то, что эмпирическое среднее указанного распределения  $\bar{\omega}_c = 0,315$  рад/с находится на втором участке гистограммы, соответствующем движению на режимах обгона.

Функция распределения числа оборотов сателлита  $N_c$  на рис. 1, *b* имеет также два аналогичных участка и не аппроксимируется известными теоретическими распределениями. Максимум функции распределения в интервале  $[18,0; 19,5]$ , соответствующий относительной частоте 0,682, также подтверждает, что основное количество оборотов сателлита приходится на режимы обгона. Такой пик на участке обгонов обусловлен постоянством соотношения радиусов  $R_0$  и длин  $L$  кривых при обгонах, что следует из формулы (9). При ее подстановке в формулу (5) легко убедиться, что при совершении обгона  $N_c$  определяется только параметрами автопоезда и дифференциала и для рассматриваемого примера составляет 18,03 оборотов. Это значение, как видно, принадлежит указанному интервалу  $[18,0; 19,5]$ .

На рис. 2 показана плотность распределения окружной силы в контакте одного сателлита и шипа крестовины. Распределение также не аппроксимируется с достаточной точностью известными теоретическими законами. Отрицательные участки на гистограмме соответствуют значениям силы  $F_w$  на режимах торможения двигателем.

Таким образом, в результате проведенных исследований разработан метод вероятностного расчета силовых и скоростных режимов работы межколесных дифференциалов автопоездов с учетом случайного характера силовых и скоростных нагрузок при движении по дорогам реальной кривизны в транспортном потоке. Полученные результаты могут быть использованы для расчетов деталей дифференциала на износ.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. В а н ц е в и ч В.В., В а л ю ж е н и ч Г.А. К вопросу оценки скоростного режима работы дифференциалов тягачей // Тр. БСХА. Горки, 1988.
2. В а л ю ж е н и ч Г.А., В а н ц е в и ч В.В. Вопросы вероятностного моделирования рабочих режимов дифференциалов автопоездов // Тр. БСХА. Горки, 1989.
3. Проектирование трансмиссий автомобилей / Под ред. А.И. Гришкевича. М., 1984.
4. З а к и н Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда. М., 1986.
5. К и с л я к о в В.М., Ф и л л и п о в В.В., Ш к о л я р е н к о И.А. Математическое моделирование и оценка условий движения автомобилей и пешеходов. М., 1979.
6. С и л ь я н о в В.В., С и т н и к о в Ю.М., С а н е г и н Л.Н. Расчеты скоростей движения на автомобильных дорогах. М., 1978.
7. Р о ж а н с к и й Д.В. Выбор передаточного числа главной передачи автопоезда на основе вероятностного моделирования режимов движения. М., 1986. Деп. в НИИавтопроме 2.08.86, № 1435-ап.
8. Б а б к о в В.Ф. Дорожные условия и безопасность движения. М., 1982.

## О ЗАВИСИМОСТИ ТЕПЛОВЫХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ЭЛЕМЕНТАХ ТРАНСМИССИЙ С ГМП

Проблема снижения динамической нагруженности трансмиссий тягово-транспортных машин с гидромеханическими передачами (ГМП), обусловленной включением фрикционных многодисковых муфт, решается различными методами. Среди них применение устройств плавного включения или муфт специальной конструкции, использование рационального закона изменения динамического коэффициента трения, изменение нагрузочного и скоростного режимов работы муфты за счет отключения гидротрансформатора или применения предварительного торможения машины и др. При всем этом улучшение динамических качеств объекта, как правило, возникает вследствие увеличения длительности буксования муфт, что в свою очередь вызывает ухудшение теплового состояния фрикционных элементов из-за превышения допустимой температуры нагрева материала дисков или температуры сгорания масляной пленки на поверхностях трения. Кратковременное же буксование муфт определяет более жесткий нагрузочный режим работы ГМП и меньший нагрев дисков.

Известно [1, 2], что зависимость динамических и тепловых процессов в трансмиссии обусловлена зависимостью коэффициента трения фрикционных элементов от средней поверхностной температуры ведущего диска, удельной мощности трения и относительной скорости скольжения дисков. Немаловажную роль играют упругие, а при продолжительном буксовании — диссипативные свойства трансмиссии.

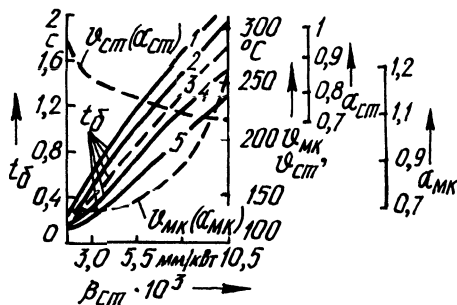
Существенное влияние на нагрев дисков оказывают их конструктивные параметры: толщина и число пар трения. Однако закономерности изменения динамических нагрузок на валах в зависимости от указанных параметров практически не изучены.

Были проведены исследования большегрузных автомобилей БелАЗ и МоАЗ с использованием конечно-разностного метода [3] расчета температурных полей в фрикционных элементах и методики моделирования неустановившихся режимов в трансмиссии [4], показавшие адекватность разработанных моделей реальным системам и удовлетворительное совпадение теоретических и экспериментальных результатов опытов. В качестве оценочных критериев приняты коэффициенты динамичности  $K_d$  на выходном валу ГМП и полуосях машины, коэффициенты нагрева  $\alpha_{ст}$  и  $\alpha_{мк}$  или средние поверхностные температуры  $\vartheta_{ст}$  стального и  $\vartheta_{мк}$  металлокерамического дисков, а также время  $t_6$  буксования муфты.

Исследования производились на средне- и высокоскоростных режимах работы машинного агрегата двигатель—гидротрансформатор, для которых характерна значительная тепловая нагруженность фрикционных элементов. Момент трения муфты принимался не зависящим от числа пар трения  $z$ , соответствующим моменту трения серийной ГМП БелАЗа. Однако учитывалось влияние изменения  $z$  на удельную мощность трения, а следовательно, и на среднюю поверхностную температуру дисков или коэффициенты их нагрева. При вариан-

Рис. 1. Зависимость критериев энергонагруженности фрикционных муфт ГМП БелАЗа от удельного показателя  $\beta_{ст}$  и числа пар трения  $z$ :

1 – 18; 2 – 16; 3 – 14 (штрихпунктирные линии); 4 – 12; 5 – 10



ции толщин фрикционных элементов – стального ведущего и металлокерамического ведомого – суммарная толщина всего пакета дисков оставалась постоянной. Отсюда увеличение толщины стального диска вызывало уменьшение на ту же величину (за счет стальной основы) толщины металлокерамического диска.

При построении графиков результатов исследований для обобщения данных и сравнения оценочных критериев автомобилей с двигателями различной мощности применяются удельные показатели  $\beta_{ст}$  и  $\beta_{мк}$  (мм/кВт), равные отношению толщины соответствующих дисков к единице максимальной мощности двигателя.

Анализ приведенных на рис. 1 зависимостей позволил установить, что время буксования муфты на экстремальном скоростном режиме (начальная скорость 240 рад/с, II ступень ГМП) повышается при увеличении  $\beta_{ст}$  и  $z$ . Причем наиболее интенсивный рост  $t_b$  характерен для большего числа пар трения, что обусловлено меньшими удельной мощностью трения и степенью нагрева дисков, влияющими на коэффициент трения и динамику переходного процесса.

Естественно, что увеличение показателя  $\beta_{ст}$  также приводит к росту  $t_b$ , которое для указанных пределов  $\beta_{ст}$  при заданном числе пар трения более значительно, чем при изменении  $z$ . Так, для серийной фрикционной муфты с числом  $z = 14$  время  $t_b$  увеличивается в 8,5 раз,  $\alpha_{мк}$  – почти в 2 раза, а  $\alpha_{ст}$  уменьшается в 1,4 раза. Соответственно для дисков той же муфты с показателями  $\beta_{ст} = 0,00635$  мм/кВт и  $\beta_{мк} = 0,01$  мм/кВт переход от 10 пар трения к 18 приводит к повышению длительности буксования всего в 1,8 раза, а  $\alpha_{мк}$  и  $\alpha_{ст}$  – не более чем на 5 %.

Очевидно, что с увеличением времени буксования муфты должны уменьшаться динамические нагрузки в трансмиссии. Подтверждением этому являются графики, представленные на рис. 2. На фоне общего снижения коэффициента  $K_d$  изменение его неоднозначно при различных значениях  $z$  и  $\beta_{ст}$ . Заметно сильное влияние упругих свойств трансмиссии и шин автомобиля. Поэтому графики имеют ярко выраженный колебательный характер. Например, при числе  $z = 18$  и при наиболее часто используемом в обычной практике диапазоне показателя  $\beta_{ст} = 0,0054 \dots 0,0068$  мм/кВт коэффициент  $K_d$  уменьшается в 1,1 раза. В том же случае, но при  $z$ , равном 10...14, значения  $K_d$  изменяются незначительно. В целом надо отметить, что колебательность графиков (рис. 2) уменьшается при снижении числа пар трения и показателя  $\beta_{ст}$ ,

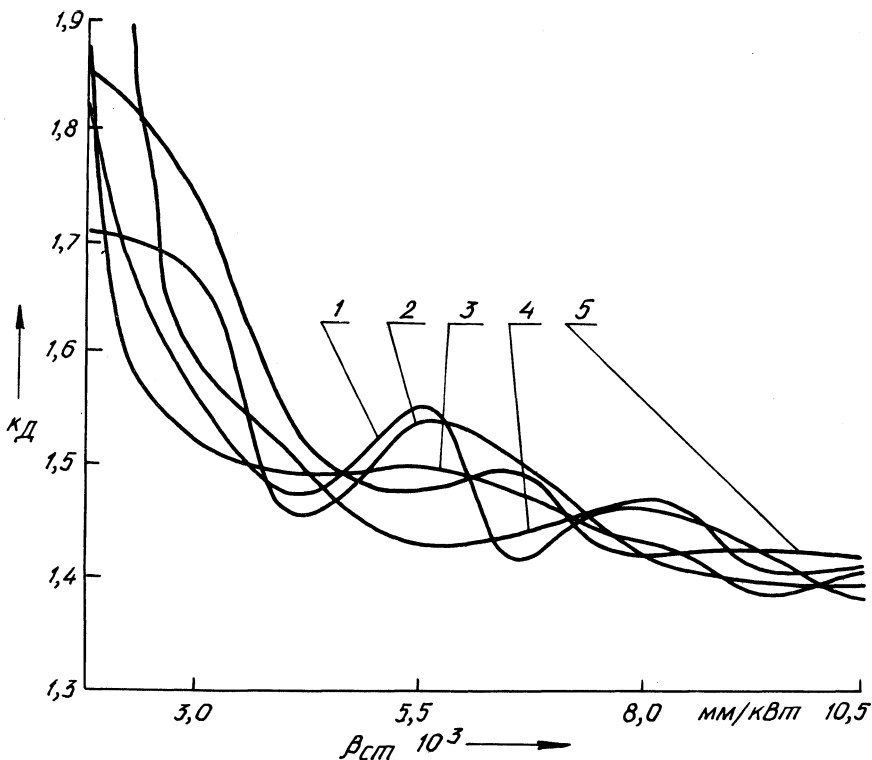


Рис. 2. Зависимость коэффициента динамичности на выходном валу ГМП БелАЗа от удельного показателя  $\beta_{ст}$  и числа пар трения  $z$  (обозначения см. по рис. 1)

стремящегося к верхней границе (0,0105 мм/кВт). Это вполне согласуется с рассмотренными ранее (рис. 1) данными.

Действительно, нагрев дисков при этом стабилизируется, следовательно, тепловые и динамические процессы в элементах трансмиссии становятся менее зависимыми друг от друга.

Аналогичные результаты получены для коэффициента динамичности на полуоси автомобиля, а также при исследованиях трогания машины с места на I ступени. Последние показали, что чем меньше податливость упругих элементов трансмиссии, тем менее вероятно появление колебательности искомых характеристик.

Таким образом, увеличение толщины дисков фрикционных муфт обеспечивает не только нормализацию их теплового режима, но и позволяет изменять динамическую нагруженность трансмиссии. Это особенно важно для высокоскоростных режимов работы машинного агрегата, которые редко поддаются "улучшению" другими методами, например путем применения клапанов плавности. Возможное уменьшение пиковых моментов на валах при  $z = 12 \dots 14$  и  $\beta_{ст} = 0,0054 \dots 0,01$  мм/кВт составляет до 10 %.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Самарцев С.Б., Тарасик В.П. Коэффициент трения фрикционной муфты со смазкой // Трение и износ. 1981. Т. II, № 4. 2. Выбор параметров фрикционных элементов многодисковых муфт / С.Б. Самарцев и др. // Автомоб. пром-сть. 1981. № 3. 3. Самарцев С.Б. Метод приближенного расчета параметров фрикционных элементов муфт гидромеханических передач // Трение и износ. 1985. Т. VI, № 2. 4. Самарцев С.Б., Тарасик В.П. Методы снижения нагрева многодисковых фрикционных муфт ГМП автомобилей // Машиноведение. 1982. № 3.

УДК 629.114.2-235

Н.Н. ГОРБАТЕНКО (ММИ)

### ВЛИЯНИЕ ЗАКОНА ВКЛЮЧЕНИЯ ФРИКЦИОНА НА ДИНАМИЧЕСКУЮ НАГРУЖЕННОСТЬ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ ПРИ ПЕРЕКЛЮЧЕНИИ ПЕРЕДАЧ

В гидроприводах управления фрикционными элементами гидромеханических трансмиссий (ГМТ) транспортных гусеничных машин применяются специальные механизмы, предназначенные для плавного включения фрикционов (МПВФ) [1]. Такие механизмы формируют управляющее воздействие на включаемый фрикцион в виде гидравлического сигнала  $p$ , изменяющегося во времени по определенному закону  $p = f(t)$ . В принципе с помощью МПВФ можно реализовать любой закон включения фрикциона: линейный, параболический, ступенчатый и т.д. В связи с этим при проектировании механизмов плавного включения фрикционов естественно возникает вопрос о степени взаимосвязи динамики переключения передач с характером нарастания давления в гидроцилиндре фрикциона.

С целью изучения этого вопроса была разработана математическая модель транспортной гусеничной машины. При составлении дифференциальных уравнений, описывающих динамику переключения передач в подсистемах двигатель—гидротрансформатор (ГТ)—планетарная коробка передач—ведущее колесо и остов—подвеска—двигатель, использовалась динамическая модель, изображенная на рис. 1, а также рекомендации работ [1, 2, 3]. В математической модели нелинейные характеристики двигателя, гидротрансформатора, коэффициента трения дисков фрикциона ( $\Phi$ ) и тормоза ( $T$ ) для пары трения сталь 65Г—МК5, а также упругие и демпфирующие свойства подвески остова машины описывались регрессионными уравнениями, полученными в результате обработки экспериментальных данных.

Исследование динамики переключения передач в зависимости от законов включения фрикционов ГМТ проводилось путем имитационного моделирования на ЭВМ переключения с первой на вторую передачу в процессе разгона машины при положении педали акселератора, соответствующем максимальной подаче топлива. Переключение на вторую передачу осуществлялось после того, как машина достигала максимально возможной скорости движения на первой передаче.

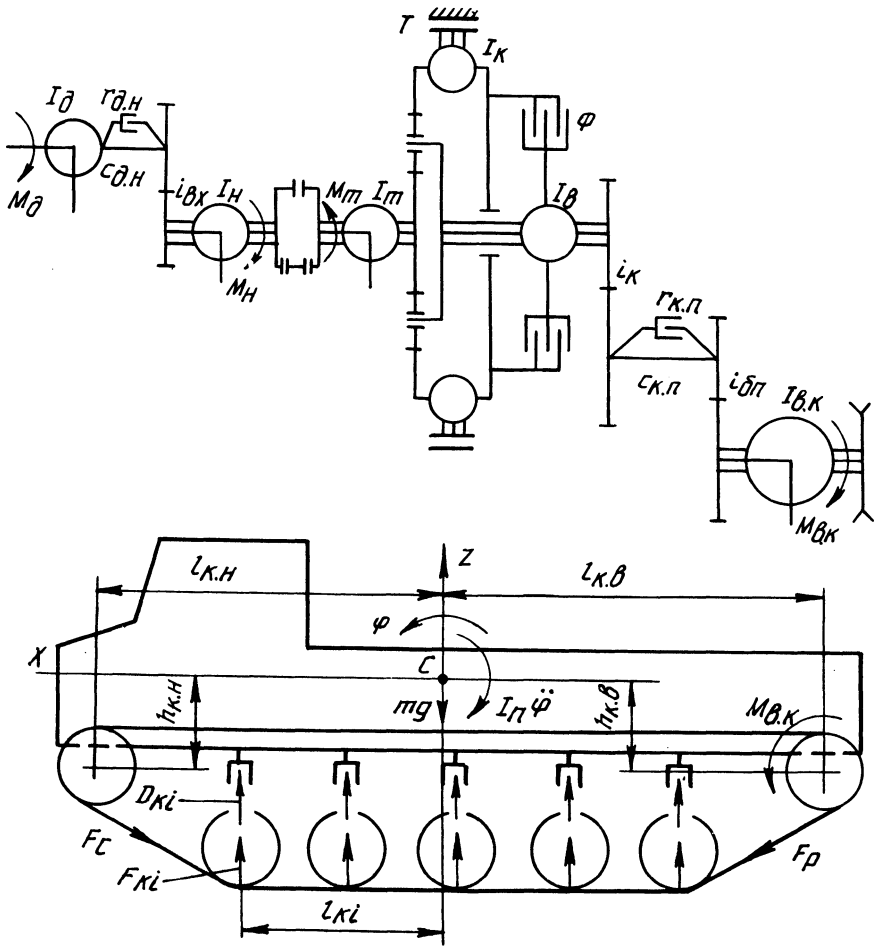


Рис. 1. Динамическая модель транспортной гусеничной машины:

$M_{д}, M_{н}, M_{т}, M_{в.к}$  — крутящие моменты соответственно на валу двигателя, насосном и турбинном колесах ГТ, ведущем колесе машины;  $I_{д}, I_{н}, I_{т}, I_{к}, I_{в}, I_{в.к}$  — моменты инерции вращающихся масс, приведенные соответственно к валу двигателя, насосу и турбинному колесам ГТ, коронной шестерне и выходному валу коробки передач, ведущему колесу;  $c_{д.н}, c_{к.п}, r_{д.н}, r_{к.п}$  — коэффициенты соответственно жесткости и демпфирования упругих элементов трансмиссии;  $I_{п}$  — момент инерции подрессоренной массы;  $m$  — масса машины;  $l_{к.н}, l_{к.в}, l_{ки}$  — расстояния по горизонтали от центра тяжести остова соответственно до осей направляющего и ведущего колес и до  $i$ -го опорного катка;  $h_{к.н}, h_{к.в}$  — расстояния по вертикали от центра тяжести соответственно до направляющего и ведущего колес;  $F_{р}, F_{с}$  — упругие силы, возникающие соответственно в рабочей и свободной ветвях гусеницы при колебаниях;  $F_{ки}, D_{ки}$  — соответственно упругая и демпфирующая силы в  $i$ -м упругом и демпфирующем элементах  $i$ -го катка

При моделировании процессов переключения передач зафиксированный темп падения давления в выключаемом фрикционе не изменялся. Продолжительность  $t_0$  фазы выбора зазоров между дисками включаемого фрикциона также была зафиксирована, при этом предполагалось, что в течение этого времени давление в гидроцилиндре равно нулю. Характер изменения давления в гидроцилиндре включаемого фрикциона в течение времени  $t_p$  нарастания давления с  $p_0$  до  $p_{\max}$  ( $p_0$  — давление в конце фазы выбора зазоров между дисками фрикциона,  $p_{\max}$  — максимальный уровень давления в гидросистеме ГМТ) описывался одним из следующих законов.

1. Закон квадратичной параболы выпуклостью вниз:

$$p_1 = p_0 + (p_{\max} - p_0)(t - t_0)^2 / t_p^2, \quad t_0 \leq t \leq t_0 + t_p.$$

2. Линейный закон:

$$p_2 = p_0 + (p_{\max} - p_0)(t - t_0) / t_p, \quad t_0 \leq t \leq t_0 + t_p.$$

3. Закон квадратичной параболы выпуклостью вверх:

$$p_3 = p_0 + (p_{\max} - p_0) [1 - (t - t_0 - t_p)^2 / t_p^2], \quad t_0 \leq t \leq t_0 + t_p.$$

4. Закон кубической параболы:

$$p_4 = p_0 + 0,5(p_{\max} - p_0) \{1 + [2(t - t_0) / t_p - 1]^3\},$$

$$t_0 \leq t \leq t_0 + t_p.$$

5. Ступенчатый закон:

$$p_5 = \begin{cases} p_0 + [(0,5p_{\max} - p_0) / 0,1](t - t_0), & t_0 \leq t \leq t_0 + 0,1; \\ 0,5p_{\max} + (0,5p_{\max} / t_p)(t - t_0 - 0,1), & t_0 + 0,1 < t \leq t_0 + 0,1 + t_p. \end{cases}$$

При  $t > t_0 + t_p$ ,  $t > t_0 + 0,1 + t_p$ ,  $p_i = p_{\max}$ ,  $i = 1, \dots, 5$ . При расчетах принималось  $t_0 = 0,5$  с,  $p_0 = 0,05$  МПа,  $p_{\max} = 1,6$  МПа, а время  $t_p$  варьировалось в пределах от 0,3 до 1,5 с с шагом 0,3 с.

В качестве выходных показателей процесса переключения передач были приняты максимальный динамический момент  $M_y$  на упругом элементе трансмиссии — для оценки динамической нагруженности трансмиссии; максимальная скорость изменения продольного ускорения центра масс машины  $\dot{v}_c$  — для оценки плавности включения фрикционного элемента ГМТ; максимальная удельная мощность трения  $\Phi_{уд}$  и удельная работа буксования  $W_{уд}$  — для оценки тепловой нагруженности фрикциона.

На рис. 2,3 приведены результаты расчета. Каждая кривая пронумерована в соответствии с номером закона изменения давления  $p_i = f(t)$ ,  $i = 1-5$ . Горизонтальные штриховые линии фиксируют уровни показателей качества  $M_y^0$ ,  $\dot{v}_c^0$ ,  $\Phi_{уд}^0$  и  $W_{уд}^0$ , полученные при моделировании переключения передач без МПВФ. Предполагалось, что давление в гидроцилиндре включаемого фрикциона изменялось по линейному закону от  $p_0$  до  $p_{\max}$  за 0,1 с.



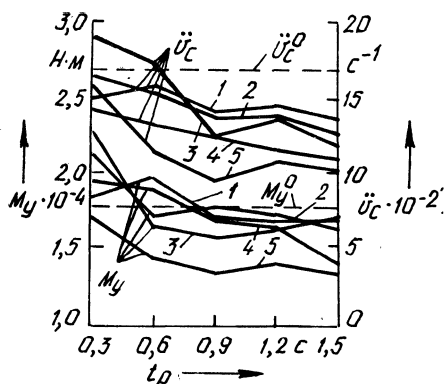


Рис. 2. Зависимости показателей качества процесса переключения передач  $M_y$  и  $\dot{v}_c$  от продолжительности нарастания давления  $t_p$  при различных законах включения фрикциона

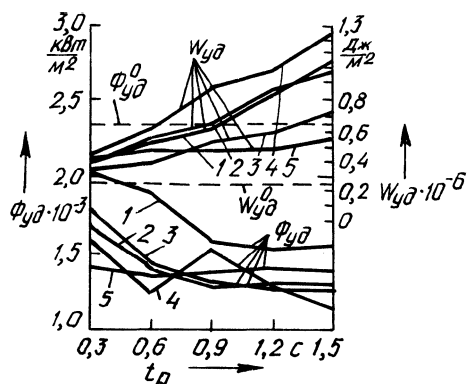


Рис. 3. Зависимости показателей качества процесса переключения передач  $W_{уд}$  и  $\Phi_{уд}$  от продолжительности нарастания давления  $t_p$  при различных законах включения фрикциона

Результаты расчета показали, что для исследованных законов включения фрикциона возможные значения  $M_y$  динамической нагруженности трансмиссии различаются в 1,7 раза, плавности включения фрикциона  $\dot{v}_c$  — почти в 2 раза, удельной работы буксования  $W_{уд}$  — примерно в 4 раза, а удельной мощности трения  $\Phi_{уд}$  — в 1,8 раза. Так как перечисленные показатели качества являются определяющими при формировании требований к процессу переключения передач, это свидетельствует о значительных потенциальных возможностях улучшения динамики процесса переключения передач за счет рационального выбора закона включения фрикциона ГМТ.

Как видно из рис. 2, 3, практически для всех исследованных законов включения фрикциона с увеличением времени нарастания давления  $t_p$  наблюдается такая общая закономерность, как снижение динамической нагруженности трансмиссии, улучшение плавности включения фрикциона, уменьшение удельной мощности трения и увеличение удельной работы буксования фрикциона. Однако наряду с отмеченной закономерностью можно выделить некоторые характерные различия. Так, например, как при ступенчатом, так и при параболическом выпуклостью вверх законах включения фрикциона в интервале изменения  $t_p$  от 0,3 до 0,9 с имеет место интенсивное уменьшение показателей  $M_y$  и  $\dot{v}_c$ . В то же время при  $t_p > 0,9$  с эти показатели при ступенчатом законе включения фрикциона практически стабилизируются, а при параболическом законе выпуклостью вверх наблюдается тенденция к их росту. Как видно из рис. 3, аналогичный эффект стабилизации характерен и для показателя  $\Phi_{уд}$ . При параболическом выпуклостью вверх, линейном и ступенчатом законах включения фрикциона в случае  $t_p \geq 0,6$  с, а также при параболическом выпуклостью вниз в случае  $t_p \geq 0,9$  с значения показателя  $\Phi_{уд}$  практически мало различимы между собой, что свидетельствует о слабом влиянии в указанных интервалах варьирования  $t_p$  характера изменения давления в гидроцилиндре включаемого фрикциона на удельную мощность трения.

Сравнивая между собой результаты расчетов процессов переключения передач как с МПВФ, так и без него можно прийти к следующим выводам. Независимо от того, какой закон включения фрикциона определяется МПВФ, его применение положительно сказывается как на тепловом режиме работы фрикциона (из-за существенного уменьшения максимальной удельной мощности трения, генерируемой на поверхностях пар трения), так и на плавности его включения. В то же время использование в гидросистеме ГМТ механизмов плавного включения фрикционов не исключает в отдельных случаях формирования на упругих элементах трансмиссии динамических нагрузок, превосходящих нагрузки при переключении передач без МПВФ. Из рис. 2 следует, что при линейном и параболическом выпуклостью вниз законах включения фрикциона динамическая нагруженность трансмиссии практически такая же, как и без МПВФ, а в интервале  $0,3 \leq t_p < 0,9$  даже превосходит ее.

Анализ результатов расчета показывает, что отмеченные выше особенности формирования переходных процессов обуславливаются прежде всего эффектом совместного влияния на динамику переключения передач характера изменения давления в гидроцилиндре включаемого фрикциона и характеристики изменения коэффициента трения фрикционной пары трения сталь 65Г—МК5 в процессе буксования фрикциона. Как известно, упомянутая пара обеспечивает параболическую скоростную зависимость коэффициента трения, для которой справедливо соотношение  $\mu_c/\mu_d > 1$ , где  $\mu_c$  и  $\mu_d$  соответственно статический и динамический коэффициенты трения [4]. При замыкании фрикциона из-за резкого нерегулируемого возрастания коэффициента трения изменение момента трения на поверхностях его пар трения носит ударный характер даже в тех случаях, когда давление в гидроцилиндре включаемого фрикциона не изменяется. Очевидно, что в такой ситуации законы включения фрикциона с достаточно высоким градиентом роста давления в момент замыкания фрикциона (к ним относятся прежде всего параболический выпуклостью вниз и линейный законы включения) еще более способствуют формированию ударного приложения момента трения, а следовательно, и формированию динамических нагрузок, превышающих в отдельных случаях нагрузки при переключении передач без МПВФ.

Таким образом, наиболее рациональным законом включения фрикциона с точки зрения обеспечения минимальной динамической и тепловой нагруженности элементов трансмиссии, а также плавности включения фрикциона, является закон, при котором давление в гидроцилиндре изменяется ступенчато, причем время его нарастания от  $0,5p_{\max}$  до  $p_{\max}$  для рассмотренного режима переключения передач должно находиться в пределах  $0,9 \dots 1,2$  с.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Платонов В.Ф., Леишвили Г.Р. Гусеничные и колесные транспортно-тяговые машины, М., 1986.
2. Тарасик В.П. Проектирование колесных тягово-транспортных машин. Мн., 1984.
3. Альгин В.Б., Павловский В.Я., Поддубко С.Н. Динамика трансмиссии автомобиля и трактора / Под ред. И.С.Цитовича. Мн., 1986.
4. Самарцев С.Б., Тарасик В.П. Коэффициент трения фрикционной муфты со смазкой // Трение и износ. 1981. Т. 11, № 4.

## ДИНАМИЧЕСКАЯ НАГРУЖЕННОСТЬ И ПЛАВНОСТЬ ХОДА БОЛЬШЕГРУЗНОГО АВТОМОБИЛЯ ПРИ ДЕТЕРМИНИРОВАННОМ ДОРОЖНОМ ВОЗДЕЙСТВИИ

Для определения экстремальных значений динамических нагрузок в узлах автомобиля и ускорений подрессоренных и непрессоренных масс используют различные типовые формы детерминированных дорожных неровностей [1]. С помощью типовых дорожных неровностей или их сочетаний можно реализовать наиболее неблагоприятные режимы экстремального динамического нагружения узлов и элементов автомобиля, например проезд выбоин, железнодорожного полотна, наезд на бордюр и др. [2]. Наибольшее распространение среди типовых дорожных неровностей при исследовании переходных характеристик колебательных процессов получили единичные косинусоидальные неровности [3].

Для анализа динамической нагруженности и плавности хода автомобиля грузоподъемностью 280 т были использованы математические модели, разработанные на основе пространственных расчетных схем и отражающие конструктивные особенности направляющих устройств следующих типов подвесок: передняя и задняя подвески зависимые с продольными и поперечными штангами; передняя подвеска на штангах с гидравлическим балансиrom (гидравлические полости упругих элементов соединены), задняя – на жестком продольном рычаге; передняя подвеска на штангах без гидравлического балансира, задняя – на жестком продольном рычаге.

В математических моделях автомобиля с вышеуказанными вариантами подвесок, состоящих из системы дифференциальных уравнений 20-го порядка, отражены вертикальные и горизонтальные поперечные колебания подрессоренных и непрессоренных масс с учетом жесткости рамы, кинематики направляющих устройств подвесок, нелинейных характеристик амортизаторов, упругих элементов и шин. Относительный коэффициент демпфирования в шине был принят равным 0,06, а в подвеске 0,3 – на ходе отбоя и 0,05 – на ходе сжатия как для груженого, так и снаряженного состояний автомобиля. Балки передних и задних мостов имели сдвоенные шины, и для каждой из четырех шин оси моделировались свои неровности. При кососимметричном расположении неровностей одновременно происходил наезд двумя левыми передними и двумя правыми задними шинами, а при одностороннем расположении – автомобиль проезжал неровности только левыми колесами сначала передней, а затем и задней осей. В качестве входного воздействия было выбрано детерминированное единичное косинусоидальное воздействие высотой 200 мм и длиной 1400 мм с высотой въезда и съезда 70 мм при скоростях проезда через неровности 10,25 и 40 км/ч.

В результате математического моделирования на ЭВМ процесса переезда автомобилем неровностей на скоростях 10, 25 и 40 км/ч получены переходные характеристики выходных параметров колебаний и динамические максимальные и минимальные значения следующих параметров: скручивающего момен-

Табл. 1. Параметры колебаний автомобиля с штанговыми подвесками

Параметр	Режим проезда					
	кососимметричный			односторонний		
	Скорость автомобиля, км/ч					
	$v=10$	$v=25$	$v=40$	$v=10$	$v=25$	$v=40$
1	2	3	4	5	6	7
<b>Скручивающий момент в раме, кН·м:</b>						
max	1053,8	465,27	2186,1	682,62	1637,5	1248,3
	97,307	77,308	127,83	103,56	164,53	242,17
min	-1515,1	-3000	-4649	-839,92	-1717,7	-3018,1
	-175,54	-414,85	-525,95	-115,17	-269,37	-314,51
<b>Усилие в передней штанге, кН:</b>						
max	382,33	184,96	573,11	364,91	227,65	307,94
	332,44	298,43	404,52	339,23	321,43	368,26
min	-345,83	-166,14	-360,8	-273,27	-317,05	-375,3
	-359,6	-265,43	-381,96	-369,69	-269,26	-385,82
<b>Усилие в задней штанге, кН:</b>						
max	270,82	218,81	305,27	169,15	180,06	193,85
	58,321	107,25	129,72	9,132	104,59	112,46
min	-428,75	-228,06	-337,39	-281,45	-271,11	-401,89
	-53,218	-129,02	-148,1	-6,5398	-69,24	-104,11
<b>Вертикальное ускорение водителя, <math>m/c^2</math>:</b>						
max	8,2902	12,464	27,147	10,895	15,52	26,26
	15,961	21,375	25,416	15,483	28,979	37,343
min	-11,118	-9,0768	-12,884	-7,7868	-11,826	-13,294
	-10,378	-23,246	-25,553	-9,6886	-21,732	-29,159
<b>Горизонтальное поперечное ускорение водителя, <math>m/c^2</math>:</b>						
max	1,8722	0,86448	2,7599	1,3944	2,3253	2,293
	7,6752	8,6299	9,0593	7,82	9,5029	9,8211
min	-1,9485	-1,2676	-4,0113	-1,8724	-1,2743	-1,9586
	-5,2085	-7,2834	-9,6475	-4,6447	-9,0067	-10,779

1	2	3	4	5	6	7		
Вертикальное ускорение кузова над передней балкой, м/с <sup>2</sup> :	max	<u>7,8167</u>	<u>9,4736</u>	<u>17,468</u>	<u>6,9361</u>	<u>9,234</u>	<u>14,977</u>	
		7,6632	16,091	19,57	7,6042	15,446	19,552	
	min	<u>-6,5269</u>	<u>-5,5115</u>	<u>-6,659</u>	<u>-5,232</u>	<u>-6,7792</u>	<u>-6,7866</u>	
		-5,9645	-10,51	-12,406	-5,7252	-11,313	-13,221	
	Вертикальное ускорение кузова над задней балкой, м/с <sup>2</sup> :	max	<u>8,9266</u>	<u>6,8051</u>	<u>9,4361</u>	<u>6,7119</u>	<u>8,2869</u>	<u>8,6621</u>
			6,3912	40,89	44,415	5,4132	33,731	55,983
min		<u>-7,4122</u>	<u>-6,3998</u>	<u>-5,1569</u>	<u>-0,91855</u>	<u>-8,5145</u>	<u>-6,3313</u>	
		-8,3851	-28,618	-30,048	-3,5553	-17,406	-22,878	

Табл. 2. Параметры колебаний автомобиля с задней подвеской на продольном рычаге (кососимметричный проезд)

Параметр	Вариант передней подвески							
	с гидробалансиром			без гидробалансира				
	Скорость автомобиля, км/ч							
	<i>v</i> = 10	<i>v</i> = 25	<i>v</i> = 40	<i>v</i> = 10	<i>v</i> = 25	<i>v</i> = 40		
1	2	3	4	5	6	7		
Скручивающий момент в раме, кН·м:	max	<u>843,2</u>	<u>1075,5</u>	<u>1363,8</u>	<u>1107,2</u>	<u>741,89</u>	<u>2297,2</u>	
		233	726,56	623,91	337,22	539,46	672,25	
	min	<u>-1155,4</u>	<u>-1361,2</u>	<u>-1240,8</u>	<u>-1761,8</u>	<u>-3217,4</u>	<u>-5199,6</u>	
		-249,9	-841,9	-798,16	-748,44	-2031,5	-2252,3	
	Усилие в передней штанге, кН:	max	<u>545,54</u>	<u>408,28</u>	<u>452,3</u>	<u>372,94</u>	<u>190,14</u>	<u>624,68</u>
			265,68	296,15	467,13	232,36	249,18	628,22
min		<u>-384,64</u>	<u>-218,09</u>	<u>-403,33</u>	<u>-306,51</u>	<u>-158,31</u>	<u>-417,53</u>	
		-316,79	-268,91	-352	-290	-224,79	-325	

1	2	3	4	5	6	7
<b>Усилия в переднем левом цилиндре, кН:</b>						
max	<u>1576,2</u>	<u>1570,6</u>	<u>1859,2</u>	<u>1818,1</u>	<u>2816,2</u>	<u>3596,1</u>
	871,6	1019,9	1182,7	956,37	2245,2	2950,8
min	<u>356,31</u>	<u>276,3</u>	<u>442,65</u>	<u>346,88</u>	<u>346,9</u>	<u>440,91</u>
	159,37	123,83	128,26	164,26	115,41	1,8516
<b>Вертикальное ускорение водителя, м/с<sup>2</sup>:</b>						
max	<u>9,8274</u>	<u>14,56</u>	<u>10,588</u>	<u>9,691</u>	<u>11,156</u>	<u>24,08</u>
	17,824	31,544	35,704	15,672	40,543	66,27
min	<u>-8,6249</u>	<u>-13,3</u>	<u>-13,061</u>	<u>-8,646</u>	<u>-9,606</u>	<u>-13,243</u>
	-14,681	-35,735	-29,82	-13,303	-24,4	-27,897
<b>Горизонтальное поперечное ускорение водителя, м/с<sup>2</sup>:</b>						
max	<u>1,9937</u>	<u>1,42</u>	<u>2,166</u>	<u>1,659</u>	<u>1,076</u>	<u>3,243</u>
	5,434	12,358	10,713	4,845	12,69	14,176
min	<u>-2,773</u>	<u>-2,82</u>	<u>-2,74</u>	<u>-1,972</u>	<u>-1,46</u>	<u>-4,392</u>
	-5,137	-13,999	-12,561	-5,285	-7,685	-9,238
<b>Вертикальное ускорение кузова над передней балкой, м/с<sup>2</sup>:</b>						
max	<u>8,388</u>	<u>7,69</u>	<u>6,157</u>	<u>8,475</u>	<u>8,965</u>	<u>16,338</u>
	10,66	15,286	21,437	9,138	24,785	40,695
min	<u>-6,521</u>	<u>-7,42</u>	<u>-6,801</u>	<u>-6,064</u>	<u>-6,474</u>	<u>-7,223</u>
	-7,208	-13,78	-12,338	-5,655	-8,919	-13,718
<b>Вертикальное ускорение кузова над задней балкой, м/с<sup>2</sup>:</b>						
max	<u>8,669</u>	<u>7,89</u>	<u>5,586</u>	<u>8,251</u>	<u>6,826</u>	<u>7,246</u>
	8,035	39,959	31,535	8,397	51,039	39,518
min	<u>-8,085</u>	<u>-6,73</u>	<u>-4,733</u>	<u>-7,708</u>	<u>-6,529</u>	<u>-4,979</u>
	-7,655	-15,84	-15,439	-8,703	-16,455	-15,59

та в раме; усилий в поперечных штангах передней и задней подвесок; деформаций и усилий в шинах передней и задней осей; ходов и усилий в упругих элементах подвесок; вертикальных и горизонтальных поперечных ускорений поддресоренных масс в точке расположения водителя; вертикальных ускорений поддресоренных масс над передней и задней осями. Результаты моделирования частично представлены в табл. 1 и 2 в виде максимальных и

минимальных положительных и отрицательных амплитуд переходных характеристик в числителе для груженого, а в знаменателе для снаряженного состояния автомобиля.

В табл. 1 приведены результаты расчета варианта зависимых передних и задних подвесок с штанговыми направляющими устройствами, в табл. 2 — расчет автомобиля с передней зависимой подвеской (с гидробалансиром и без гидробалансира) на продольных и поперечных штангах и задней подвеской на продольном рычаге.

Для варианта зависимых штанговых подвесок (передней и задней) максимальный динамический скручивающий момент в раме для груженого состояния выше в среднем в 6–8 раз, чем для снаряженного состояния при кососимметричном проезде и в 6–9,5 раза при одностороннем проезде. При передней подвеске на штангах, задней на продольном рычаге (без гидробалансира) максимальный скручивающий момент в раме у груженого автомобиля также выше, чем у снаряженного, но уже в 2,4–2,2 раза при кососимметричном расположении препятствий и в 2–3,4 раза — при одностороннем. Для подвески с гидробалансиром эта же разница составляет соответственно 4,6–1,5 и 6–1,2 раза. Наибольшие динамические скручивающие моменты в раме возникают при наезде на препятствия, расположенные кососимметрично (знак минус в таблице), что в 1,5–2 раза выше, чем при одностороннем их проезде. С увеличением скорости проезда препятствий динамические нагрузки в раме возрастают.

С введением гидравлического балансира в переднюю подвеску в диапазоне скоростей 10...40 км/ч снижаются пиковые динамические скручивающие нагрузки в раме при кососимметричном проезде в 1,5–4,2 раза для груженого и в 2,5–3 раза для снаряженного состояний. При одностороннем проезде препятствий также наблюдается снижение динамических моментов в раме в 1,1–3,5 раза для груженого и в 1,2–3,2 раза для снаряженного состояний.

Сравнивая конструкции подвесок с позиции их влияния на динамические нагрузки в раме, можно утверждать, что в груженом состоянии при кососимметричном проезде препятствий у автомобиля с подвесками на штангах динамические нагрузки на 10...15 % ниже, чем у автомобиля с задней подвеской на продольном рычаге (без гидробалансира). Такая же тенденция наблюдается и при одностороннем проезде препятствий. У снаряженного автомобиля со штанговыми передними и задними подвесками при кососимметричном проезде пиковый динамический скручивающий момент в раме в 4,2–4,3 раза меньше, чем у автомобиля с задней подвеской на продольном рычаге. При одностороннем расположении препятствий в этом случае скручивающий момент в раме также в 3–4 раза ниже.

Анализ нагрузок в поперечных штангах показывает, что при кососимметричном проезде препятствий автомобилем со штанговыми подвесками растягивающие усилия (знак "плюс" в таблице) на 10...60 % выше сжимающих. При одностороннем проезде сжимающие динамические нагрузки превышают растягивающие на 20...40 %. Нагрузки на переднюю штангу в груженом состоянии автомобиля соизмеримы с нагрузками в снаряженном состоянии и на отдельных скоростях даже имеют тенденцию к превышению. Задняя подвеска на продольном рычаге при кососимметричном и одностороннем проезде препятствий незначительно снижает динамические растягивающие и сжимающие на-

грузки в поперечной передней штанге по сравнению со штанговой задней подвеской (на 5...10 %). Введение гидробалансира в переднюю подвеску увеличивает у груженого автомобиля динамические сжимающие и растягивающие нагрузки в передней штанге при кососимметричном расположении препятствий и скоростях 10 и 25 км/ч на 40...110 %. Для одностороннего проезда препятствий увеличение при этом же диапазоне скоростей составляет 15...60 %. У снаряженного автомобиля с гидробалансирной передней подвеской также просматривается тенденция к повышению уровня нагруженности передней штанги в среднем на 10...15 % как при кососимметричном, так и при одностороннем расположении препятствий по сравнению с подвеской без гидробалансира.

Так как задняя поперечная штанга была только в одном расчетном варианте, то ее нагруженность сравним с нагруженностью передней штанги. При кососимметричном и одностороннем расположении препятствий растягивающие (положительные) усилия в штанге груженого и снаряженного автомобилей на 15...100 % меньше, чем сжимающие, т.е. наблюдается тенденция, обратная поведению передней подвески, что можно объяснить особенностью расположения поперечных штанг на автомобиле. Нагрузки, возникающие в передней и задней поперечных штангах, в груженом состоянии в общем можно считать равновеликими. При снаряженном состоянии автомобиля задняя штанга нагружена в 2—7 раз меньше, чем при груженом.

Рассматриваемые конструкции подвески оказывают также различное влияние на нагруженность шарниров и ход гидропневматических упругих элементов, нагруженность шин и ускорения поддрессоренных и неподдрессоренных масс. Так, например, гидравлический балансира в передней подвеске снижает динамические нагрузки в шарнирах ее упругих элементов в 1,8—2 раза.

Максимальные динамические нагрузки в упругих элементах превышают статические в 3,5—3,6 раза. Подвеска на продольном рычаге снижает динамические нагрузки в упругих элементах в 1,4—1,5 раза по сравнению с подвеской на штангах и практически не оказывает влияния на отрыв колес передней и задней осей. В то же время она незначительно (на 2...5 %) увеличивает динамическую нагруженность задних шин. Гидравлический балансира в передней подвеске приводит к увеличению ее динамических ходов на 10...20 % для снаряженного и 30...70 % для груженого автомобиля, и при этом у груженого автомобиля имеют место пробои передней подвески на ходе сжатия. Максимальный динамический ход сжатия и отбоя задней подвески на продольном рычаге на 30...80 % меньше, чем у подвески на штангах.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Яценко Н.Н., Прутчиков О.К. Плавность хода грузовых автомобилей. М., 1968.
2. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Элементы подвески / Пер. с нем. М., 1987.
3. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. М., 1972.



## РЕЖИМЫ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ И ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ТРАНСПОРТНОГО ПОТОКА

Интенсивность движения на автомобильных дорогах всех категорий постепенно возрастает. Поэтому в настоящее время автомобили движутся в основном в составе транспортного потока. При этом их режимы движения обусловлены не только дорожными условиями, но и параметрами транспортного потока. Так, например, при движении серийных автомобилей на двухполосных дорогах в составе транспортного потока с интенсивностью 400...500 авт/ч их скорости уменьшаются на 25...35 %, пробег на низких ступенях КП повышается примерно на 40 %, путевой расход топлива увеличивается на 15...20 % по сравнению с аналогичными параметрами при свободном движении.

При исследовании режимов движения автомобилей в транспортном потоке автотранспортные средства целесообразно разделить на три группы: высокоскоростные; среднескоростные и низкоскоростные. Это деление является условным, поскольку оно не связано непосредственно со скоростными свойствами автомобилей, а зависит от соотношения скоростей транспортного потока и отдельных автомобилей. В теории транспортных потоков принято [1] к низкоскоростным автомобилям относить те, скорость которых меньше скорости, соответствующей 15 %-й обеспеченности по кумулятивной кривой распределения скоростей движения автомобилей в заданном сечении дороги. К высокоскоростным относятся автомобили, скорости которых больше 80 %-й обеспеченности.

Наблюдения показывают, что транспортный поток на дорогах состоит из отдельных групп автомобилей. Группа — это колонна автомобилей, отделенная от впереди и сзади идущих групп временным интервалом, большим 8...10 с. Одной из основных причин образования групп в транспортном потоке является разнородность скоростных свойств отдельных автомобилей. По мере увеличения интенсивности потока количество групп автомобилей уменьшается. Параметры движения групп определяются лидером — головным автомобилем. Наиболее характерными лидерами являются: I — грузовой автомобиль; II — автопоезд; III — два грузовых автомобиля; IV — автопоезд и грузовой автомобиль; V — два автопоезда. На рис. 1, а представлена гистограмма распределения частоты видов групп автомобилей в зависимости от их лидера, а на рис. 1, б — распределение вероятностей интервалов между группами.

Для определения степени влияния состава потока на скорость его движения был проведен множественно-регрессионный анализ скоростей движения потоков при разных составах. На рис. 2 приведена средняя скорость движения транспортных потоков, имеющих разный состав, по дорогам пересеченной местности.

Анализ позволил установить следующие формулы для определения скорости групп транспортного потока в зависимости от его состава:

$$v_{г} = 1,2 v_{св} - 105 \cdot 10^{-5} v_{св} N_a + 66 \cdot 10^{-8} v_{св} N_a^2 \quad (1)$$

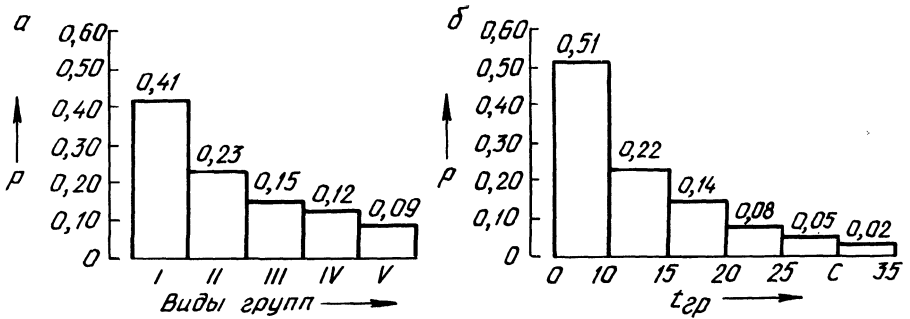


Рис. 1. Гистограмма распределения частоты видов групп автомобилей в зависимости от лидера (а) и распределение вероятностей интервалов между группами (б)

Рис. 2. Средние скорости движения транспортных потоков:

1 – при 40 % легковых автомобилей; 2 – при 70 %; 3 – при 90 %

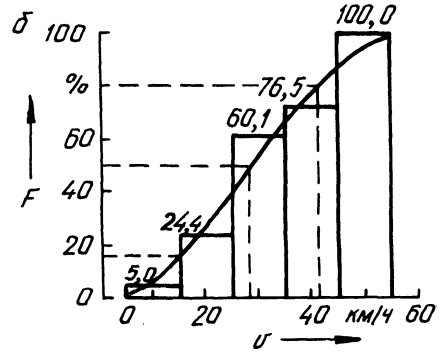
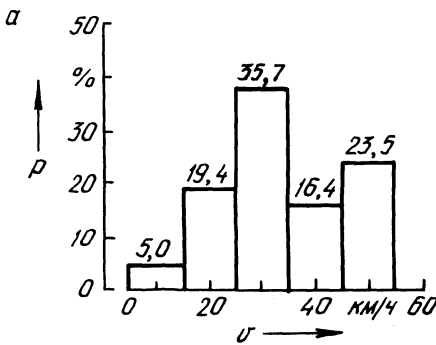
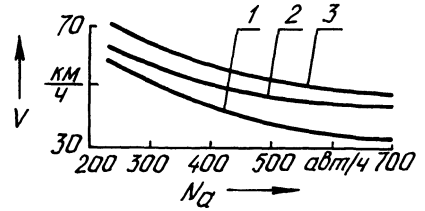


Рис. 3. Гистограмма распределения (а) и кумулятивная кривая функции распределения значения сходимостей автомобилей в транспортном потоке (б) при  $N_a = 400 \dots 500$  авт/ч

при составе: 5 % – высокоскоростные; 70 % – среднескоростные; 25 % – низкоскоростные;

$$v_{\Pi} = 1,25 v_{\text{св}} - 124 \cdot 10^{-5} v_{\text{св}} N_a + 78 \cdot 10^{-8} v_{\text{св}} N_a^2 \quad (2)$$

при составе: 50 % – высокоскоростные; 30 % – среднескоростные; 20 % – низкоскоростные;

$$v_{\Pi} = 1,3 v_{\text{св}} - 147 \cdot 10^{-5} v_{\text{св}} N_a + 101 \cdot 10^{-8} v_{\text{св}} N_a^2 \quad (3)$$

при составе: 80 % – высокоскоростные; 15 % – среднескоростные; 5 % – низкоскоростные.

Табл. 1. Режимы работы двигателя и КП автомобилей в транспортном потоке с математическим ожиданием продольных уклонов подъемов и спусков  $m_i = 10...15 \%$

Марка автомобиля	Интенсивность движения, авт/ч	Диапазон изменения математического ожидания положения ОУПТ*, %	Рабочий диапазон частоты вращения коленчатого вала двигателя, мин <sup>-1</sup>	Доля пробега на передачах (% от общего пробега)						
				II	III	IV	V	VI	VII	VIII
Газ-24	До 200	50...70	2200...2800	10...15	85...90					
	200...400	40...60	1800...2200	20	80					
	500...700	30...40	1600...2000	40...50	50...60					
УАЗ-451	До 200	75...80	2500...3000	25...30	70...75					
	200...400	60...70	2000...2500	30	70					
	500...700	50...60	1800...2300	70...75	25...30					
ЗИЛ-130	До 200	70...90	2300...2800	5	50...55	40...45				
	200...400	50...70	2200...2500	5	60...65	30...35				
	500...700	40...50	2700...3000	10	70	20				
КАЗ-4540+ПР	До 200	80...90	2000...2800			30	40	30		
	200...400	80...90	2000...2400			25...30	65...70	30		
	500...700	70...80	1800...2200			40	50	10		

\*ОУПТ — орган управления подачей топлива.

Табл. 2. Режимы работы двигателя и КП автомобилей в транспортном потоке с математическим ожиданием продольных уклонов подъемов и спусков  $m_i = 20...25 \%$

Марка автомобиля	Интенсивность движения, авт/ч	Диапазон изменения математического ожидания положения ОПТУ, %	Рабочий диапазон частоты вращения коленчатого вала двигателя, мин <sup>-1</sup>	Доля пробега на передачах (% от общего пробега)							
				II	III	IV	V	VI	VII	VIII	
ГАЗ-24	До 200	70...80	2200...2600		20	80					
	200...400	65...70	1800...2000		20	80					
	500...700	45...50	1900...2100		50...60	40...50					
УАЗ-451	До 200	80...90	2500...2700		30	70					
	200...400	70...75	1800...2000		35...40	60...65					
	500...700	50...60	2500...3000		70	30					
ЗИЛ-130	До 200	80...90	2800...3000		40...45	55...60					
	200...400	70...90	2800...3000		50...60	40...50					
	500...700	60...80	2500...2800		70...80	20...30					
КАЗ-4540+ГР	До 200	80...90	2300...2500				50...55	50...60			
	200...400	80...90	2300...2500				50	50			
	500...700	80...90	2200...2500				55...60	40...45			

В этих формулах  $v_{св}$  — скорость свободного движения автомобилей в заданных дорожных условиях, км/ч;  $N_a$  — интенсивность движения, авт/ч. Формулы (1)–(3) действительны при интенсивности движения  $N_a > 200$  авт/ч.

На рис. 3 показана гистограмма распределения и кумулятивная кривая функции распределения скоростей автомобилей в транспортном потоке при  $N_a = 400..500$  авт/ч на полосе дороги, проходящей в пересеченной местности. На рис. 3, б отмечены скорости, соответствующие 15 %-й и 80 %-й обеспеченности. Скорость 50 %-й обеспеченности соответствует средней скорости транспортного потока.

Для количественной оценки влияния параметров транспортного потока на режимы работы двигателя и трансмиссии автомобиля были проведены натурные измерения режимов работы этих агрегатов при разных интенсивностях движения и составе потока. Результаты измерений режимов работы при движении автомобилей по дороге с малым уклоном приведены в табл. 1, а по дороге с уклонами средней величины — в табл. 2.

При движении автомобиля в транспортном потоке по дорогам с малыми уклонами и небольшой интенсивностью ( $N_a = 200..400$  авт/ч) распределение доли его пробега на отдельных передачах остается почти таким же, как при свободном движении ( $N_a < 200$  авт/ч), а нагрузка на двигатель высокоскоростных автомобилей снижается. Уменьшается также средняя частота вращения коленчатого вала двигателя. Такой характер изменения режимов работы двигателя и трансмиссии высокоскоростных автомобилей объясняется их сравнительно высокой удельной мощностью и динамичностью. С увеличением интенсивности движения свыше  $N_a = 500$  авт/ч скорости движения автомобилей в потоке по сравнению со свободным его движением заметно уменьшаются, движение на высших передачах становится невозможным. Поэтому доля пробега автомобилей на промежуточных передачах с увеличением интенсивности движения постепенно возрастает. Одновременно уменьшается нагрузка на двигатель. Аналогичная тенденция, только менее ярко выраженная, наблюдается и у низкоскоростных автомобилей.

При движении транспортного потока по дорогам со средним уровнем неровностей макропрофиля режимы движения высокоскоростных автомобилей остаются практически такими же, как и на дорогах с малым уровнем уклонов. У низкоскоростных же автомобилей возрастает доля пробега на низких передачах.

Наблюдения за движением автомобилей на спусках показывают, что изменение интенсивности потока оказывает влияние на характер режимов движения транспортного потока. При малых интенсивностях (до  $N_a = 200$  авт/ч) дистанции между автомобилями в потоке достаточно велики и на спусках с продольным уклоном в пределах  $i_c = 15..20\%$  возможно движение в тяговом режиме при нагрузке на двигатель в пределах 20...30 % от полной. С повышением интенсивности потока (до  $N_a = 400$  авт/ч) дистанции между автомобилями уменьшаются и приближаются к минимальным по условию безопасности движения. В этих условиях режим работы двигателя циклический: разгон с малой интенсивностью (при нагрузке двигателя до  $\alpha = 20..30\%$  от полной), последующий переход на принудительный холостой ход на высоких передачах и торможение колесными тормозами.

Таким образом, при движении в составе транспортного потока легковые автомобили реализуют половину (40...60 %) мощности своего двигателя, а грузовые работают на высоких нагрузочных режимах на промежуточных передачах КП. При этом легковые автомобили при средних интенсивностях потока ( $N = 400...500$  авт/ч) 70...80 % общего пробега движутся в составе потока, 20...25 % приходится на обгоны. У грузовых автомобилей и автобусов на движение в составе потока приходится 85...90 %, а на обгоны — 10...15 %.

При движении автомобиля в транспортном потоке должны оптимально совмещаться два противоречивых требования: максимальная топливная экономичность при движении в составе транспортного потока и высокие скоростные свойства при свободном движении, совершении обгонов и преодолении повышенного сопротивления движению.

Интенсивность и состав транспортных потоков оказывают существенное влияние на основные технико-экономические показатели автомобиля и нагруженность его двигателя и трансмиссии. Поэтому выбор параметров, определяющих тягово-скоростные и топливно-экономические свойства автомобиля, должен производиться с учетом особенностей его движения в транспортном потоке.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. С и л ь я н о в В.В. Теория транспортных потоков в проектировании дорог и организация движения. М., 1977.

УДК 629.114.6-592-82

Ф.Л. ПЕКЕР, канд. техн. наук,  
Л.Г. КЛЕНИЦКАЯ, В.Г. ГРИНЕВИЧ (БПИ)

### ДИНАМИКА ПИТАЮЩЕЙ ЧАСТИ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА АНТИБЛОКИРОВОЧНОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Обеспечение эффективной работы антиблокировочной тормозной системы (АБС) легкового автомобиля во всем диапазоне эксплуатационных условий зависит от рационального выбора параметров узлов питающей части АБС — гидронасоса с приводом от электродвигателя и аккумулятора. На рис. 1 приведена принципиальная схема гидропривода с АБС, который может применяться в тормозной системе легкового автомобиля (показан только один контур привода).

Для математического описания динамических процессов в питающей части рассматриваемого тормозного привода были приняты следующие допущения [1]: пренебрегается влияние волновых процессов, происходящих в гидравлических магистралях; плотность, вязкость, температура и объем неразтворенного воздуха в рабочей жидкости в течение переходного процесса не изменяются.

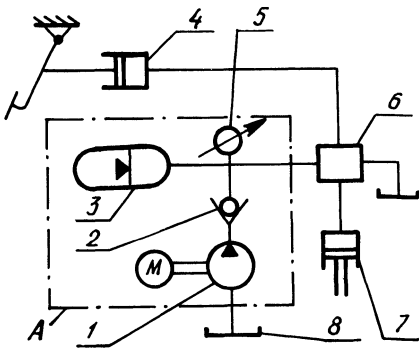


Рис. 1. Принципиальная схема гидропривода с АБС:

1 — гидронасос с электроприводом от двигателя; 2 — обратный клапан; 3 — гидроаккумулятор; 4 — главный тормозной цилиндр; 5 — датчик давления; 6 — модулятор; 7 — колесный гидроцилиндр; 8 — гидробак; А — питающая часть гидропривода

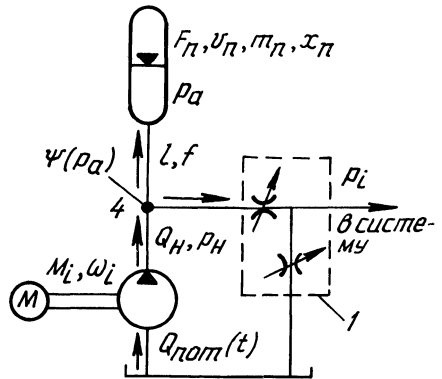


Рис. 2. Расчетная схема для анализа динамических процессов в питающей части гидропривода с АБС:

1 — модулятор

На рис. 2 приведена расчетная схема для анализа динамических процессов в питающей части гидропривода с АБС.

На основании принятых допущений и приведенной расчетной схемы была составлена математическая модель питающей части [1]:

$$\begin{cases} \dot{v}_n = F_n / m_n \{ p_a - [V_{\max} / (V_{\max} - F_n X_n)]^2 p_{\text{зар}} \} - K_n V_n ; \\ \dot{x}_n = v_n ; \\ \dot{p}_a = [Q_n - Q_{\text{ак}} - Q_{\text{пот}}(t)] / \psi(p_a) (F_n X_n + V_0 + fl) ; \\ \dot{\omega}_n = (M - q p_n) / I_n . \end{cases} \quad (1)$$

Величины, входящие в систему (1), определяются следующим образом: расход жидкости, потребляемой гидроаккумулятором,

$$Q_{\text{ак}} = F_n V_n ; \quad (2)$$

момент на электродвигателе привода насоса

$$M = \begin{cases} M_0 + \omega (M_1 - M_0) / \omega_1 & \text{при } \omega < \omega_1 ; \\ M_1 + (\omega - \omega_1) (M_2 - M_1) / (\omega_2 - \omega_1) & \text{при } \omega_1 \leq \omega < \omega_2 ; \\ M_2 + (\omega - \omega_2) (M_3 - M_2) / (\omega_3 - \omega_2) & \text{при } \omega_2 \leq \omega < \omega_3 ; \\ M_3 & \text{при } \omega \geq \omega_3 ; \end{cases} \quad (3)$$

расход жидкости, потребляемой системой,

$$Q = \begin{cases} Q_{\text{пот}}^{\min} & \text{при } \tau < \Delta t_1; \\ Q_{\text{пот}}^{\min} + (\tau - \Delta t_1)(Q_{\text{пот}}^{\max} - Q_{\text{пот}}^{\min})/\Delta t_2 & \text{при } \Delta t_1 \leq \tau < \sum_{i=1}^2 \Delta t_i; \\ Q_{\text{пот}}^{\max} & \text{при } \sum_{i=1}^2 \Delta t_i \leq \tau < \sum_{i=1}^3 \Delta t_i; \end{cases} \quad (4)$$

податливость системы в точке 4 (рис. 2)

$$\psi(p_a) = 1/(E_0 + E_v p_a) + a p_{\text{атм}} / (p_{\text{атм}} + p_a)^2; \quad (5)$$

давление, развиваемое насосом,

$$p_n = p_a + 27,5 \rho \nu l Q_n / f v_0^2 + (0,443 k_e \rho l / \sqrt{f} + 0,5 \rho \xi) Q_n^2 / f^2; \quad (6)$$

подача насоса

$$Q_n = q \omega (1 - b p_n); \quad (7)$$

мощность, потребляемая электродвигателем,

$$P = M \omega / \eta. \quad (8)$$

В приведенных формулах  $F_n, m_n, X_n, v_n, K_n$  — соответственно площадь, масса, перемещение, скорость и коэффициент вязкого трения поршня аккумулятора;  $M_0 - M_3$  — пороговые значения момента электродвигателя;  $\omega_1 - \omega_3$  — значения угловой скорости, соответствующие пороговым значениям момента электродвигателя;  $\omega$  — угловая скорость вала электродвигателя;  $Q_{\text{пот}}^{\min}$  и  $Q_{\text{пот}}^{\max}$  — минимальный и максимальный расход жидкости, потребляемой системой;  $p_a, p_{\text{зар}}, p_{\text{атм}}$  — давление в аккумуляторе, зарядки аккумулятора и атмосферное;  $V_{\text{max}}$  — максимальный объем аккумулятора;  $\tau$  — время с начала цикла потребления рабочей жидкости;  $\Delta t_1 - \Delta t_4$  — интервалы времени;  $\psi(p_a)$  — податливость системы в точке 4;  $E_0, E_v, a$  — коэффициенты для вычисления податливости [1];  $l, f$  — площадь поперечного сечения и длина гидрوليнии между насосом и аккумулятором;  $q$  — подача насоса за один радиан поворота вала;  $\rho, \nu$  — плотность и вязкость рабочей жидкости;  $k_e, \xi, b, \eta$  — коэффициенты относительной шероховатости, местных сопротивлений, утечек в насосе и полезного действия насоса с электродвигателем.

Уравнения (1)–(8) представляют собой математическую модель питающей части гидравлического тормозного привода с АБС легкового автомобиля. Их решение позволяет моделировать динамические процессы привода и определять зависимость его динамических характеристик от конструктивных параметров питающей части АБС.

На основании предложенной математической модели было разработано программное обеспечение на алгоритмическом языке ПАСКАЛЬ в операционной системе IBM PC-DOS3.30. Численное моделирование динамических процессов в питающей части АБС было проведено при следующих параметрах:  $M_0 = 10 \text{ Н} \cdot \text{м}, M_1 = 6 \text{ Н} \cdot \text{м}, M_2 = 3 \text{ Н} \cdot \text{м}, M_3 = 0,5 \text{ Н} \cdot \text{м}, \omega_1 = 50 \text{ об/с}, \omega_2 =$



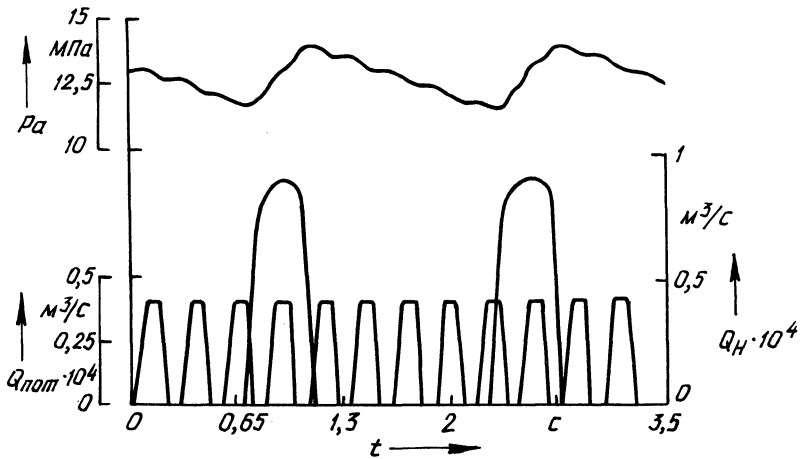


Рис. 3. Пример расчета динамических процессов в питающей части гидропривода с АБС при циклическом потреблении рабочего тела и равновесных начальных условиях

$= 150 \text{ об/с}$ ,  $\omega_3 = 500 \text{ об/с}$ ;  $F_{\text{п}} = 0,5 \cdot 10^{-3} \dots 6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ ;  $\Delta t_1 = \Delta t_3$ ;  $f = 2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ ;  $l = 0,1 \text{ м}$ .

На рис. 3 приведен пример расчета динамических процессов в питающей части гидравлического привода АБС легкового автомобиля. Принятые обозначения:  $p_a$  (МПа) – давление в аккумуляторе;  $Q_{\text{н}}$  ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) – подача насоса;  $Q_{\text{пот}}$  ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) – расход жидкости, потребляемой системой.

Таким образом, разработана математическая модель и методика динамического расчета питающей части гидропривода с АБС легкового автомобиля, позволяющая расчетным путем проводить исследование происходящих в ней динамических процессов. С помощью разработанной методики, реализованной в виде программного модуля для ППЭВМ, задаваясь рядом конструктивных параметров узлов питающей части АБС, а также расходом рабочей жидкости, можно обоснованно выбрать закон управления электродвигателем привода насоса, а также определить требуемую нагрузочную характеристику электродвигателя.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей // Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. М., 1980.

## ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧНОСТИ ГИДРОХОДОУМЕНЬШИТЕЛЕЙ С РАЗЛИЧНЫМИ ВАРИАНТАМИ ПОДКЛЮЧЕНИЯ ГИДРОПЕРЕДАЧ К ЗВЕНЬЯМ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО МЕХАНИЗМА

Для получения диапазона пониженных технологических скоростей движения трансмиссии современных тракторов снабжают ходоуменьшителями различных типов.

В настоящее время наибольшее распространение получили однодиапазонные гидроходоуменьшители (ГХУ), состоящие из трехзвенного дифференциального механизма (ДМ) и гидропередачи (ГП1) дроссельного регулирования [1]. Входное звено 1 ДМ кинематически связано с двигателем, выходное 3 — с ведущими колесами 4, а промежуточное 2 — с гидромашинной (ГМ1) ГП1 (рис. 1). К недостаткам однодиапазонного ГХУ относятся большие потери мощности на дросселирование рабочей жидкости. С целью повышения его эко-

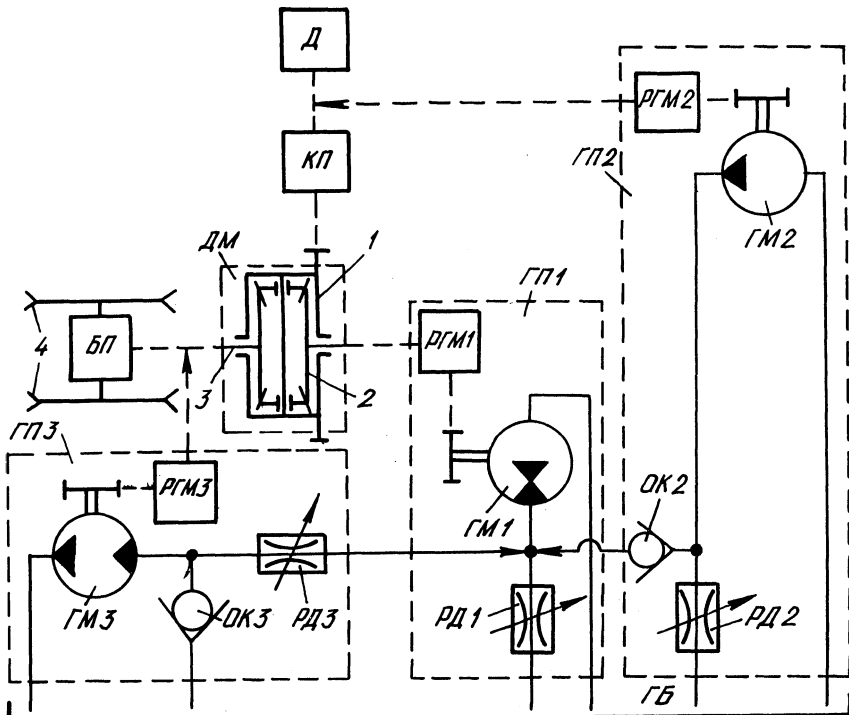


Рис. 1. Комбинированная схема гидроходоуменьшителя:

Д — двигатель; КП — коробка передач; ДМ — дифференциальный механизм; БП — бортовые (конечные) передачи; РГМ1, РГМ2 и РГМ3 — редукторы соответственно гидромашин ГМ1, ГМ2 и ГМ3; РД1, РД2 и РД3 — регулируемые дроссели; ГП1, ГП2 и ГП3 — гидропередачи дроссельного регулирования; ОК2, ОК3 — обратные клапаны; ГБ — гидробак; 1 — входное звено ДМ; 2 — промежуточное звено; 3 — выходное звено; 4 — ведущие колеса

номичности НАТИ совместно с МТЗ предложены технические решения [2–4] с общим отличительным признаком – наличием дополнительной гидропередачи (ГП2), вал гидромашин (ГМ2) которой кинематически связан с входным звеном 1 ДМ. Анализ научных публикаций [5, 6] и патентной информации показывает, что исследуются и совершенствуются только ГХУ, построенные по упомянутой схеме, причем на ее основе разработан целый ряд ГХУ, унифицированных с ходоуменьшителями тракторов "Беларусь" двух- и трехдиапазонных модификаций для энергетических средств различных тяговых классов. В БПИ была разработана схема многодиапазонного ГХУ, в котором вал дополнительной гидромашин кинематически связан с выходным звеном дифференциального механизма.

Цель статьи – сравнительный анализ основных параметров (диапазон регулирования скорости и экономичность) ГХУ, характеризующихся различными вариантами подключения гидромашин дополнительной гидропередачи.

Схема I: однодиапазонный ГХУ, состоящий из ДМ и ГП1, ГМ1 которой кинематически связана с промежуточным звеном 2. Работает в режиме двухпоточной передачи с разделением потока мощности на ДМ, при этом мощность, подводимая к промежуточному звену 2, поглощается в ГП1.

Потери мощности определяются выражением

$$\Delta P_1 = \frac{M_k \pi}{3 \cdot 10^4 u_{б.п}} \left( \frac{2n_d}{u_{к.п}} - n_k u_{б.п} \right), \quad (1)$$

где  $M_k$  – момент на ведущих колесах, Н·м;  $u_{б.п}$  – передаточное число между выходным звеном ДМ и ведущими колесами (бортовые или конечные передачи);  $u_{к.п}$  – передаточное число между валом двигателя и входным звеном ДМ (коробка передач);  $n_d, n_k$  – частота вращения соответственно вала двигателя и ведущих колес.

$$\Delta P_{1max} = \frac{M_k n_d \pi}{1,5 \cdot 10^4 u_{б.п} u_{к.п}} \quad \text{при } n_{к1min} = 0; \quad (2)$$

$$\Delta P_{1min} = 0 \quad \text{при } n_{к1max} = \frac{2n_d}{u_{к.п} u_{б.п}}, \quad (3)$$

где  $\Delta P_{1max}$  и  $\Delta P_{1min}$  – максимальное и минимальное значения потерь мощности соответственно при минимальной  $n_{к1min}$  и максимальной  $n_{к1max}$  частоте вращения ведущих колес.

Схема II: двухдиапазонный ГХУ, состоящий из ДМ, ГП1 и ГП2, ГМ2 которой кинематически связана с входным звеном 1. В первом диапазоне работает в режиме двухпоточной передачи с разделением потока мощности на ДМ (РД2 полностью открыт, ОК2 – закрыт, ГМ2 работает в режиме насоса вхолостую, ГМ1 – в режиме гидротормоза). Во втором диапазоне работает в режиме двухпоточной передачи с суммированием потоков мощности на ДМ (РД1 полностью закрыт, ОК2 – открыт, ГМ2 работает в режиме насоса, ГМ1 – в режиме гидромотора).

Потери мощности в первом диапазоне:

$$\Delta P'_{II} = \Delta P'_I; \quad (4)$$

$$\Delta P'_{II\max} = \Delta P'_{I\max} \quad \text{при} \quad n'_{кII\min} = n_{кI\min}; \quad (5)$$

$$\Delta P'_{II\min} = \Delta P'_{I\min} \quad \text{при} \quad n'_{кII\max} = n_{кI\max}, \quad (6)$$

где  $\Delta P'_{II\max}$  и  $\Delta P'_{II\min}$  — максимальное и минимальное значения потерь мощности в первом диапазоне соответственно при минимальной  $n'_{кII\min}$  и максимальной  $n'_{кII\max}$  частоте вращения ведущих колес в этом диапазоне.

Потери мощности во втором диапазоне

$$\Delta P''_{II} = \frac{M_{к\pi}}{3 \cdot 10^4 u_{б.п}} \left[ \frac{V_{гм2} u_{ргм1}}{V_{гм1} u_{ргм2}} n_{д} - (n_{к} u_{б.п} - \frac{2n_{д}}{u_{к.п}}) \right], \quad (7)$$

где  $V_{гм1}$  и  $V_{гм2}$  — рабочий объем соответственно гидромашин ГМ1 и ГМ2;  $u_{ргм1}$  и  $u_{ргм2}$  — передаточное число редукторов РГМ1 и РГМ2.

$$\Delta P''_{II\max} = \frac{M_{к\pi}}{3 \cdot 10^4 u_{б.п}} \frac{V_{гм2} u_{ргм1}}{V_{гм1} u_{ргм2}} n_{д} \quad \text{при} \quad n''_{кII\min} = n_{кI\max}; \quad (8)$$

$$\Delta P''_{II\min} = 0 \quad \text{при} \quad n''_{кII\max} = \frac{n_{д}}{u_{б.п}} \left( \frac{V_{гм2} u_{ргм1}}{V_{гм1} u_{ргм2}} + \frac{2}{u_{к.п}} \right). \quad (9)$$

Схема III: двухдиапазонный ГХУ, состоящий из ДМ, ГП1 и ГП3, ГМ3 которой кинематически связана с выходным звеном 3. В первом диапазоне работает в режиме трехпоточной передачи с первоначальным разделением потока мощности между выходным 3 и промежуточным 2 звеньями ДМ, с последующим поглощением части мощности, подводимой к звену 2 в ГП1, и передачей части мощности от ГМ1 на ГМ3 и связанное с ней выходное звено 3 ДМ (РД3 полностью открыт, ОК3 закрыт, ГМ1 работает в режиме гидротормоза и насоса, ГМ3 — в режиме гидромотора). Во втором диапазоне работает в режиме гидротормоза (РД1 закрыт, ОК3 открыт, ГМ3 работает в режиме насоса вхлостую, ГМ1 — в режиме гидротормоза).

Потери мощности в первом диапазоне:

$$\Delta P'_{III} = \frac{M_{к\pi}}{3 \cdot 10^4 u_{б.п} \left( \frac{V_{гм1}}{u_{ргм1}} + \frac{V_{гм3}}{u_{ргм3}} \right)} \left[ \frac{V_{гм1} \left( \frac{2n_{д}}{u_{к.п}} - n_{к} u_{б.п} \right)}{u_{ргм1}} - \right]$$

$$- \frac{V_{\text{ГМЗ}} n_{\text{к}} u_{\text{б.п}}}{u_{\text{ргМЗ}}}] ; \quad (10)$$

$$\Delta P'_{\text{IIImax}} = \frac{M_{\text{к}} V_{\text{ГМ1}} n_{\text{д}} \pi}{1,5 \cdot 10^4 u_{\text{б.п}} u_{\text{к.п}} u_{\text{ргМ1}}} \text{ при } \left( \frac{V_{\text{ГМ1}}}{u_{\text{ргМ1}}} + \frac{V_{\text{ГМ3}}}{u_{\text{ргМ3}}} \right)$$

$$n'_{\text{кIIImin}} = n_{\text{кImin}} = 0; \quad (11)$$

$$\Delta P'_{\text{IIImin}} = 0 \text{ при } n'_{\text{кIIImax}} = \frac{2n_{\text{д}} V_{\text{ГМ1}}}{u_{\text{к.п}} u_{\text{б.п}} \left( V_{\text{ГМ1}} + V_{\text{ГМ3}} \frac{u_{\text{ргМ1}}}{u_{\text{ргМ3}}} \right)}, \quad (12)$$

где  $V_{\text{ГМЗ}}$  – рабочий объем гидромашины ГМЗ;  $u_{\text{ргМЗ}}$  – передаточное число редуктора РГМЗ;  $\Delta P'_{\text{IIImax}}$  и  $\Delta P'_{\text{IIImin}}$  – максимальное и минимальное значения потерь мощности в первом диапазоне при минимальной  $n'_{\text{кIIImin}}$  и максимальной  $n'_{\text{кIIImax}}$  частоте вращения ведущих колес в рассматриваемом диапазоне.

Потери мощности во втором диапазоне:

$$\Delta P''_{\text{III}} = \Delta P_{\text{I}} ; \quad (13)$$

$$\Delta P''_{\text{IIImin}} = 0 \text{ при } n''_{\text{кIIImax}} = n_{\text{кImax}} ; \quad (14)$$

$$\Delta P''_{\text{IIImax}} = \frac{M_{\text{к}} n_{\text{д}} \pi}{1,5 \cdot 10^4 u_{\text{б.п}} u_{\text{к.п}}} \left( 1 - \frac{V_{\text{ГМ1}}}{\left( V_{\text{ГМ1}} + V_{\text{ГМ3}} \frac{u_{\text{ргМ1}}}{u_{\text{ргМ3}}} \right)} \right) \quad (15)$$

$$\text{при } n''_{\text{кIIImin}} = n'_{\text{кIIImax}} .$$

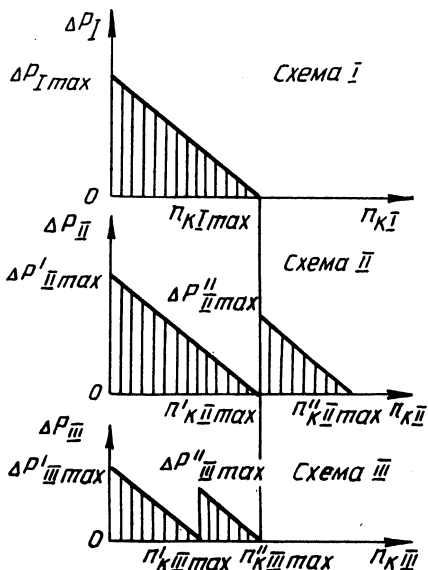
На рис. 2 представлены графики зависимостей, построенных по формулам (1)–(15). Их анализ показывает, что потери мощности в двухдиапазонном ГХУ по схеме II равны потерям мощности в однодиапазонном ГХУ по схеме I:

$$\Delta P'_{\text{IImax}} = \Delta P_{\text{Imax}} ,$$

а диапазон регулирования частоты вращения ведущих колес и скорости трактора увеличивается:

$$n''_{\text{кIIImax}} = n_{\text{кImax}} + \frac{n_{\text{д}} V_{\text{ГМ2}} u_{\text{ргМ1}}}{u_{\text{б.п}} V_{\text{ГМ1}} u_{\text{ргМ2}}} .$$

Рис. 2. Графики зависимости потерь мощности в ГХУ схем I, II и III от частоты вращения ведущих колес



Таким образом, для уменьшения потерь мощности при сохранении диапазона регулирования скорости в ГХУ по схеме II необходимо увеличивать передаточное число между выходным звеном 3 ДМ и ведущими колесами 4, т.е. вносить конструктивные изменения в трансмиссию трактора. Так как в ГХУ по схеме II гидромашина ГМ1 работает в двух режимах — насоса и гидромотора, при этом не годится насос типа НШ, применяемый в ГХУ по схеме I.

В ГХУ по схеме III потери мощности по сравнению со схемой уменьшаются:

$$\Delta P'_{III\max} = \Delta P_{I\max} \frac{V_{ГМ1}}{u_{ргм1} \left( \frac{V_{ГМ1}}{u_{ргм1}} + \frac{V_{ГМ3}}{u_{ргм3}} \right)},$$

при сохранении скоростного диапазона

$$n''_{кIII\max} = n_{кI\max}.$$

Таким образом, при использовании ГХУ по схеме III не требуется вносить конструктивные изменения в однодиапазонный ходоуменьшитель (базовую конструкцию) и трансмиссию трактора. Экономичность устройства при этом определяется рабочим объемом гидромашин и передаточными числами их редукторов.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Особенности гидроходоуменьшителей тракторов "Беларусь" и пути их совершенствования / П.А. Стецко, О.К. Довнар, В.М. Мастеровой // Тракторы и с.-х. машины. 1988. № 7. 2. А. с. 925688 (СССР). Ходоуменьшитель транспортного средства. 3. А. с. 1123900 (СССР). Гидроходопреобразователь транспортного средства. 4. А. с. 1357260 (СССР). Гидроходопреобразователь транспортного средства. 5. Об особенностях, перспективе применения и выборе оптимальных параметров двухдиапазонного тракторного гидроходоуменьшителя / В.М. Мастеровой, Ф.Г. Ворончихин // Тракторы и с.-х. машины. 1985. № 2. 6. М а с т е р о в о й В.М. Особенности работы и перспективы применения трехдиапазонного гидроходоуменьшителя // Тракторы и с.-х. машины. 1987. № 3.

## ВЫБОР МАСЛА ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ ГИДРОСИСТЕМ

Одним из резервов повышения надежности гидросистем является внедрение электронных систем управления и тщательный подбор рабочей жидкости для сельскохозяйственной техники, работающей в средней климатической зоне.

Неотъемлемым свойством существующих объемных передач являются объемные потери рабочей жидкости, вследствие которых с изменением нагрузки меняется частота вращения выходного вала мотора, достигающая 10 %. Применение электронных систем управления объемной гидропередачей позволяет учесть все параметры, влияющие на изменение частоты вращения выходного вала мотора.

Устойчивость и быстродействие гидросистем обеспечиваются, в частности, применением новых перспективных сортов масел, работающих в режиме автоматического регулирования. Поэтому при проектировании автоматизированных гидросистем большое значение приобретает правильный выбор рабочей жидкости.

Все минеральные масла растворяют воздух, однако до тех пор, пока он находится в масле в растворенном состоянии, отказы гидросистем не возникают. Трудности в эксплуатации появляются по мере падения давления (увеличения разрежения) во всасывающем тракте гидросистемы.

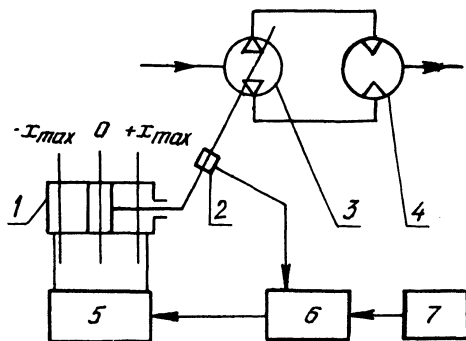
Таким образом, наличие в масле воздуха приводит к тому, что при увеличении разрежения и достижении давления выше давления насыщенных паров воздух начинает выделяться из масла, что вызывает в свою очередь недозаполнение рабочих камер насоса "чистым" маслом и соответственно уменьшение его подачи и коэффициента подачи. Иными словами, увеличение разрежения в гидролинии всасывания приводит к тому, что в гидронасос начинает поступать не "чистое" масло, а жидкость, состоящая из двух фаз: воздух + "чистое" масло. С увеличением разрежения процесс выделения воздуха идет все интенсивнее, в результате подача и коэффициент подачи гидронасоса становятся нулевыми, т.е. в гидронасос поступает воздушная смесь, в которой, возможно, присутствуют мелкие капли масла. Эта воздушно-масляная смесь создает в гидронасосе уплотнение пар трения, в результате чего и держится разрежение во всасывающем тракте.

Таким образом, при запуске гидронасоса из масла начинает выделяться воздух, который до этого находился в нем в растворенном состоянии. Попав из области низкого давления (гидролиния всасывания) в область высокого давления (гидролиния нагнетания), воздух через пары трения возвращается обратно, где какая-то его часть, возможно, растворяется в масле, а часть заполняет рабочие камеры гидронасоса. Далее процесс всасывания повторяется, т.е. в гидронасосе постоянно циркулирует воздушно-масляная смесь.

Проведенные исследования влияния наличия в масле газозаполненной со-

Рис. 1. Структурная схема объемного гидравлического привода:

1 – исполнительный гидроцилиндр; 2 – датчик обратной связи; 3 – гидронасос; 4 – гидромотор; 5 – электрогидравлический усилитель; 6 – электронное устройство; 7 – механический модуль



ставляющей, определяемой коэффициентом выделения воздуха  $k_v$ , на всасывающую способность гидронасоса показали, что с ростом разрежения  $p_{вс}$  увеличивается  $k_v$ , причем зависимость носит нелинейный характер и может быть аппроксимирована выражением

$$k_v = 4,146 p_{вс}^{0,4341}$$

В свою очередь коэффициент выделения воздуха может быть определен объемной подачей гидронасоса или коэффициентом подачи. Коэффициент подачи  $k_Q$  устанавливается на стадии проектирования гидропередачи. Таким образом, оптимальный выбор минеральных масел классов вязкости 46, 68 типа МГ-46-В, МГ-68-В, применяемых в гидропередаче сельскохозяйственной техники, предназначенной для средней климатической зоны, можно производить по двум критериям: коэффициенту выделения воздуха и коэффициенту подачи рабочей жидкости.

Однако правильный выбор масла еще не обеспечивает достаточного быстрого действия гидросистемы и ее надежности. Выбранная рабочая жидкость должна функционировать в гидросистеме, работающей в режиме автоматического регулирования. Предлагается производить автоматическое регулирование подачи рабочей жидкости следующей электрогидравлической системой.

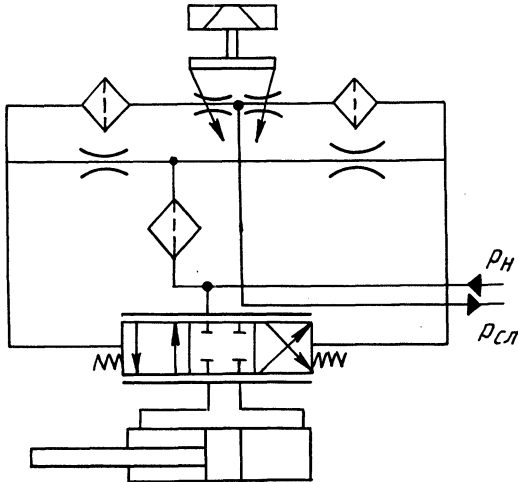
Система управления объемной гидропередачей обеспечивает стабилизацию частоты вращения вала мотора объемного гидравлического привода при переменной частоте вращения гидронасоса. Управление объемной гидропередачей осуществляется гидроцилиндром, изменяющим наклон диска гидронасоса.

Подача рабочей жидкости в гидроцилиндр производится от гидронасоса подпитки. Ее значение и направление регулируются с помощью электрогидравлического усилителя. Структурная схема объемного гидравлического привода с системой управления представлена на рис. 1.

Система работает следующим образом. Когда электрические сигналы от датчика частоты вращения вала гидромотора и задатчика равны, ток в обмотках электрогидравлического усилителя отсутствует и все подвижные элементы находятся в нейтральном состоянии (рис. 2). При этом гидравлические сопротивления всех плеч гидравлического мостика равны. Появившийся рассогласующий сигнал между валом гидромотора и задатчиком поступает в электронное устройство, где усиливается до значения тока срабатывания электрогидравлического усилителя. Заслонка электромеханического преобразователя



Рис. 2. Принципиальная схема сле-  
дящего гидропривода



под действием электромагнитных сил смещается из нейтрального положения, что изменяет гидравлическое сопротивление сопел. Следящий золотник гидрораспределителя перемещается. На торцах гидроцилиндра возникает перепад давления рабочей жидкости. Информация о состоянии объекта регулирования поступает от датчика обратной связи, соединенного со штоком исполнительного гидроцилиндра.

Таким образом, при проектировании надежных автоматизированных гидросистем предлагается применять автоматическое регулирование системы, функционирующей с рекомендуемой рабочей жидкостью. Для выбора минерального масла класса вязкости 46, 68 при определении объема воздуха, выделяющегося из него в условиях падения давления, предлагается применять приведенную ранее формулу.

УДК 629.113.3-592

Г.Ф. БУТУСОВ, А.Я. КОТЛОБАЙ, кандидаты  
техн. наук, С.Н. ШАКЛЕЕВ (БПИ),  
В.Н. КИТЧЕНКО (МТЗ)

## СТЕНДОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКОЙ РЕССОРЫ С КОМПЕНСАЦИОННЫМ УСТРОЙСТВОМ

Гидропневматическая подвеска современных гусеничных транспортных машин обеспечивает высокие показатели плавности хода. В гидропневматической рессоре со встроенным амортизатором функции упругого элемента выполняет сжатый газ, а силовая связь между газом и несущими частями блока подвески осуществляется через жидкость [1]. Недостатком подвески является нестабильность параметров при изменении теплового состояния жидкости и газа, приводящая к изменению дорожного просвета, увеличению нагружен-

ности гусеничного обвода опорных катков. Для стабилизации параметров подвески разработана конструкция гидропневматической рессоры с гидропневмоцилиндром компенсации, позволяющим изменять конструктивный объем газовой полости по сигналу реле давления рабочей полости механизма натяжения гусеницы.

Стенд для испытаний гидропневматической рессоры с гидропневмоцилиндром компенсации обеспечивает моделирование действия гусеничного обвода на опорный каток при изменении теплового состояния рессоры. Стенд

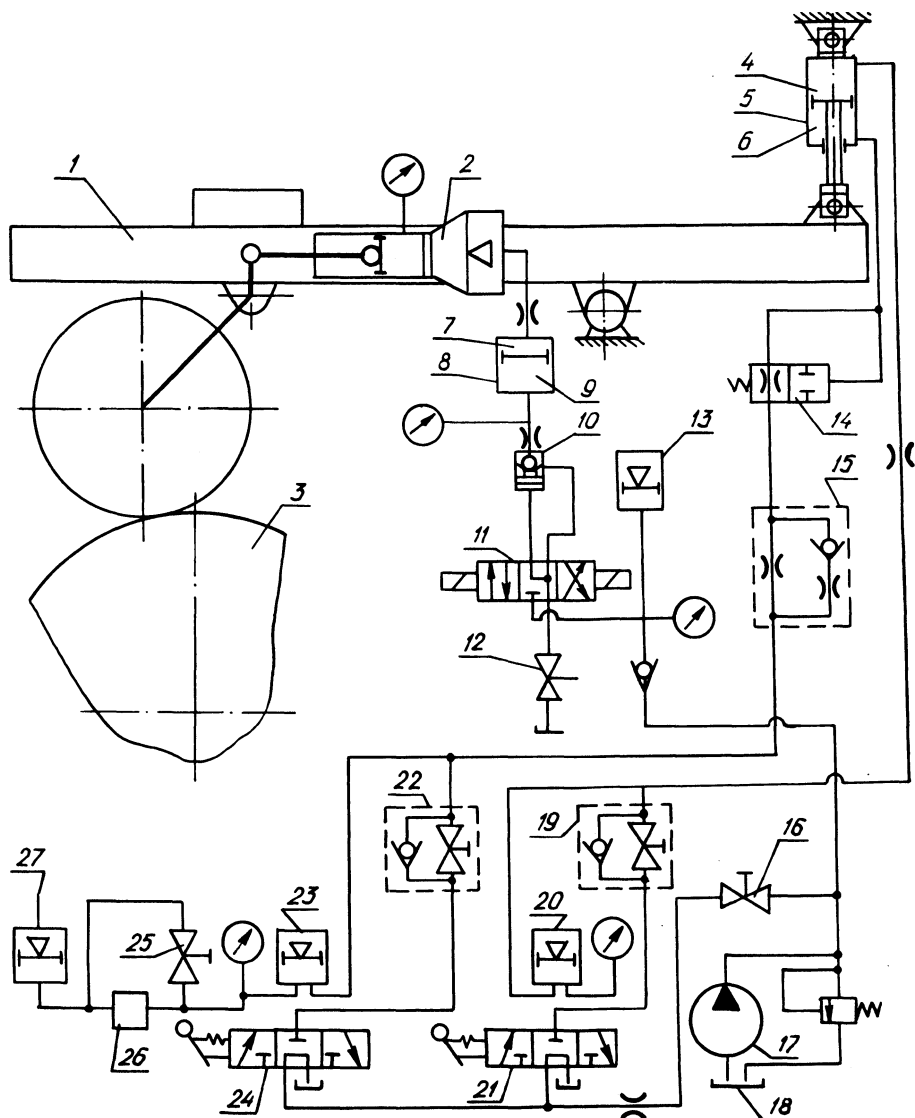


Рис. 1. Схема гидросистемы стенда

(рис. 1) состоит из подвижной балки 1 с грузом, установленной на шарнире с закрепленной на ней рессорой 2, балансиrom и опорным катком, взаимодействующим с барабаном 3. На опорной поверхности барабана выкладывается неровность. Для изменения объема газовой камеры рессоры 2 предусмотрен гидропневмоцилиндр 8 с газовой полостью 7, связанной с газовой камерой рессоры 2. Гидравлическая полость 9 гидропневмоцилиндра 8 заперта гидрозамком 10 и связана через гидрораспределитель с электромагнитным управлением с гидравлической полостью гидропневмоаккумулятора 13 и со сливом через вентиль 12 в бак 18 гидросистемы стенда. Гидравлическая полость гидропневмоаккумулятора соединена с насосом 17.

Для моделирования влияния на нагрузку опорного катка гусеничного обвода подвижная балка 1 связана через гидроцилиндр 5 с рамой стенда (не показана). Штоковая 6 и поршневая 4 полости гидроцилиндра 5 соединены гидролиниями с гидравлическими полостями гидропневмоаккумуляторов 23, 20 и через вентили 22, 19, трехпозиционные гидрораспределители 24, 21 с насосом 17 и сливом. В гидролинии связи гидрораспределителей 24, 21 и насоса 17 установлен вентиль 16.

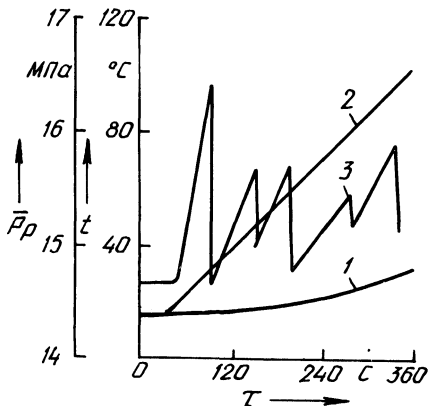
Гидравлическая полость гидропневмоаккумулятора 23 связана с рабочей полостью реле давления 26 и через вентиль 25 с гидравлической полостью гидропневмоаккумулятора 27, соединенной в свою очередь со второй полостью реле давления 26. Для ограничения колебаний балки 1 стенда в гидролинии связи полостей 4, 6 с гидравлическими полостями гидропневмоаккумуляторов 20, 23 установлены дроссель, гидростопор 14 и дроссель-корректор 15. Визуальный контроль уровня давлений при настройке стенда и в процессе испытаний производится с помощью манометров в гидравлических полостях рессоры 2, гидропневмоцилиндра компенсации 8, гидропневмоаккумуляторов 13, 20, 23. Гидросистема стенда обеспечивает возможность установки начального положения опорного катка относительно балки 1.

При вращении барабана 3 с неровностью опорный каток получает вертикальное перемещение и жидкость, прокачиваясь через амортизатор рессоры, нагревается. При тепловом расширении жидкости и газа балка 1 стенда поднимается, поворачиваясь относительно оси шарнира. Жидкость из полости 6 вытесняется в полость гидропневмоаккумулятора 23, повышая давление в ней. Поскольку в рабочем положении стенда полости гидропневмоаккумуляторов 23, 27 разделены вентилем 25, в рабочих полостях реле давления 26 возникает разность давлений. При достижении ее установочного значения реле срабатывает, подается сигнал на электромагнит управления гидрораспределителем 11, переводящий его золотник в первую позицию. Гидрозамок 10 открывается, и жидкость из полости 9 сливается. Газ из газовой камеры рессоры 2 поступает в полость 7. При уменьшении давления в полости рессоры балка 1 опускается, реле давления 26 выключается и золотник гидрораспределителя 11 возвращается во вторую позицию. При дальнейшем нагревании жидкости циклы повторяются необходимое количество раз до полного слива жидкости из полости 9 гидропневмоцилиндра компенсации 8.

Испытания рессоры 2 проводились при различных частотах вращения барабана 3. Изменением частоты вращения барабана 3 моделировалось изменение скорости движения гусеничной машины. Гидроцилиндр 5 с гидростопором 14, дросселем-корректором 15 и дросселем в гидролиниях связи полостей

Рис. 2. Изменение параметров рессоры во время опыта при  $v = 35$  км/ч:

1 — температура крышки пневмобаллона;  
 2 — температура амортизатора; 3 — математическое ожидание давления рессоры;  $p_p$  — давление рессоры;  $t$  — температура;  $\tau$  — продолжительность опыта



тей 6, 4 с гидропневмоаккумуляторами 23, 20 обеспечивали возможность работы стенда в широком диапазоне частот вращения барабана 3 без резонансных колебаний балки 1. Эти же агрегаты обеспечивали возможность зафиксировать с помощью реле давления 26 изменение положения балки 1 при нагревании рессоры 2, т.е. реализовать методику испытаний гидропневматической рессоры с гидропневмоцилиндром компенсации.

При обработке результатов испытаний определялось математическое ожидание давления в полостях рессоры и гидропневмоцилиндра компенсации в процессе нагревания рессоры и слива жидкости. Параллельно для оценки теплового состояния жидкости и газа фиксировалась температура амортизатора и крышки пневмобаллона рессоры. При увеличении частоты вращения барабана интенсивность нагревания амортизатора и крышки возрастает. В процессе испытаний жидкость сливалась из гидравлической полости гидропневмоцилиндра компенсации периодически по мере нагревания амортизатора и крышки пневмобаллона рессоры и срабатывания реле давления. При работе стенда на частотах вращения барабана, соответствующих скоростям движения машины 25, 35 и 45 км/ч, зафиксированы 4—9 срабатываний реле давления до слива жидкости из гидроцилиндра компенсации.

При вертикальном перемещении опорного катка давление в полости рессоры и гидропневмоцилиндра компенсации периодически изменяется. Амплитуда его изменения в полости рессоры существенно выше амплитуды изменения давления в полости гидропневмоцилиндра, что объясняется сжимаемостью газа. При увеличении скорости опорного катка амплитуда изменения давления в полости рессоры увеличивается, а в полости гидропневмоцилиндра незначительно уменьшается.

На рис. 2 представлено изменение параметров гидропневматической рессоры в процессе опыта. Анализ результатов показывает, что при изменении теплового состояния жидкости и газа рессоры гидропневмоцилиндра компенсации обеспечивает поддержание среднего уровня давления в рессоре в заданных пределах, что обеспечивает стабильность дорожного просвета гусеничной машины, отсутствие перегрузок узлов ходовой части.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Платонов В.Ф., Леиашвили Г.Р. Гусеничные и колесные транспортно-тяговые машины. М., 1986.

## ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ С БОЛЬШИМИ УГЛАМИ ПОВОРОТА УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС

Метод расчета параметров кругового движения колесной машины излагается без упрощающих допущений об углах увода, используемых обычно в теории поворота колесных машин [ 1, 2 ].

Машина схематизируется одномассовой пространственной моделью с системой координат, зафиксированной в центре масс. Ось  $x$  системы координат направлена вперед вдоль продольной оси машины, а  $z$  — вниз перпендикулярно к дороге.

Для удобства исследования разложим скорость центра масс  $v_a$  на две составляющие:  $v_x$ , направленную вдоль оси  $x$ , и  $v_y$ , направленную вдоль оси  $y$ . Угол  $\psi_a$ , который образует вектор скорости  $\vec{v}_a$  с осью  $x$  (угол дрейфа), определяется из равенства

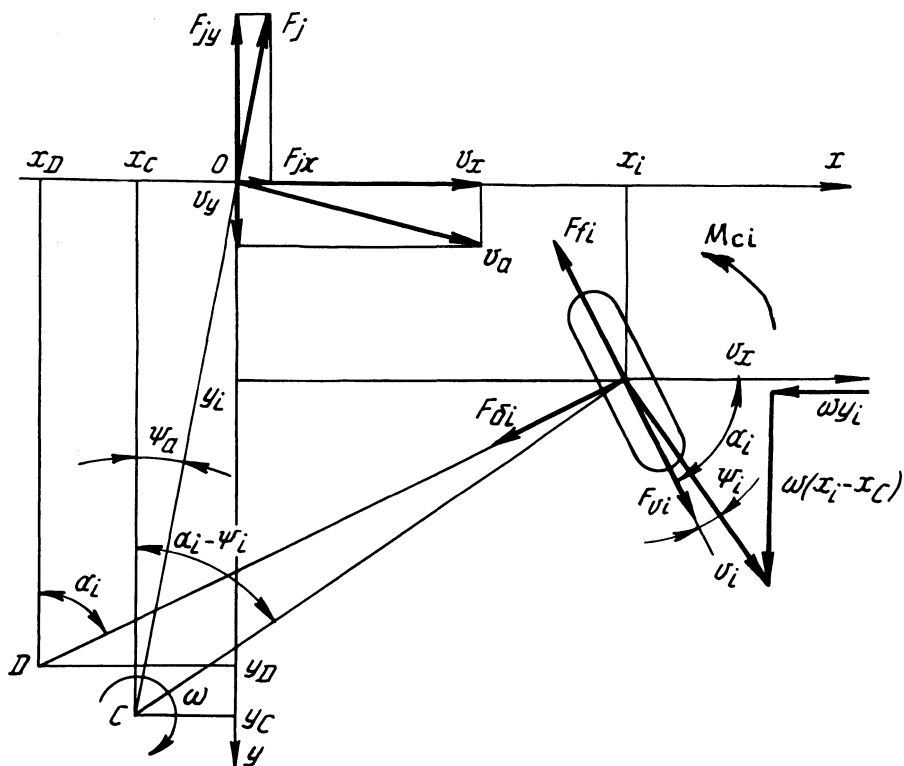


Рис. 1. Модель для исследования поворота колесной машины

$$\operatorname{tg} \psi_a = \frac{\omega x_C}{\omega y_C} = \frac{x_C}{R}, \quad (1)$$

где  $\omega$  – угловая скорость поворота машины:  $\omega = v_x/R$ ;  $x_C$  и  $y_C$  – координаты центра поворота  $C$ ;  $R$  – радиус поворота:  $R = y_C$ .

На рис. 1 в плоскости  $xOy$  подвижной системы координат изображена проекция  $i$ -го колеса с координатами его центра  $x_i$  и  $y_i$ , повернутого на угол  $\alpha_i$ , а также силы и момент, действующие на колесо в плоскости дороги и составляющие вектора скорости движения колеса  $\bar{v}_i$ .

Из рис. 1 видно, что угол увода  $i$ -го колеса  $\psi_i = \alpha_i - \nu_i$ , где  $\nu_i$  – угол между векторами  $\bar{v}_x$  и  $\bar{v}_i$ :

$$\nu_i = \operatorname{arctg} \frac{x_i - x_C}{R - y_i}$$

или

$$\nu_i = \frac{x_i - x_C}{R - y_i} - \operatorname{inv} \nu_i.$$

Тогда

$$\psi_i = \alpha_i + \operatorname{inv} \nu_i - \frac{x_i - x_C}{\beta_i R}, \quad \beta_i = 1 - \frac{y_i}{R}, \quad (2)$$

Касательная сила (окружная) колеса  $F_{\kappa i}$  и боковая сила  $F_{\sigma i}$  связаны с его кинематическими параметрами – соответственно с коэффициентом буксования  $\delta_i$  и углом увода  $\psi_i$  – следующими зависимостями [1]:

$$F_{\kappa i} = \varphi_i G_i \left\{ 1 - \frac{\delta_{0i}}{2|\delta_i|} [1 - \exp(-\frac{2|\delta_i|}{\delta_{0i}})] \right\} \operatorname{sgn} \delta_i; \quad (3)$$

$$F_{\sigma i} = \varphi_i G_i \operatorname{th} \frac{\psi_i}{\psi_{0i}}, \quad (4)$$

где  $\varphi_i$  – коэффициент сцепления;  $\delta_{0i}$  – характеристический коэффициент буксования;  $\psi_{0i}$  – характеристический угол увода.

При выводе уравнений движения используется линеаризация функций (3) и (4) в расчетных точках [1].

Линеаризованная зависимость касательной силы от буксования имеет вид

$$F_{\kappa i} = C_{xi} + K_{xi} \delta_i, \quad (5)$$

где

$$K_{xi} = \frac{dF_{\kappa i}}{d\delta_i} = \frac{\psi_i G_i \delta_{0i}}{2\delta_i^2} [1 - (1 - \frac{2|\delta_i|}{\delta_{0i}}) \exp(-\frac{2|\delta_i|}{\delta_{0i}})]; \quad (6)$$

$$C_{xi} = F_{\kappa i}(\delta_i) - K_{xi} \delta_i.$$

Линеаризованная зависимость боковой силы от угла увода:

$$F_{\sigma i} = C_{yi} + K_{yi} \psi_i, \quad (7)$$

где

$$K_{yi} = \frac{\xi_i \varphi_i G_i}{\psi_{0i}} \left(1 - \text{th}^2 \frac{\psi_i}{\psi_{0i}}\right); \quad (8)$$

$$C_{yi} = \xi_i F_{\sigma i}(\psi_i) - K_{yi} \psi_i;$$

$$\xi_i = \sqrt{1 - [F_{\kappa i} / (\varphi_i G_i)]^2};$$

$\xi_i$  — корректирующий коэффициент, учитывающий влияние касательной силы.

Коэффициенты  $\varphi_i$ ,  $\delta_{0i}$ ,  $\psi_{0i}$  связаны с размерами площадки контакта колеса и с прогибом  $u_i$  шины:

$$\varphi_i = \mu + 4c_0 b_i a_i / G_i;$$

$$\delta_{0i} = \epsilon_{\delta i} \varphi_i \sqrt{u_i / D_i};$$

$$\psi_{0i} = \epsilon_{\psi i} \varphi_i \sqrt{u_i / D_i},$$

где  $\mu$  — коэффициент трения шины о дорожное покрытие;  $c_0$  — связность;  $b_i$  — полуширина беговой дорожки шины (протектора);  $a_i$  — полудлина контакта;  $a_i = \sqrt{u_i D_i}$ ;  $u_i$  — прогиб шины;  $D_i$  — диаметр шины;  $\epsilon_{\delta i}$  и  $\epsilon_{\psi i}$  — коэффициенты пропорциональности.

Коэффициенты  $\mu$ ,  $c_0$ ,  $\epsilon_{\delta i}$  и  $\epsilon_{\psi i}$  должны определяться экспериментально. Прогиб шины можно рассчитать по зависимости

$$u = B \left( \frac{3G}{2K_q (3-c) \sqrt{BD}} \right)^{1/(c+0,5)},$$

где  $B$  — ширина профиля шины;  $K_q$  — коэффициент удельной нагрузки;  $c$  — показатель закона изменения удельной нагрузки;  $K_q$  и  $c$  определяются по экспериментальной нагрузочной характеристике шины.

Сопротивление качению  $i$ -го колеса можно приближенно вычислить, задаваясь коэффициентом гистерезисных потерь  $\zeta$ :

$$F_{fi} \approx \frac{2\zeta K_{qi} u_i^{c_i+1}}{(c_i+1) B_i}$$

Наиболее точная зависимость между кинематическими параметрами отдельного двухколесного моста и полным стабилизирующим моментом шин

обоих колес предложена в работе [1]. Применительно к одному колесу эту формулу можно записать в следующем виде:

$$M_{ci} = \frac{b_i^2 (1 - \delta_i) K_{xi}}{3R\beta_i} + \frac{a_i \psi_i K_{yi}}{3} \quad (9)$$

Коэффициенты  $K_{xi}$  и  $K_{yi}$  в формуле (9) определяются по зависимостям (6) и (8).

В соответствии с рис. 1 можно записать уравнения равновесия машины в плоскости  $xOy$ :

$$\sum_{i=1}^n [(F_{\kappa i} - F_{fi}) \cos \alpha_i - F_{\sigma i} \sin \alpha_i] + \frac{mv_x^2}{R} \operatorname{tg} \psi_a = 0;$$

$$\sum_{i=1}^n [(F_{\kappa i} - F_{fi}) \sin \alpha_i + F_{\sigma i} \cos \alpha_i] - \frac{mv_x^2}{R} = 0; \quad (10)$$

$$\sum_{i=1}^n [(F_{\kappa i} - F_{fi}) (x_i \sin \alpha_i - y_i \cos \alpha_i) + F_{\sigma i} (x_i \cos \alpha_i + y_i \sin \alpha_i) - M_{ci}] = 0. \quad (11)$$

Для определения нормальных сил  $G_i$ , действующих на колеса машины, используются уравнения равновесия машины в плоскостях  $xz$  и  $yOz$ , выведенные с учетом конструкции и характеристики подвески.

Задаваясь законом распределения касательной силы по колесам машины, можно решить первое уравнение относительно  $F_{\kappa i}$ . Например, в случае дифференциальной кинематической связи колес

$$F_{\kappa i} = \frac{k_i}{\sum_{i=1}^n k_i \cos \alpha_i} \left( \sum_{i=1}^n (F_{fi} \cos \alpha_i + F_{\sigma i} \sin \alpha_i - \frac{mv_x^2 \operatorname{tg} \varphi_a}{R}) \right), \quad (12)$$

где  $k_i$  — коэффициент распределения касательных сил по колесам:

$$k_i = F_{\kappa i} / \left( \sum_{i=1}^n F_{\kappa i} \right).$$

Подставив в уравнения (10) и (11) найденное выражение для определения  $F_{\kappa i}$  и преобразовав их с учетом выражений (2), (5), (7), (9), получим:

$$\left. \begin{aligned} a_{11}R + a_{12}x_C &= a_{10}; \\ a_{21}R + a_{22}x_C &= a_{20}, \end{aligned} \right\} \quad (13)$$



где

$$a_{11} = \sum_{i=1}^n [C_{y_i} + K_{y_i}(a_i + \text{inv}\nu)] (\cos \alpha_i + H_A \sin \alpha_i) + H_{11} ;$$

$$a_{12} = \sum_{i=1}^n K_{y_i} (\cos \alpha_i + H_A \sin \alpha_i) / \beta_i ;$$

$$a_{10} = \sum_{i=1}^n K_{y_i} x_i (\cos \alpha_i + H_A \sin \alpha_i) / \beta_i + (1 + H_A \text{tg} \psi_a) m v_x^2 ;$$

$$a_{21} = \sum_{i=1}^n \left\{ [C_{y_i} + K_{y_i}(a_i + \text{inv}\nu)] [x_i \cos \alpha_i + (y_i + H_B) \sin \alpha_i] - \right. \\ \left. - \frac{1}{3} K_{y_i} a_i (a_i + \text{inv}\nu_i) \right\} + H_{21} ;$$

$$a_{22} = \sum_{i=1}^n \left\{ K_{y_i} [x_i \cos \alpha_i + (y_i + H_B) \sin \alpha_i] / \beta_i - \frac{1}{3} K_{y_i} a_i / \beta_i \right\} ;$$

$$a_{20} = \sum_{i=1}^n \left\{ K_{y_i} x_i [x_i \cos \alpha_i + (y_i + H_B) \sin \alpha_i] / \beta_i + \frac{1}{3\beta_i} \times \right. \\ \left. \times [K_{x_i} b_i^2 (1 - \delta_i) - K_{y_i} x_i a_i] \right\} + m v_x^2 H_B \text{tg} \psi_a ;$$

$$H_A = \frac{\sum_{i=1}^n k_i \sin \alpha_i}{\sum_{i=1}^n k_i \cos \alpha_i} ;$$

$$H_{11} = \sum_{i=1}^n F_{f_i} (H_A \cos \alpha_i - \sin \alpha_i) ;$$

$$H_B = \frac{\sum_{i=1}^n k_i (x_i \sin \alpha_i - y_i \cos \alpha_i)}{\sum_{i=1}^n k_i \cos \alpha_i} ,$$

$$H_{21} = \sum_{i=1}^n F_{f_i} [(H_B + y_i) \cos \alpha_i - x_i \sin \alpha_i] .$$

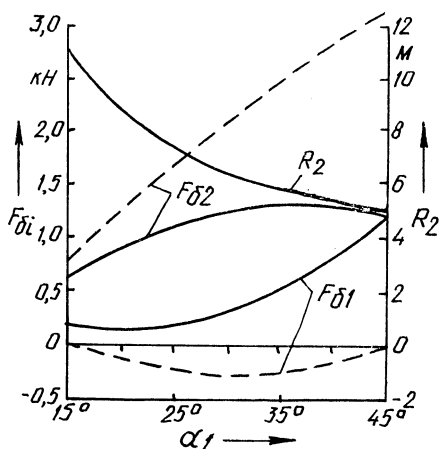
При других схемах кинематической связи колес изменяются выражения для коэффициентов  $H_A$ ,  $H_{11}$ ,  $H_B$  и  $H_{21}$ .

Решая уравнения (13), получим:

$$R = \frac{a_{10} a_{22} - a_{12} a_{20}}{a_{11} a_{22} - a_{12} a_{21}} ; \quad x_c = \frac{a_{11} a_{20} - a_{10} a_{21}}{a_{11} a_{22} - a_{12} a_{21}} .$$

Рис. 2. Изменение радиуса поворота по следу внешнего переднего колеса трактора МТЗ-100 и боковых сил на управляемых колесах в зависимости от угла поворота внутреннего управляемого колеса при колее 1800 мм:

----- при  $\theta = 7^\circ$ ; — при  $\theta = 14,8^\circ$



Далее вычисляем углы увода  $\psi_i$  по формуле (2), боковые силы  $F_{\delta i}$  по формуле (7), касательные силы  $F_{\kappa i}$  по формуле (12), коэффициенты буксования из уравнения (5). Вычисления производятся методом последовательных приближений.

При первом расчетном шаге задаемся углом поворота переднего внутреннего колеса  $\alpha_1$  и находим углы поворота остальных управляемых колес, используя геометрические соотношения для принятой конструкции рулевого привода. Находим координаты центра рулевого управления  $x_D$  и  $y_D$ . Принимаем в качестве первого приближения  $x_C = x_D$ ,  $R = y_D$ ,  $\beta_i = 1 - y_i/y_D$ ,  $\text{inv} \nu_i = 0$ ,  $\psi_i = 0$ ,  $\delta_i \rightarrow 0$ ,  $F_{jx} = 0$ ,  $F_{jy} = 0$ . Вычисляем  $G_i$ , а затем, определив коэффициенты  $\varphi_i$ ,  $\delta_{0i}$  и  $\psi_{0i}$ , находим  $K_{xi}$ ,  $C_{xi}$ ,  $K_{yi}$ ,  $C_{yi}$  в предположении, что  $\delta_i \rightarrow 0$  и  $\psi_i \rightarrow 0$ . Рассчитываем кинематические параметры движения машины и каждого колеса, а также силы, действующие на каждое колесо.

При втором расчетном шаге вычисляется тангенс угла дрейфа машины по формуле (1), уточняются параметры  $\beta_i$  и  $\text{inv} \nu_i$ , составляющие силы инерции  $F_{jx}$  и  $F_{jy}$ , нормальная нагрузка на каждое колесо  $G_i$ . Затем уточняются коэффициенты  $\varphi_i$ ,  $\delta_{0i}$  и  $\psi_{0i}$  и вычисляются параметры  $K_{xi}$ ,  $C_{xi}$ ,  $K_{yi}$  и  $C_{yi}$  при значениях  $\delta_i$  и  $\psi_i$ , найденных на предыдущем расчетном шаге. Далее расчет выполняется в той же последовательности, которая указана выше.

Третий расчетный шаг повторяет второй, и так далее до достижения необходимой точности.

В качестве примера были вычислены параметры установившегося поворота трактора МТЗ-100, движущегося со скоростью 1,5 м/с (5,4 км/ч) по горизонтальной поверхности дороги с жестким покрытием.

На рис. 2 показано изменение радиуса поворота трактора и боковых сил на его управляемых колесах в зависимости от угла поворота внутреннего управляемого колеса. Из рисунка видно, что при существующей конструкции рулевого привода боковая сила внешнего колеса значительно превышает боковую силу на внутреннем колесе. Это расхождение можно уменьшить, подобрав угол установки поворотных рычагов рулевой трапеции  $\theta$  так, чтобы

обеспечить равенство боковых сил на управляемых колесах при максимальном угле поворота  $\alpha_{1 \max}$ .

Предложенный расчетный метод определения параметров движения колесных машин при больших углах поворота управляемых колес позволяет определить с достаточной точностью силы и стабилизирующие моменты, действующие на каждое колесо машины, и анализировать конструктивные параметры ее рулевого привода.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Андреев А.Ф., Ванцевич В.В., Лефаров А.Х. Дифференциалы колесных машин. М., 1987.
2. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин. М., 1970.

УДК 629.114.2

А.Х. ЛЕФАРОВ, д-р техн. наук,  
В.С. ВОЙТЕШОНОК, канд. техн. наук (БПИ)

### ВЛИЯНИЕ НАКЛОНА ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ НА ПОВОРАЧИВАЕМОСТЬ ГОРНОГО ТРАКТОРА

Известно, что параметры движения, размеры и форма траектории движения определяются силами, действующими на трактор. При повороте на горизонтальной поверхности силы постоянны по значению и направлению (если не рассматривается вход в поворот и выход из него), что обуславливает форму траектории поворота — окружность.

Поворот на наклонной опорной поверхности характеризуется непрерывным изменением касательных, нормальных и боковых реакций колес. В связи с этим траектория поворота на склоне имеет петлевидную форму, непрерывно смещающуюся вдоль оси, называемой осью смещения. Петля траектории характеризуется размерами  $a$  и  $c$ , измеряемыми вдоль оси смещения, поперечным размером  $b$  и углом смещения  $\beta$  [1].

Изменение реактивных сил имеет гармонический характер. С ростом угла склона увеличиваются амплитуды колебаний сил. На рис. 1 приведены графики предельных суммарных боковых реакций колес переднего и заднего мостов трактора в зависимости от угла склона. Расчеты проведены для трактора с механизмом стабилизации одностороннего типа [2], у которого заблокированный межосевой привод, дифференциальный привод колес заднего моста, блокирующийся дифференциал переднего моста. Как видно из рис. 1, с увеличением угла склона боковые реакции возрастают линейно. При этом диапазон боковых реакций заднего моста при всех углах склона больше, чем переднего, и растет интенсивнее.

Однако предельные значения углов увода заднего моста изменяются с увеличением угла склона в меньшей степени, чем переднего (рис. 2). Например, на склонах  $5^\circ$  и  $10^\circ$  диапазоны угла увода середины заднего моста составляют

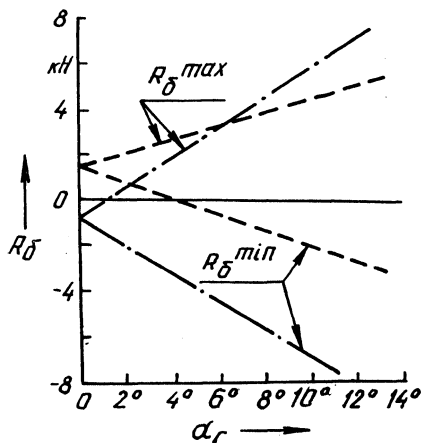


Рис. 1. Предельные значения  $R_{\delta}^{\max}$  и  $R_{\delta}^{\min}$  суммарных боковых реакций колес переднего (---) и заднего (- · -) мостов в зависимости от угла склона  $\alpha_c$  (поле под посев)

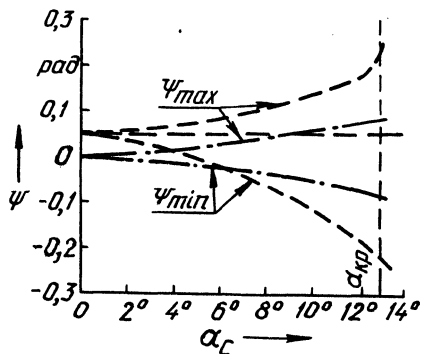


Рис. 2. Предельные значения  $\psi^{\max}$  и  $\psi^{\min}$  углов увода середины переднего (---) и заднего (- · -) мостов в зависимости от угла склона  $\alpha_c$  (поле под посев)

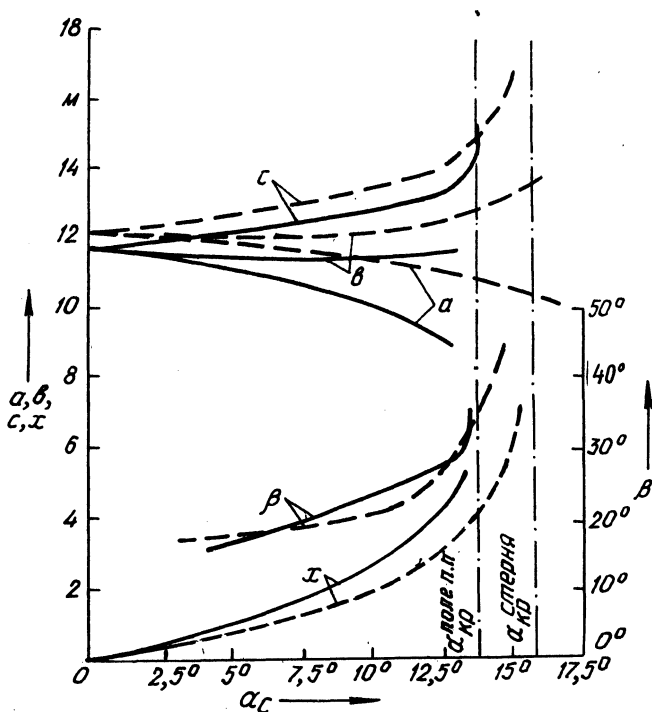


Рис. 3. Размеры петли траектории поворота трактора на поле под посев (—) и стерне (---) в зависимости от угла склона

соответственно 0,06 и 0,12 рад, а переднего моста – 0,09 и 0,23 рад. Причиной этого является нелинейность увода, причем нелинейность зависимостей, относящихся к переднему мосту, выражена более отчетливо.

На рис. 2 заметна также более выраженная нелинейность максимального увода переднего моста  $\psi_1^{\max}$  в сравнении с минимальным уводом  $\psi_1^{\min}$ . Это объясняется тем, что при увеличении угла склона боковой увод  $\psi_1^{\min}$  переднего моста становится меньше нуля, в то время как увод  $\psi_1^{\max}$  непрерывно растет от значения, большего нуля.

Эта особенность увода важна, когда с увеличением угла склона сцепные условия колес приближаются к предельным. Тогда максимальный угол увода переднего моста  $\psi_1^{\max}$ , наблюдающийся при повороте вниз по склону, интенсивно увеличивается и при некотором угле склона, который назовем критическим и обозначим  $\alpha_{кр}$ , стремится к бесконечности (рис. 2).

На рис. 3 приведены графики зависимостей размеров петли траектории поворота от угла склона. Как видно из рисунка, на горизонтальной поверхности ( $\alpha_c = 0$ ) размеры  $a$ ,  $b$  и  $c$  траектории равны собой и соответствуют диаметру поворота. В зависимости от угла склона форма петли изменяется: размер  $a$  уменьшается,  $c$  увеличивается, а поперечный размер  $b$  изменяется незначительно.

Характер зависимости размеров  $a$  и  $c$  от угла склона (рис. 3) аналогичен характеру кривых соответственно  $\psi_1^{\min}$  и  $\psi_1^{\max}$  (см. рис. 2). Вследствие этого нелинейность зависимости размера  $c$  от угла склона выражена больше, и при угле склона, близком к  $\alpha_{кр}$ , размер  $c$  стремится к бесконечности (рис. 3). Одновременно разность между размерами  $c$  и  $a$ , отражающая смещение трактора (кривая  $x$  на рис. 3), также растет нелинейно и при  $\alpha_{кр}$  стремится к бесконечности. При угле  $\alpha_{кр}$  поворот вниз по склону становится невозможным, в отличие от поворота вверх по склону.

Характерным для поворота на склоне является увеличение с ростом наклона опорной поверхности угла смещения  $\beta$  между меридианом склона и осью смещения траектории. Это происходит в следствие уменьшения угла увода  $\psi_1^{\min}$  и увеличения  $\psi_1^{\max}$ . При повороте вверх по склону, когда имеет место  $\psi_1^{\min}$ , увеличивающийся увод к центру поворота приводит ко все большему смещению этой части траектории вниз по склону и к центру поворота. При повороте вниз по склону ( $\psi_1^{\max}$  увеличивается) траектория все больше смещается вниз. Петля траектории при этом растягивается вдоль оси смещения, а сама ось поворачивается относительно меридиана склона.

Критический угол склона  $\alpha_{кр}$  для рассматриваемого трактора составляет 12 ... 13° при повороте на поле, подготовленном под посев (на 2-й передаче с редуктором, рис. 2 и 3).

На стерне трактор испытывает меньшее сопротивление движению, и сила тяги, развиваемая им для совершения поворота, уменьшается по сравнению с движением по полю под посев. Вследствие этого, а также ввиду более высокого коэффициента сцепления буксование трактора снижается. Повышенная скорость поворота из-за уменьшения буксования приводит к несколько большим размерам петли траектории (при небольшом наклоне опорной поверхности, рис. 3). Вместе с тем смещение  $x$  за один полный поворот на стерне мень-

ше, поскольку условия сцепления колес с почвой лучше. На стерне критический угол склона  $\alpha$  увеличивается, и полный разворот трактора возможен на склонах до  $17 \dots 18^\circ$  (рис. 3).

Имея возможность определить форму и размеры траектории поворота трактора, можно на стадии проектирования оценивать влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на его поворачиваемость на склоне.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Войтешенок В.С. Траектория поворота трактора на склоне и ее регистрация // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. Мн., 1986. Вып. 1.
2. Технические концепции создания горно-равнинных мобильных средств механизации сельскохозяйственного производства / В.В. Гуськов, П.А. Амельченко, П.В. Зеленый и др. // Тракторы и сельхозмашины, 1987. № 3.

УДК 629.114.2.02.73

П.В. ЗЕЛЕНЬИЙ, канд. техн. наук,  
А.Г. САМАДАШВИЛИ (БПИ)

### ДВИЖЕНИЕ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА НА СКЛОНЕ ПРИ АСИММЕТРИЧНОМ ПРИЛОЖЕНИИ КРЮКОВОГО УСИЛИЯ

Асимметричное приложение крюкового усилия может быть вынужденным, являясь следствием неправильного агрегатирования, конструктивных особенностей сельскохозяйственной машины, несоответствия ее параметров трактору, или создаваться специально с целью влияния на показатели движения агрегата. Необходимость в таком влиянии, в частности на курсовой угол, возникает в основном при работе сельскохозяйственных машинно-тракторных агрегатов в полевых условиях горных склонов. Единственно допустимым направлением выполнения рабочих ходов на склоне является поперечное — совпадающее с горизонталями местности и создающее условия для снижения воздействия почвообработки на развитие водной эрозии легкоуязвимых склоновых земель. При таком движении агрегат оставляет перпендикулярные к направлению стока воды борозды, играющие роль микротеррас и задерживающие значительную ее часть на поверхности до полного впитывания почвой. Помимо экологических соображений такое движение агрегатов экономически выгоднее любого другого, требует меньших энергозатрат и расхода топлива на обработку единицы площади. Однако возникают трудности несколько иного рода, связанные со сложностью поддержания точности поперечного направления движения под постоянным воздействием боковых сил со стороны опорной поверхности. И если заданное движение колес переднего моста обеспечивается вследствие управляющих воздействий водителя, то задние сползают до тех пор, пока их поворот не будет противостоять боковым силам. С таким же углом поворота (курсowym углом) будет совершать движение и агрегат в целом. На осваиваемых под однолетние культуры склонах  $14 \dots 15^\circ$  этот угол достигает  $5^\circ$  и более [1]. Наиболее отрицательное влияние движение трактора

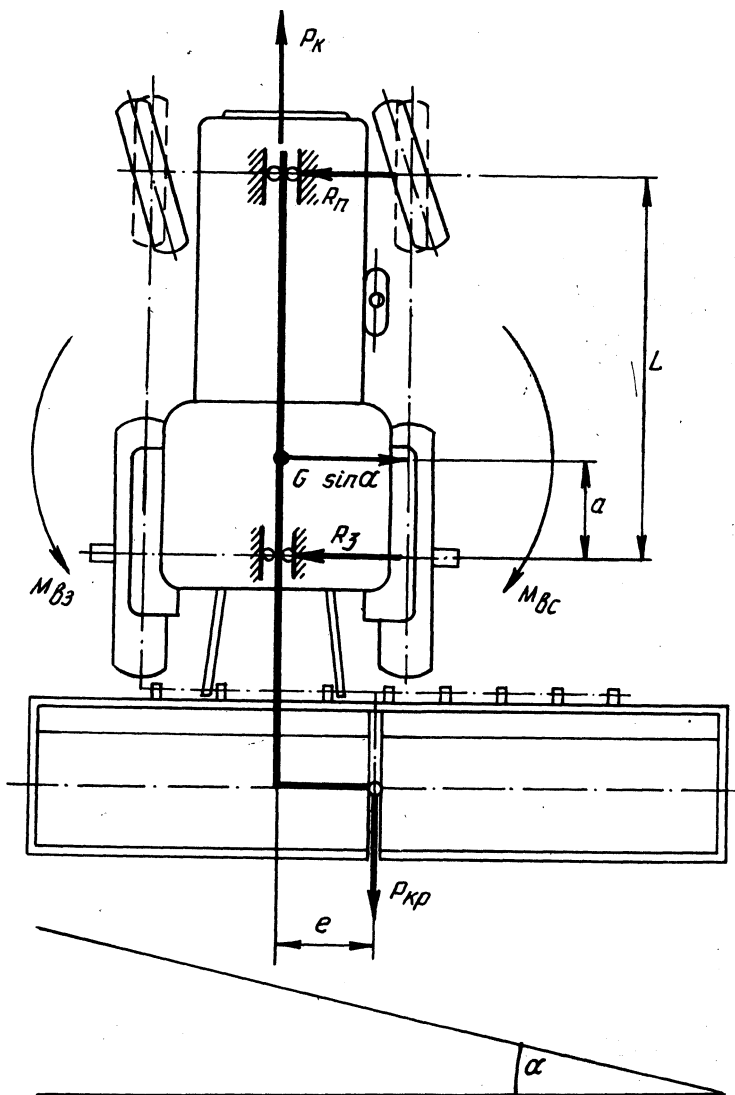


Рис. 1. Упрощенная схема сил и моментов, действующих на машинно-тракторный агрегат при асимметричном агрегатировании на склоне:

$R_{п}$  и  $R_{з}$  – боковые реакции почвы на колеса переднего и заднего мостов трактора;  $G \sin \alpha$  – боковая составляющая силы веса агрегата;  $\alpha$  – угол склона;  $P_{к}$  и  $P_{кр}$  – тяговое усилие трактора и крюковое усилие, создаваемое тяговым сопротивлением машины;  $M_{вз}$  и  $M_{вс}$  – моменты возмущающий и восстанавливающий устойчивое движение агрегата;  $L$  и  $a$  – база трактора и расстояние от центра масс агрегата до оси задних колес

со значительным курсовым углом оказывает на пропашные культуры, увеличивая вероятность вторжения ходовой части и рабочих органов машины в защитные зоны растений, затрудняя агротехническую проходимость, нарушая углы резания и относительное расположение рабочих органов в плане, увеличивая тяговое сопротивление машин.

Однако возрастанию сползания задних неуправляемых колес препятствует не только их поворот относительно направления движения, но и появление восстанавливающего момента  $M_{вс}$  от крюкового усилия, дополнительно противодействующего возмущающему моменту  $M_{вз}$  от боковой составляющей нагрузки, приходящейся на задние колеса (рис. 1). Поэтому, искусственно обеспечивая возникновение восстанавливающего момента, можно влиять на сползание задних колес трактора и в целом на курсовой угол агрегата.

Исходя из того что, согласно схеме на рис. 1, боковая реакция почвы на задние колеса

$$R_3 = \frac{M_{вс} - G \sin \alpha \cdot (L - a)}{L},$$

необходимый восстанавливающий момент для обеспечения ориентированного в направлении движения положения трактора на склоне, при котором  $R_3 = 0$ ,

$$M_{вс} = G \sin \alpha \cdot (L - a),$$

где  $G$  — вес агрегата;  $\alpha$  — угол склона;  $L$  — продольная база;  $a$  — расстояние от центра масс до оси задних колес.

В случае создания восстанавливающего момента за счет асимметричного приложения крюкового усилия ( $M_{вс} = P_{кр} e$ ) необходимое смещение точки приложения последнего вниз по склону

$$e = \frac{G \sin \alpha \cdot (L - a)}{P_{кр}}.$$

При этом боковая реакция почвы на передние колеса

$$R_{п} = \frac{G a \sin \alpha + P_{кр} e}{L}.$$

Анализ приведенных зависимостей показал, что асимметричное приложение крюкового усилия обуславливает перераспределение боковых реакций почвы с колес заднего моста на передние. Это, а также необходимость в значительном для достижения полного эффекта смещении крюкового усилия ограничивает возможности рассматриваемого способа воздействия на курсовое движение агрегата. Так, для полной ориентации крутосклонного трактора "Беларусь" МТЗ-82К в направлении движения расчетное смещение номинального крюкового усилия в 14 кН должно составлять 1650 мм, а боковая реакция почвы на передние колеса 12,2 кН ( $G = 48$  кН,  $\alpha = 15^\circ$ ,  $L = 2,9$  м,  $a = 1,04$  м). Поскольку при условии сохранения управляемости такую боковую реакцию почвы передний мост не может воспринимать (он будет скользить вниз по



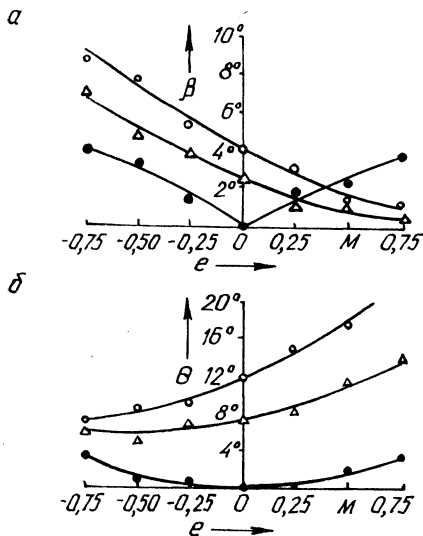


Рис. 2. Курсовой угол трактора (а) и угол поворота передних колес (б) в функции смещения точки приложения кривокового усилия на горизонтальной поверхности (—●—), склонах  $10^\circ$  (—△—) и  $15^\circ$  (—○—) однолетней залежи

склону), возможно только частичное воздействие асимметричного кривокового усилия на курсовой угол трактора, которое в совокупности со способностью задних колес в остаточном угловом положении самим сопротивляться сползанию позволило бы уменьшить курсовой угол до допустимых значений  $1 \dots 1,6^\circ$  [1].

Насколько реально решение этой задачи и как сказывается асимметричное приложение кривокового усилия на угле поворота направляющих колес, было выявлено экспериментально при полевых испытаниях горной модификации трактора "Беларусь" МТЗ-82К класса 1,4. Испытания проводились на горизонтальной поверхности и склонах  $10^\circ$  и  $15^\circ$  однолетней залежи суглинистой почвы. Масса трактора — 4800 кг. Колесная формула 4К4. Шины передние — 200—508, задние 330—965, Внутришинное давление воздуха — соответственно 0,25 и 0,14 МПа. Асимметричное приложение кривокового усилия, равного приблизительно 14 кН, достигало 0,75 м в обе стороны и создавалось забалансированным грузочным трактором. Длина зачетного гона — 40 м. Движение осуществлялось на третьей передаче в номинальном режиме работы двигателя. Траектория движения отмечалась заранее и совпадала с горизонталями местности.

Анализ полученных экспериментальных зависимостей показал, что по мере увеличения поперечного смещения точки приложения кривокового усилия вниз по склону эффективность влияния смещения на курсовой угол трактора снижается (рис. 2). Кривые на графике приобретают асимптотический характер. Объясняется это тем, что с уменьшением курсового угла уменьшается и угол, характеризующий положение задних неуправляемых колес относительно направления качения. Их способность противостоять сползанию, следовательно, также снижается, и поэтому кривые на графике приобретают характер асимптотических зависимостей, доказывая нецелесообразность достижения полной ориентации трактора в направлении движения увеличением смещения кривокового усилия. Достаточное для удержания курсового угла в отмеченных

допустимых пределах смещение крюкового усилия при осваиваемых под од-нолетние культуры склонах до  $14 \dots 15^\circ$  колеблется в диапазоне от 0,45 до 0,75 м. Причем необходимость в асимметричном приложении крюкового уси-лия возникает на склонах, крутизна которых не более  $6 \dots 7^\circ$ . Поэтому для участков с меньшей крутизной, когда курсовой угол трактора не превышает допустимые значения  $1 \dots 1,6^\circ$ , может быть рекомендовано обычное агрегати-рование сельскохозяйственных машин и орудий, а для более крутых — сме-щенное вниз по склону. В случае работы с машинами, агрегатирование кото-рых согласуется с размерами колеи трактора (плуг, пропашные культивато-ры), это смещение должно носить дискретный характер, соответствующий ши-рине междурядий или захвата рабочих органов. Так, для пропашных машин при междурядьях 0,7 или 0,9 м такие же по значению дискретные смещения вполне согласуются с определенными по экспериментальным зависимостям.

Смещение крюкового усилия в противоположном направлении — вверх по склону — привело, как и ожидалось, к резкому возрастанию курсового угла и осуществлялось с целью выяснения полной картины воздействия, в дан-ном случае дестабилизирующего.

При горизонтальной поверхности крюковое усилие в смещенном положе-нии заставляет двигаться трактор с курсовым углом. Однако в связи с пово-ротом при этом задних колес, которые все больше противодействуют возра-станию курсового угла, эффективность влияния снижается, на что указывают кривые на графике. Интерес к его исследованию в равнинных условиях про-диктован возможностью использования регулирования асимметричного при-ложения крюкового усилия для управления агрегатом в целом, особенно ког-да стеснен маневр. Асимметричным приложением крюкового усилия можно компенсировать также возмущающий момент, действующий на трактор и вы-званный боковыми реакциями почвы, воспринимаемыми рабочими органами навесной машины вследствие ее конструктивных особенностей и других при-чин.

О перераспределении со смещением точки приложения крюкового усилия боковых реакций почвы с колес заднего моста на передние, направляемые во-дителем вдоль заданной прямолинейной траектории, свидетельствует возрастание необходимого для поддержания прямолинейного движения угла их пово-рота в сторону подъема поверхности склона (рис. 2, б). Вследствие повышенного проскальзывания направляющих колес в повернутом положении относи-тельно поверхности склона кривые, иллюстрирующие на графике зависимость необходимого угла их поворота от смещения крюкового усилия, изгибаются вверх, указывая на потерю способности колес эффективно противостоять бо-ковым силам. Это связано с усложнением управляющих воздействий водителя по обеспечению качения передних колес вдоль заданной траектории (в между-рядьях или по следу маркера). Допустимое же смещение точки приложения крюкового усилия следует определять как достаточное с точки зрения обеспе-чения уменьшения его курсового угла лишь до значений, необходимых по условиям агротехники (проходимости в междурядьях, качества почвообра-ботки и посева) и составляющих  $1 \dots 1,6^\circ$ . Так, у трактора МТЗ-82К, подвергну-того испытаниям, допустимое по условиям сохранения приемлемой управ-ляемости смещение точки приложения номинального крюкового усилия не должно превышать 0,75 м на склонах до  $12 \dots 13^\circ$ , а при меньших значениях

крюкового усилия — до  $15^\circ$ .

Таким образом, асимметричное агрегатирование сельскохозяйственных машин с колесными тракторами класса 1,4 может быть рекомендовано к использованию при составлении машинно-тракторных агрегатов для работы на склонах, а также при разработке и совершенствовании средств агрегатирования. Для тракторов класса 1,4 рекомендуется использовать асимметричное агрегатирование для эффективного уменьшения курсового угла до приемлемых значений в том случае, если тяговое сопротивление машины превышает 7 кН. Пропашные почвообрабатывающие машины, предназначенные для тракторов этого класса, при дискретном на ширину междурядья смещении обеспечивают возможность перемещения без повреждения культурных растений (агротехническую проходимость) на склонах от  $6^\circ$  до  $12^\circ$  при ширине междурядья 0,7 м и от  $7^\circ$  до  $15^\circ$  при ширине 0,9 м.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зелёный П.В. Изыскание и исследование средств повышения устойчивости курсового движения колесного машинно-тракторного агрегата на склоне: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Мн., 1982.

УДК 629.114.42.073

А.П. ТЯПУХИН (БПИ)

### УСТОЙЧИВОСТЬ САМОСВАЛЬНОГО ТРАКТОРНОГО ПРИЦЕПА ОЗТП-8588 ПРИ РАЗГРУЗКЕ

Прицеп модели ОЗТП-8588 грузоподъемностью 7000 кг полунавесной конструкции, штатным тягачом которого является трактор тягового класса 1,4 (типа МТЗ-80 или МТЗ-100), разработан НТЦ по тракторным прицепах г. Орска. В результате проработок конструктивных схем были приняты догрузка сцепного устройства трактора от полной массы прицепа, не превышающая 10 000 Н; безрессорная подвеска колес передней оси и жесткое крепление к раме колес задней оси; связь дышла с рамой с помощью шарнира с двумя степенями свободы. Конструктивная схема прицепа ОЗТП-8588 приведена на рис. 1.

Обеспечение устойчивости самосвальных прицепов является необходимым условием безопасности работы тракторных поездов.

Для оценки статической устойчивости тракторного поезда на базе трактора МТЗ-80 и прицепа ОЗТП-8588 был проведен теоретический анализ статического распределения нагрузок от полного веса прицепа на ходовые оси и гидрокрюк трактора в зависимости от угла подъема платформы  $\alpha$ . При этом сделаны следующие допущения: не учитывались податливость несущей системы на кручение, технологические допуски на изготовление, деформации шин соответствуют данным, полученным из формулы Р.Хедкеля [1]

$$h = G_{\kappa} / \pi \rho_{\omega} \sqrt{BD},$$

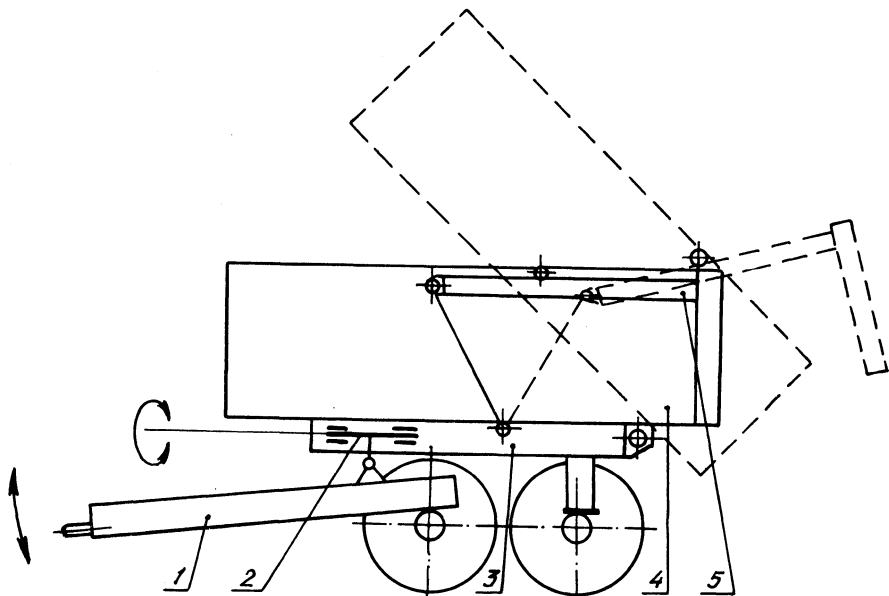


Рис. 1. Конструктивная схема прицепа ОЗТП-8588:

1 — передняя тележка; 2 — шарнир соединения рамы с передней тележкой; 3 — рама с закрепленной на ней ходовой осью; 4 — платформа; 5 — механизм открывания заднего борта

где  $G_k$  — нормальная нагрузка на колесо;  $p_\omega$  — внутреннее давление в шинах;  $B$  — ширина колеса;  $D$  — наружный диаметр колеса.

Целью анализа являлось определение критических значений углов продольного  $\beta_{lim}$  и поперечного  $\gamma_{lim}$  наклона прицепа при различных условиях его разгрузки [2, 3]. Значения  $\beta_{lim}$  и  $\gamma_{lim}$  при нулевом угле подъема платформы в зависимости от возможных условий эксплуатации прицепа ОЗТП-8588 приведены в табл. 1.

При расчете было учтено, что экстремальными условиями труда являются: "зависание" груза на платформе вследствие его структурного изменения (смерзание, уплотнение и др.) или неработоспособности механизма подъема заднего борта;

Табл. 1. Предельные углы продольного и поперечного наклона прицепа

Тип прицепа	$\beta_{lim}$	$\gamma_{lim}$
Прицеп снаряженной массы	46° 30'	45° 20'
Прицеп полной массы	34° 40'	32° 40'
Прицеп полной массы с надставными бортами для перевозки грузов плотностью менее 0,4 т/м <sup>3</sup>	30° 05'	26° 25'

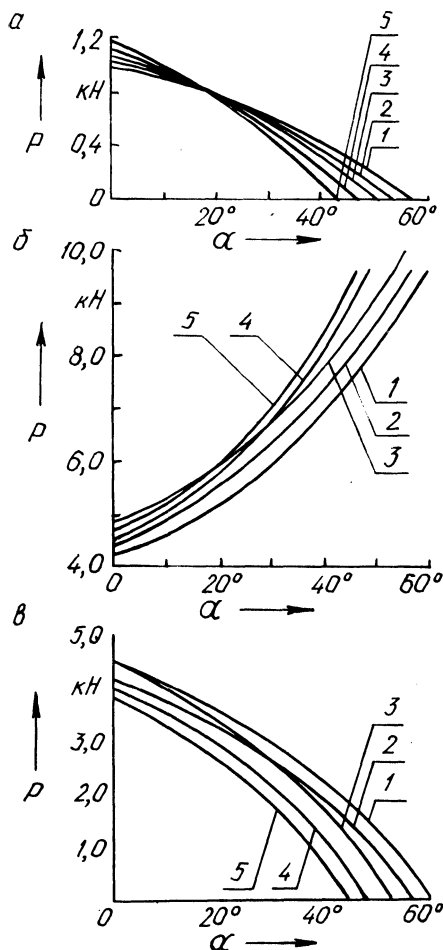


Рис. 2. Распределение нагрузок в зависимости от угла подъема платформы прицепа ОЗТП-8588:

*a* – на дышло прицепа; *б* – на заднюю ходовую ось; *в* – на переднюю ходовую ось; 1 – для прицепа, центр масс которого откорректирован после расчетов на устойчивость; 2 – для прицепа полной массы; 3 – для прицепа полной массы выше номинальной; 4 – для прицепа с надставными бортами; 5 – для прицепа со смещенным к заднему борту центром масс груза

Табл. 2. Предельные углы подъема платформы и бокового наклона прицепа

Тип прицепа	$\alpha_{\text{lim}}$	$\gamma_{\text{lim}}$
Прицеп номинальной полной массы	$59^{\circ}30'$	$23^{\circ}10'$
Прицеп полной массы, выше номинальной на 800 кг	$55^{\circ}45'$	$21^{\circ}00'$
Прицеп номинальной полной массы со смещением центра масс груза к заднему (боковому) борту	$47^{\circ}15'$	$20^{\circ}10'$
Прицеп номинальной полной массы с надставными бортами	$49^{\circ}00'$	$20^{\circ}30'$

перегруз платформы (по данным предварительных испытаний, средняя масса перевозимого за один рейс груза для прицепа ОЗП-8588 составила 7800 кг вместо 7000 кг по технической документации);

смещение центра масс груза к заднему или боковому борту платформы (угол естественного откоса груза для зерна принят равным  $25^\circ$ );

перевозка грузов плотностью менее  $0,4 \text{ т/м}^3$  прицепом с увеличенным объемом платформы, что влечет за собой смещение центра масс прицепа вертикально вверх.

Проведенные для каждого условия эксплуатации расчеты позволили определить критические углы подъема платформы  $\alpha_{\text{lim}}$ , при которых происходит отрыв передних колес прицепа от грунта (см. рис. 2). По параметру  $\gamma_{\text{lim}}$  оценивалась поперечная статическая устойчивость прицепа в различных условиях разгрузки при достижении платформой максимального угла подъема  $\alpha = 50^\circ$ , регламентированного ГОСТ 10000-75. Значения  $\alpha_{\text{lim}}$  и  $\gamma_{\text{lim}}$  приведены в табл. 2.

Анализируя данные расчетов, можно отметить следующее:

наиболее неблагоприятна с точки зрения безопасности разгрузка прицепа с грузом, центр масс которого смещен к заднему или боковому борту платформы;

при разгрузке прицепа с грузом, центр масс которого смещен к заднему борту, разгрузка задних колес трактора достигает 24 % номинальной. Причем данная ситуация характерна тем, что гидроцилиндр не обеспечивает возврата платформы с зависшим грузом в исходное положение;

при разгрузке на поперечном уклоне происходит перекося остова прицепа на величину до  $1,5 \dots 2^\circ$  за счет деформации шин задней ходовой оси из-за перегрузки, достигающей 50 % номинальной;

трехточечная схема закрепления рамы прицепа на передней тележке и задней ходовой оси при попадании одного из колес задней оси в углубление вызывает боковой наклон грузовой платформы в поперечной плоскости, что крайне нежелательно.

Проведенный анализ позволил выработать следующие рекомендации по изменению параметров и порядка разгрузки прицепа:

платформа перемещается в направлении движения прицепа на 125 мм при одновременном перемещении дышла "внутрь" на 55 мм, что позволит более равномерно загрузить колесные оси и повысить продольную устойчивость прицепа на  $2^\circ$ ;

разгрузка грузов, склонных к зависанию, производится при расположении гидрокюка трактора на минимальном расстоянии от опорной поверхности.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тракторные поезда / Под ред. В.В. Гуськова. М., 1982.
2. Коновалов В.Ф. Динамическая устойчивость тракторов. М., 1981.
3. Мелик-Саркисянц А.С. Устойчивость автомобилей-самосвалов при разгрузке // Автомоб. пром-сть. 1981, № 12.

## ОЦЕНКА ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ТРАКТОРНЫХ ПОЕЗДОВ

Ввиду особой актуальности рационального использования энергоресурсов большое значение приобретает экономия топлива на транспорте сельскохозяйственных грузов. В связи с этим необходимо расчетным путем оценить влияние различных конструктивных параметров тракторных поездов как испытывающихся, так и находящихся на стадии конструкторской разработки на их топливную экономичность.

В литературе предложены эмпирические выражения расхода топлива карбюраторными и дизельными двигателями в функции индикаторного крутящего момента с коррективкой в зависимости от оборотов двигателя [1] и полученные на их основе выражения расхода топлива при прохождении автомобилем определенного пути в зависимости от передаточного числа трансмиссии и радиуса качения ведущих колес [2].

Для практических расчетов по упомянутым выражениям необходимо предварительно определить ряд коэффициентов аппроксимации применительно к двигателю конкретного агрегата.

Характер зависимости цикловой подачи топлива  $q_{ц}$  двигателей современных тракторов "Беларусь" от эффективного давления  $p_e$  и скоростного режима  $\omega$  позволяет с достаточной для практических расчетов точностью записать:

$$\left. \begin{aligned} q_{ц} &= a^* + b^* p_e - c^* \omega; \\ V_{ц} &= a + b p_e - c \omega, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где  $a^*$ ,  $b^*$  и  $c^*$  — параметры моделирующих выражений массового  $q_{ц}$  и объемного  $V_{ц}$  цикловых расходов топлива, которые определяются по заводским экспериментальным характеристикам.

При работе на внешней характеристике на установившихся скоростных режимах расход топлива двигателем тракторного поезда за промежуток времени  $t$  можно определить по выражению, полученному в результате аппроксимации экспериментальных зависимостей секундного расхода топлива от угловой скорости вала двигателя:

$$G_T(t) = (a_i \omega + b_i \omega^2 + c_i \omega^3) \rho_T t, \quad (2)$$

где  $a_i$ ,  $b_i$  и  $c_i$  — коэффициенты аппроксимации для регуляторной или для корректорной ветви внешней скоростной характеристики двигателя.

Используя положения теории двигателей внутреннего сгорания и теории трактора, получим выражения расходов топлива в зависимости от угловой скорости вала двигателя, пройденного пути и параметров конструкции тракторного поезда, которыми было бы удобно пользоваться как при полевых испытаниях тракторного поезда, так и при расчетных оценках его топливной экономичности.

Если известны крутящий момент  $M_e$ , развиваемый двигателем, буксование ведущих колес трактора  $\delta_j$  на участке установившегося движения длиной  $S$ , то массовый путевой расход топлива определяется по формуле

$$G_{\tau} = \frac{g_e M_e S u_{\text{тп}j}}{r_j^0 (1 - \delta_j)} = g_e N_e t, \quad (3)$$

где  $g_e$  — удельный эффективный расход топлива на рассматриваемом режиме работы;  $u_{\text{тп}j}$  — передаточное число трансмиссии от  $j$ -го колеса движителя до вала двигателя;  $r_j^0$  — радиус качения в ведомом режиме  $j$ -го колеса движителя;  $t$  — время прохождения отрезка пути  $S$ .

Цикловая подача топлива в цилиндр двигателя пропорциональна среднему эффективному давлению  $p_e$  [1]:

$$V_{\text{ц}} = \frac{p_e g_e}{\rho_{\tau}} V_h, \quad q_{\text{ц}} = p_e g_e V_h, \quad (4)$$

а крутящий момент двигателя [1]

$$M_e = \frac{p_e V_h i}{\pi \tau}, \quad (5)$$

где  $\rho_{\tau}$  — плотность топлива;  $V_h$  — объем одного цилиндра;  $i$  — количество цилиндров в двигателе;  $\tau$  — тактность двигателя.

Из выражения (5) получим  $p_e$  и, подставив в (4), запишем с учетом (1)

$$g_e = \frac{a \rho_{\tau} i}{M_e \pi \tau} + \frac{b}{V_h} - \frac{c \omega \rho_{\tau} i}{M_e \pi \tau}. \quad (6)$$

Подставим (6) в выражение (3):

$$G_{\tau} = \left[ \frac{\rho_{\tau} i}{\pi \tau} (a - c \omega) + \frac{b}{V_h} M_e \right] \frac{S u_{\text{тп}j}}{r_j^0 (1 - \delta_j)}.$$

С учетом корректировки плотности дизельного топлива в зависимости от его температуры на входе в топливный насос высокого давления

$$G_{\tau} = \left\{ \frac{[\rho_{\text{нач}} + \gamma (T - T_{\text{нач}})] i}{\pi \tau} (a - c \omega) + \frac{b}{V_h} M_e \right\} \frac{S u_{\text{тп}j}}{r_j^0 (1 - \delta_j)},$$

где  $\rho_{\text{нач}}$ ,  $T_{\text{нач}}$  — плотность топлива при  $T_{\text{нач}}$  и температура стандартных условий измерения плотности;  $\gamma$  — температурный коэффициент плотности топлива.

Эффективный крутящий момент двигателя определяется как сумма крутящих моментов на колесах движителя с учетом передаточных чисел трансмиссии от колес до вала двигателя и потерь в трансмиссии [3]. Таким образом, полученное выражение позволяет расчетным путем на стадии проектирования производить оценку топливной эффективности работы тракторного поезда с учетом конструктивных его параметров, рабочих режимов двигателя и движителя с произвольным количеством ведущих колес.



В качестве безразмерных либо удельных показателей рабочего процесса транспортного средства, характеризующих различные стороны его топливной эффективности, используют, кроме уже упомянутого удельного эффективно-расхода топлива, показатель удельной производительности [2], равный отношению часовой производительности к расходу топлива на 100 км; расход топлива на 100 км; "полный" КПД, равный отношению суммы крюковой мощности и мощности, отбираемой через ВОМ, к расходу топлива; термический КПД, представляющий отношение тепловой энергии, преобразованной в механическую работу, к энергии, выделившейся при сгорании топлива в двигателе [1]; удельный крюковой расход топлива, представляющий величину, обратную "полному" КПД.

Среди перечисленных измерителей наиболее подходящим по структуре для количественной характеристики преобразования химической энергии топлива в "полезный эффект" транспортного процесса тракторного поезда может быть удельная (на единицу расхода топлива) производительность. Примем ее за аналог оценочного измерителя и получим безразмерный показатель, представив его в виде отношения количества движения перевозимого полезного груза ( $m$ ) к количеству тепловой энергии сгорания топлива, выделяющейся в единицу времени. С учетом выражения (2), зная низшую теплотворную способность дизельного топлива  $h_u$ , можно получить

$$\eta_g = \frac{mr_j^0(1 - \delta_j)}{u_{\text{тp}j} \rho_{\text{T}} h_u (a + b\omega + c\omega^2)}$$

При необходимости иметь оценку затрат топлива (по массе) на получение единицы производительности работы данного тракторного поезда в конкретных условиях движения целесообразно использовать величину

$$\eta_{G_{\text{T}}} = \frac{1}{\eta_g h_u} = \frac{u_{\text{тp}j} \rho_{\text{T}} (a + b\omega + c\omega^2)}{mr_j^0(1 - \delta_j)}$$

которая, кроме того, позволяет достаточно просто перейти к стоимостному учету затрат топлива при экономических оценках рабочего процесса тракторного поезда. Близкий к  $\eta_{G_{\text{T}}}$  измеритель используется в авиации.

Введение и использование измерителей различных эксплуатационных свойств тракторного поезда, отличающихся по смыслу от вошедших в различные стандарты или от широко распространенных, позволяет получить эффективный и чувствительный инструментарий для решения конкретной задачи, базируется на общепринятых, ставших классическими соотношениях и им не противоречит. Необходимость появления комплексных, удобных в использовании показателей, ряд которых является основой оценки сразу нескольких эксплуатационных свойств мобильного агрегата, обусловливается компромиссной сущностью практически всех задач технической оптимизации [3, 4].

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ленин И.М. Теория автомобильных и тракторных двигателей. М., 1969.
2. Высокый М.С., Беленький Ю.Ю., Московкин В.В. Топливная экономичность автомобилей и автопоездов. Мн., 1984.
3. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. М., 1981.
4. Фаробин Я.Е., Шупляков В.С. Оценка эксплуатационных свойств автопоездов для международных перевозок. М., 1983.

УДК 629.114.2.011.5.001.4

С.В. ГОЛОД, В.Ф. КУЗЕМЧИК,  
В.А. СЕМЕНОВ (МТЗ)

### МЕТОД УСКОРЕННЫХ ИСПЫТАНИЙ ВЕРХНЕГО СТРОЕНИЯ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ СЕМЕЙСТВА "БЕЛАРУСЬ"

Для решения задач, возникающих при разработке рациональных конструкций кабин, и обеспечения ресурса, равного сроку службы трактора, требуется проводить ускоренные испытания. Вместе с тем методика испытаний не должна противоречить ОСТ 23.1.145—86.

В основу разработки настоящего метода положены основные требования ОСТ 23.1.145—86, заключающиеся в том, что ускорение испытаний должно достигаться за счет учащения эксплуатационных нагрузок в единицу времени, а максимальные нагрузки, воздействующие на трактор со стороны препятствий, не должны превышать значений, зарегистрированных при эксплуатации [1].

За критерий правильности подобранного режима принимается идентичность характера и вида разрушений элементов кабины при ускоренных испытаниях и в эксплуатационных условиях.

Исходной информацией для составления методики ускоренных испытаний кабины явилось изучение характеристик эксплуатационной нагруженности трактора на режимах транспортного движения с различными скоростями по разбитой грунтовой дороге, культивированной зяби и стерне озимой ржи. Оценочным параметром нагруженности элементов кабины принято ускорение, так как сборочные единицы трактора (несущая система, передний мост, кабина) испытывают нагружение силами инерции собственных масс [2]. Использование ускорений для оценки нагрузок значительно упрощает процесс получения данных для форсирования испытаний и осуществления контроля за соблюдением режима нагружения, так как нет необходимости оценивать уровень действующих напряжений.

Анализ условий работы трактора показывает, что основными видами нагружения кабины в условиях эксплуатации являются вертикальные, боковые и поперечно-угловые колебания. Исходя из этого, для измерения вертикальных и боковых колебаний датчики устанавливаются на рукаве остова трактора, для измерения поперечно-угловых — в верхней части кабины.

В качестве датчиков ускорений используются тензометрические акселерометры типа АТ конструкции НАТИ. Регистрация ускорений осуществляется магнитографом Н-062, входящим в состав усилительно-регистрирующей аппа-

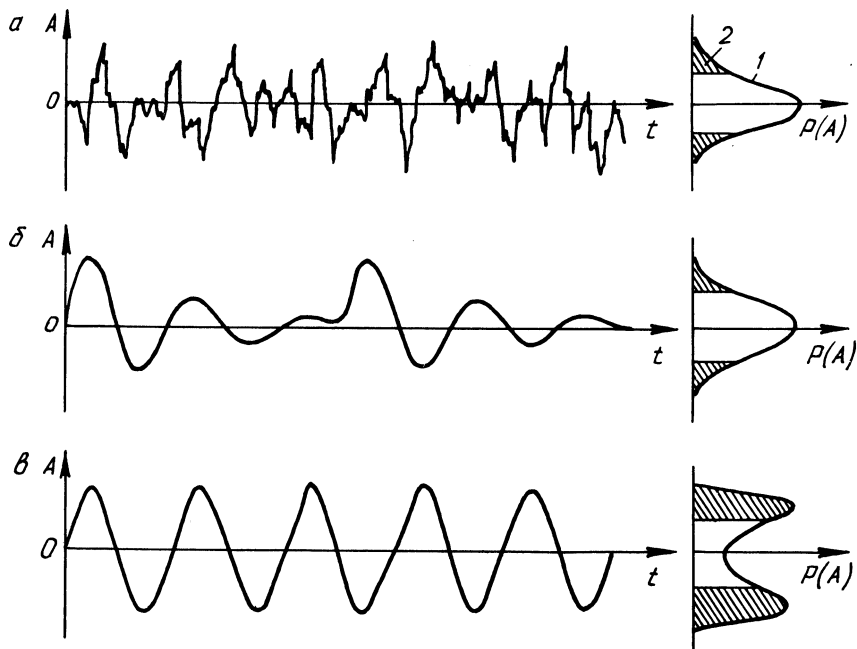


Рис. 1. Образцы осциллограмм ускорений остова трактора "Беларусь" МТЗ-82:

*a* – в условиях эксплуатации; *б* – на прочностном полигоне МТЗ; *в* – по предлагаемой методике

ратуры передвижной тензостанции ЧЕК-2. Статистическая обработка результатов измерений производится аппаратурным методом с использованием ЭВМ "Искра-1256" в два этапа: проведение амплитудного анализа с построением кривых распределений; частотный анализ в диапазоне 0,25...10 Гц с построением диаграмм спектра частот.

При оценке эксплуатационной нагруженности выделялись нагрузки, вызывающие разрушающие воздействия на кабину, с целью воспроизведения их при ускоренных испытаниях и оценки форсирования испытаний по сравнению с эксплуатационными.

Многочисленными экспериментами установлено, что эксплуатационный спектр нагрузок носит случайный характер и близок к нормальному распределению (рис. 1, *a*). Установлено также [3], что вызываемые ускорениями напряжения, меньшие половины предела выносливости, не влияют на формирование усталостных повреждений в элементах металлоконструкций.

Кривая распределения условно разделяется на две зоны. Считается, что нагрузки, создаваемые ускорениями 1-й зоны, не вызывают повреждающего действия, а основные повреждения связаны с ускорениями 2-й зоны. В расчет принимаются значения 2-й зоны, полученные в условиях эксплуатации.

В предлагаемой методике испытания проводятся по программе, характеризующейся одной степенью нагружения с воспроизведением наиболее харак-

терной части спектра реальных нагрузок, что обеспечивает достаточную экономичность испытаний [ 4 ].

Для форсирования максимальных уровней, полученных в процессе эксплуатации, следует создавать возмущающие воздействия по закону, кривая распределения амплитуд которого имела бы как можно больший процент нахождения в зоне максимальных значений. Такому требованию в наилучшей степени отвечает кривая распределения синусоидальных колебаний, представленная на рис. 1, в .

Высота препятствий определяется максимальным уровнем амплитуд ускорений, зарегистрированных в условиях эксплуатации экспериментальным путем. Минимальный шаг расположения препятствий устанавливается исходя из размеров препятствий по длине. При этом учитывается влияние длины отпечатка шины по условиям нивелирующего и демпфирующего свойств и диаметра задних колес по условиям "обкатывания" препятствия [ 5 ].

Для возбуждения колебаний препятствия могут располагаться на дорожном покрытии в одну или две колеи. Возможен также вариант расположения препятствий на задних колесах, так как по рекомендациям НАТИ для тракторов с коэффициентом распределения масс, мало отличающимся от единицы, связью между колебаниями передней и задней частей трактора можно пренебречь [ 6 ].

При выборе способа возмущения учитывается наличие в колебательном процессе вертикальных, боковых и поперечно-угловых колебаний.

На основании результатов предварительных экспериментов был предложен вариант получения колебаний с помощью искусственных неровностей на шине заднего колеса трактора. С этой целью с наружной поверхности колеса, на пяти равномерно распределенных участках длиной по 45...50 см, были на полную высоту удалены почвозащелпы.

Анализ частотных спектров ускорений в условиях эксплуатации трактора МТЗ-82 с унифицированной кабины показал, что преобладающей частотой в спектре вертикального направления является частота 3,1 Гц, определяемая резонансными колебаниями остова трактора на колесах. В частотном спектре поперечно-угловых колебаний преобладают две частоты 1 и 2,5 Гц, что соответствует резонансным частотам колебаний остова трактора на колесах и кабины на амортизаторах. В спектре боковых колебаний определяющая частота равна 2,5 Гц.

Скорость движения выбиралась из условия получения возмущений колебаний с частотой, находящейся в области, близкой к основным резонансным частотам колебаний остова и кабины трактора, и составила примерно 3 м/с, что соответствовало частоте возмущения колебаний около 3,5 Гц.

Ускорение испытаний за счет форсирования нагрузжений зависит от возрастания количества амплитуд в зоне максимальных значений по сравнению с максимально нагруженным эксплуатационным режимом:

$$k_{\Phi} = C_1/C_2 ,$$

где  $C_1$  и  $C_2$  — нахождение амплитуд в области максимальных значений соответственно при переезде препятствий и в условиях эксплуатации, %.

Для процесса нагружения по закону, близкому к синусоидальному,  $C_1 \approx 30...50$  %. При максимальной нагруженности в условиях эксплуатации  $C_2 \approx$

$\approx 10\%$ . Таким образом, расчетный коэффициент ускорения испытаний за счет форсирования нагружений колеблется в пределах  $k_{\Phi} = 3 \dots 5$ .

Данная методика не предусматривает определения эксплуатационного ресурса кабины. Основная ее цель — получение достоверной информации о типичных для условий эксплуатации усталостных повреждениях в наиболее нагруженных элементах верхнего строения за максимально короткий срок для доработки и создания оптимальной конструкции кабины.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ОСТ 23.1.145–86. Тракторы сельскохозяйственные. Методы ускоренных полигонных испытаний на надежность.
2. Оценка эксплуатационной нагруженности комбайна "Дон-1500" / В.В. Спиченков и др. // Тракторы и сельхозмашины. 1987. № 9. 3. Граф М.Э., Павловский В.З. О методике определения нижней границы повреждающих напряжений спектра // Завод. лаб. 1967. № 3.
4. Илиннич И.М., Никонов В.В., Кольченко Б.И. Расчет, проектирование и испытание кабин тракторов. М., 1989.
5. Яценко Н.Н. Поглощающая и сглаживающая способность шин. М., 1978.
6. Исследование поддресоривания гусеничных и колесных сельскохозяйственных тракторов // Тр. НАТИ. 1970. Вып. 208.

УДК 629.114.2

В.В. АЛЕКСЕЕВ (ПО "Кировский завод"), В.П. БОЙКОВ (БПИ)

#### РЕЗУЛЬТАТЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИИ НА СИДЕНЬЕ ВОДИТЕЛЯ ТРАКТОРА "КИРОВЕЦ"

Одним из факторов повышения производительности труда в сельском хозяйстве является улучшение условий труда механизаторов, в том числе снижение низкочастотной вибрации на рабочих местах водителей тракторов, комбайнов, других сельхозмашин, что достигается поддресориванием машины и (или) сиденья водителя. Допустимые уровни вибрации на сиденье трактора определяются нормативными значениями, содержащимися в ГОСТ 12.2.019–86. Аттестация тракторов на безопасность условий труда проводится по ГОСТ 12.2.002–81, который устанавливает методы определения и оценки показателей безопасности.

Методика определения параметров низкочастотной вибрации на сиденье водителя заключается в измерении виброускорений на сиденье при испытаниях трактора в стандартизованных условиях (ГОСТ 12.2.002–81) с последующим определением среднеквадратических значений (СКЗ) виброускорений в октавных полосах частот. Методика оценки рассматриваемого показателя безопасности состоит в приведении полученных СКЗ ускорений на сиденье водителя к типовому микропрофилю. С этой целью в процессе испытаний проводится измерение высот неровностей микропрофилей испытательных участков агрофона и (или) дороги. Оценочные значения параметров вибрации на сиденье водителя рассчитывают по зависимости

$$\sigma_i^* = \sigma_i \frac{\sigma_{zi}^*}{(\sigma_{zin} + \sigma_{zinp})/2},$$

где  $\sigma_i^*$  — оценочное СКЗ ускорения в  $i$ -м диапазоне частот;  $\sigma_i$  — СКЗ ускорения в  $i$ -м диапазоне частот, измеренное при испытаниях;  $\sigma_{zi}^*$  — СКЗ высоты неровностей типового микропрофиля дорожного фона в  $i$ -м диапазоне частот;  $\sigma_{zin}, \sigma_{zinp}$  — СКЗ высоты неровностей микропрофиля дорожного фона в  $i$ -м диапазоне частот, измеренное при испытаниях соответственно по левой и правой колее.

Колесные тракторы общего назначения класса 5 испытывают в условиях пахоты стерни злаковых культур (вдоль направления предыдущей пахоты) при скорости движения 8–10 км/ч и транспортной работы при движении по грунтовой дороге среднего качества со скоростью  $(15 \pm 2)$  км/ч. Трактор должен быть укомплектован в соответствии с видом технологической операции. Подвеска сиденья регулируется по массе водителя. Давление в шинах устанавливается в зависимости от технологической операции, а износ почвозацепов шин не должен превышать 35 % первоначальной их высоты. До начала измерений трактор разгоняют с таким расчетом, чтобы ко времени въезда на измерительный участок агрофона он имел постоянную скорость. При движении по измерительному участку изменение скорости не допускается. Измерения вибрации на сиденье водителя производят один раз не менее чем за 50 с.

Испытывались серийный трактор К-701 и модернизированный К-701М, имеющий другие массогеометрические параметры [1] и переднюю подвеску остова. Износ почвозацепов шин отсутствовал. Масса водителя — 80 кг. В процессе испытаний измерялись вертикальные и горизонтально-продольные ускорения на сиденье водителя и в время прохождения трактором участка. Для замера виброускорений использовалась виброизмерительная аппаратура ВИБ-6ТН в комплекте с датчиками ДУ-5С. Датчики устанавливались на металлическом диске диаметром 50 см, который помещался между водителем и подушкой сиденья. Для регистрации измеренных ускорений применялся магнитоэлектрический осциллограф К12-22. Скорость движения фотоленты составляла 60 мм/с. Время записи — 50 с.

Обработка осциллограмм производилась с помощью преобразователя графиков Ф-018. Шаг дискретизации равнялся 1 мм. С учетом скорости протяжки ленты шаг по времени составил 0,017 с, что позволяет охватить диапазон частот 0...30 Гц. Затем была проведена математическая обработка полученных временных рядов и вычислены статистические оценки среднеквадратического значения, автокорреляционной функции, спектральной плотности и СКЗ в октавных полосах частот. Октавные СКЗ ускорений рассчитывались по функции спектральной плотности.

Высота неровностей микропрофиля стерни была измерена на длине 100 м с шагом 0,1 м после прохода трактора, грунтовой дороги — на длине 200 м с шагом 0,2 м также после прохода трактора (ГОСТ 12.2.002–81). Измерение проводилось методом нивелирования с помощью двух сообщающихся сосудов, имеющих различную площадь поперечного сечения (табл. 1). Оценочные значения параметров вибрации на сиденье водителя представлены в табл. 2. В ней также приведены нормативные (допустимые) значения параметров виб-

Табл. 1. Параметры дорожных воздействий

Фон	Параметр	СКЗ высот неровностей микропрофилей дорожных фонов (см) в диапазонах частот (Гц)				
		0,88...1,4	1,4...2,8	2,8...5,6	5,6...11,2	11,2...22,4
Стерня	$\sigma_{z_{iП}}$	0,61	0,54	0,27	0,18	0,06
	$\sigma_{z_{iП}}$	0,81	0,52	0,25	0,16	0,06
	$\sigma_{z_i}^*$	0,43	0,4	0,29	0,2	—
Грунтовая дорога	$\sigma_{z_{iП}}$	0,27	0,23	0,13	0,07	0,02
	$\sigma_{z_{iП}}$	0,31	0,29	0,15	0,08	0,03
	$\sigma_{z_i}^*$	0,62	0,53	0,36	0,26	—

Табл. 2. Оценка вибронегруженности водителей тракторов "Кировец"

Фон	Объект испытаний	Скорость, м/с	Оценочные СКЗ ускорений на сиденье (м/с <sup>2</sup> ) в диапазонах частот (Гц)				
			0,88...1,4	1,4...2,8	2,8...5,6	5,6...11,2	11,2...22,4
Стерня	К-701	2,7	<u>0,41</u>	<u>1,2</u>	<u>0,33</u>	<u>0,2</u>	<u>0,08</u>
			0,46	1,39	1,18	0,85	0,34
	К-701М	2,5	<u>0,45</u>	<u>0,86</u>	<u>0,17</u>	<u>0,11</u>	<u>0,06</u>
			0,46	1	0,38	0,31	0,07
Грунтовая дорога	К-701	3,95	<u>0,32</u>	<u>1,55</u>	<u>0,54</u>	<u>0,26</u>	<u>0,04</u>
			0,36	1,3	1,03	1,17	0,42
	К-701М	4,1	<u>0,34</u>	<u>1,28</u>	<u>0,33</u>	<u>0,23</u>	<u>0,05</u>
			0,39	1,23	0,64	0,72	0,12
Нормативные значения (ГОСТ 12.2.019-86)			—	<u>1,3</u>	<u>0,4</u>	<u>0,25</u>	<u>0,25</u>
			0,316	0,423	0,8	1,62	3,2

Примечание. В числителе приведены значения ускорений в вертикальном направлении, в знаменателе — в горизонтально-продольном.

рации, которые для вертикальных ускорений являются обязательными, а для горизонтальных — рекомендуемыми.

Анализ результатов показывает, что максимум энергии вертикальных колебаний на сиденье водителя приходится на полосу частот 1,4...2,8 Гц. При дви-

жении по стерне оценочные значения параметров вибрации ниже допустимых у обоих тракторов, а по грунтовой дороге — только у трактора К-701М. Больше допустимых они у трактора К-701 во второй октаве на 20 %, в третьей — на 35 %. Горизонтально-продольные ускорения имеют более широкополосный спектр, охватывающий диапазон 1,4...11,2 Гц. Оценочные значения превосходят рекомендуемые у трактора К-701 в первых трех октавных полосах частот, у трактора К-701М — в первых двух при движении и по стерне, и по грунтовой дороге. Таким образом, лучшие условия труда по рассмотренному показателю безопасности имеет водитель трактора К-701М.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Савин А.М., Алексеев В.В., Бойков В.П. Сравнительные испытания на плавность хода тракторов "Кировец"/Техн. пробл. повышения эффективности применения мощ. колес. тракторов в Нечернозем. зоне РСФСР. Л., 1984.

УДК 621.432.062

И.М. МОТЫЛЬ (БИМСХ)

### МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ВЛИЯНИЯ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ГЛУШИТЕЛЕЙ ГЕНЕРИРУЕМОГО В НИХ ШУМА ГАЗОВОГО ПОТОКА

Глушители автотракторных двигателей должны обеспечивать нормируемые заглушения шума выпуска и искрогашение (глушители тракторов и комбайнов) при минимальном противодавлении выпуску и приемлемых габаритах, а также удовлетворять множеству других требований.

Рядом исследований [1, 2] установлено, что "внутренний" шум, генерируемый в глушителе газовым потоком и снижающий его эффективность, определяется скоростью потока и при достижении определенного предела (например, для автотракторных глушителей 80 м/с) начинает оказывать значительное влияние на шум выпуска. Поэтому эффективность каждой камеры глушителя определяется соотношениями входного уровня шума, создаваемого камерой заглушения, и уровня генерируемого в камере газовым потоком "внутреннего" шума, а эффективность всего глушителя определяется также и порядком расположения камер в нем.

В табл. 1 приведены результаты проверки противодавления и шумовых характеристик выпуска дизеля 4С11/12,5 (Д-240) на номинальном режиме работы ( $N_e = 59$  кВт,  $n = 2200$  мин<sup>-1</sup>) по методике, предложенной в стандарте [3], при установке в выпускной системе в различных комбинациях опытного глушителя активного типа (без искрогасящих устройств) со сравнительно низким уровнем генерируемого в нем "внутреннего" шума и более "шумных" опытных искрогасителей, различающихся только углом наклона лопаток направляющего аппарата и, следовательно, имеющих различную интенсивность закрутки газового потока. Цифры в обозначении искрогасителей соответствуют углам наклона лопаток в градусах.



Табл. 1. Показатели системы выпуска при различных вариантах установки в ней глушителя и искрогасителей

Комплектация системы выпуска	Вариант искрогасителя	Уровень звука $L_{d0.25A}$ , дБА	Заглушение $\Delta L$ , дБА	Противодавление, Па
Без заглушающих устройств	—	124,0 (124,0)*	—	—
Установлен опытный глушитель	—	106,5 (106,2)	7,8	6300
Поочередно установлены искрогасители	ИО-25	117,5 (117,5)	6,5	6800
	ИО-35	117,0 (117,0)	7	6000
	ИО-45	117,5 (117,5)	6,5	4800
	ИО-55	118,0 (118,0)	6	4500
Первым установлен глушитель, за ним искрогасители	ИО-25	116,0 (116,0)	8,0	10 500
	ИО-35	106,0 (105,6)	18,4	9700
	ИО-45	104,5 (104,0)	20	9000
	ИО-55	104,0 (103,4)	20,6	8600
Первыми установлены искрогасители (по 1 шт.), за ними глушитель	ИО-25	102,5 (101,6)	22,4	12 100
	ИО-35	102,5 (101,6)	22,4	11 100
	ИО-45	102,5 (101,6)	22,4	10 300
	ИО-55	103,0 (102,3)	21,7	9800

\*В скобках приведены уровни шума с учетом помех от шума двигателя в точке замера (95 дБА).

Табл. 2. Результаты расчета внутреннего шума и фиктивного заглушения для элементов системы выпуска

Исследуемый элемент системы выпуска	Результаты замеров, дБА				Результаты расчета	
	1-й замер		2-й замер		Фиктивное заглушение $\Delta L_{\phi}$ , дБА	Внутренний шум $L_{вн}$ , дБА
	$L_{вх1}$	$L_{вых1}$	$L_{вх2}$	$L_{вых2}$		
Глушитель	124	106,2	117,5	101,6	18,6	98,4
	124	106,2	117	101,6	18,7	99
	124	106,2	117,5	101,6	18,6	98,4
	124	106,2	118	102,3	18,8	99,3
ИО-25	124	117,5	106,2	116	11,8	115,9
ИО-35	124	117	106,2	105,6	7,3	104,7
ИО-45	124	117,5	106,2	104	6,7	102,2
ИО-55	124	118	106,2	103,4	6,1	100,9

Из табл. 1 следует: когда опытные искрогасители установлены отдельно или перед глушителем, шумовые характеристики системы выпуска при всех вариантах искрогасителей отличаются незначительно, несмотря на различное противодействие выпуску, причем все искрогасители обеспечивают дополнительное снижение шума выпуска глушителя, а когда искрогасители установлены после глушителя, уровни шума выпуска значительно различаются (от 116 до 103,4 дБА) и могут быть как выше (с ИО-25), так и ниже шума при установке только глушителя.

Приведенная в работах [1] и [2] методика расчета "внутреннего" шума в глушителе позволяет лишь ограничить минимальное проходное сечение элементов выпускного тракта, но не дает возможности определить уровень "внутреннего" шума, генерируемого и передаваемого из камеры в камеру, и оценить его влияние на эффективность всего глушителя.

В работе [4] исследован "внутренний" шум, возбуждаемый в расширительных камерах при их продувке воздухом. Однако методика исследования достаточно трудоемка, требует специального оборудования и аппаратуры, а параметры воздушного потока не соответствуют параметрам потока отработавших газов.

Предлагаемая методика расчетно-экспериментального определения "внутреннего" шума, генерируемого в глушителе, и оценки его влияния на эффективность всего глушителя не требует специального оборудования.

Принимаем, что уровень шума выпуска глушителя при  $i$ -м замере  $L_{\text{вых}1}$  энергетически складывается из генерируемого в глушителе "внутреннего" шума  $L_{\text{вн}}$  и из разности входного уровня шума  $L_{\text{вх}1}$  и фиктивного заглушения  $\Delta L_{\phi}$ , которое теоретически обеспечивалось бы при полном отсутствии "внутреннего" шума, т.е.:

$$L_{\text{вых}1} = 10 \lg (10^{0,1(L_{\text{вх}1} - \Delta L_{\phi})} + 10^{0,1L_{\text{вн}}}), \quad (1)$$

где  $L_{\text{вх}1}$ ,  $L_{\text{вых}1}$  и  $L_{\text{вн}}$  — уровни звука, дБА (звукового давления в полосах частот, дБ), замеренные в одинаково расположенных относительно выпускных отверстий точках.

Допуская, что при одном и том же режиме работы двигателя значения  $\Delta L_{\phi}$  и  $L_{\text{вн}}$  практически не зависят от  $L_{\text{вх}1}$ , и экспериментально определив уровни шума выпуска  $L_{\text{вых}1}$  исследуемого глушителя при двух различных уровнях шума на входе  $L_{\text{вх}1}$ , можно найти:

$$\Delta L_{\phi} = 10 \lg \left( \frac{10^{0,1L_{\text{вх}2}} - 10^{0,1L_{\text{вх}1}}}{10^{0,1L_{\text{вых}2}} - 10^{0,1L_{\text{вых}1}}} \right); \quad (2)$$

$$L_{\text{вн}} = 10 \lg (10^{0,1L_{\text{вых}1}} - 10^{0,1(L_{\text{вх}1} - \Delta L_{\phi})}), \quad (3)$$

где  $L_{\text{вх}1}$ ,  $L_{\text{вых}1}$ ,  $L_{\text{вх}2}$  и  $L_{\text{вых}2}$  — соответственно входные и выходные уров-

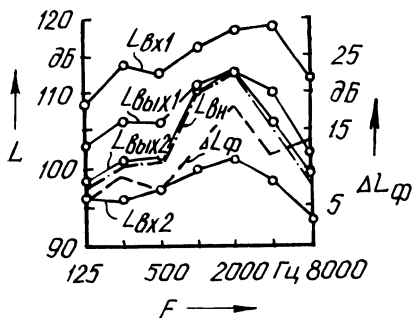


Рис. 1. Экспериментальные октавные уровни шума до и после искрогасителя ИО-25 и расчетные октавные уровни шума  $L_{вн}$  и фиктивного заглушения  $\Delta L_{\phi}$

ни звука, дБА (звукового давления, дБ), при первом и втором замерах, определенные в одинаково расположенных относительно выпускных отверстий точках.

При первом замере в выпускной системе устанавливается только исследуемый глушитель, при втором — газовый поток пропускается сначала через дополнительный глушитель с достаточным заглушением и минимальным теплообменом с окружающей средой.

В табл. 2 приведены значения  $\Delta L_{\phi}$  и  $L_{вн}$ , рассчитанные по формулам (2) и (3) с использованием данных табл. 1.

Из табл. 2 видно, что расчетные параметры глушителя при различных искрогасителях практически одинаковы, а среди искрогасителей наихудшие показатели имеет ИО-25 из-за высокого уровня "внутреннего" шума. Например, при использовании любых комбинаций и любого количества приведенных искрогасителей и глушителя уровень шума выпуска не может быть снижен более чем до 98...99 дБА (ниже внутреннего шума глушителя) даже при более низком значении входного уровня шума.

Зависимости (2) и (3) могут быть использованы для получения октавных или третьоктавных спектров фиктивного заглушения и "внутреннего" шума. По расчетным значениям  $\Delta L_{\phi}$  и  $L_{вн}$  в октавных полосах частот (рис. 1) для искрогасителя ИО-25 можно сделать вывод, что причиной высокого уровня шума выпуска с этим искрогасителем является высокий "внутренний" шум в октавных полосах частот 1000 и 2000 Гц.

Характеристики фиктивного заглушения и "внутреннего" шума, полученные для каждой камеры позволяют с достаточной точностью рассчитать уровень шума выпуска при произвольном уровне шума на входе в систему с любой комбинацией этих камер и любым их количеством при условии приближительного постоянства температуры и расхода газов. Например, в случае последовательной установки в системе выпуска искрогасителей ИО-25 и ИО-55 при входном уровне шума 124 дБА экспериментальное значение шума выпуска составило 112 дБА, а рассчитанное по уровням  $\Delta L_{\phi}$  и  $L_{вн}$  — 111,75 дБА. Разность экспериментальных и расчетных октавных уровней звукового давления не превышала 1 дБА.

Применение подобной методики позволяет сократить объем экспериментальных работ. Например, для исследования трех камер глушителя требуется провести 6 замеров (по 2 для каждой камеры), что дает возможность при произвольно заданном входном уровне шума рассчитать уровень шума выпуска

для 27 трехкамерных вариантов глушителя и 9 вариантов с 2 камерами и выбрать наиболее приемлемую по уровню шума выпуска комбинацию камер. Как правило, заглушение будет максимальным в случае, если камеры с более высоким уровнем внутреннего шума расположены перед камерами, "внутренний" шум которых имеет меньший уровень.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Выбор оптимального проходного сечения глушителя шума выпуска дизеля / И.А. Коваль, Г.Д. Савран, Г.Л. Финкель и др. // Тракторы и сельхозмашины. 1978. № 6.
2. Борьба с шумом на производстве / Е.Я. Юдин, Л.А. Борисов, И.В. Горенштейн и др.; Под общ. ред. Е.Я. Юдина. М., 1985. 3. ОСТ 23.3.23-88. ССБТ. Дизели тракторные и комбайновые. Предельные значения шумовых и вибрационных характеристик. Методы определения. М., 1989. 4. Fukuda M., Kojima N., Iwaishi T. A Study of Mufflers with Air Flow // JSME Bulletin. 1983. No 214.

УДК 621.431

ЛЕТАН ДЫК (БПИ)

### УСТАНОВКА ДЛЯ УСКОРЕННЫХ ИСПЫТАНИЙ НА КОКСОВАНИЕ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ ФОРСУНОК АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Эффективность, экономичность и надежность работы тракторных двигателей в значительной степени определяются работой топливной аппаратуры и, в частности, ее конечного звена — распылителя форсунок. Надежность и ресурс работы распылителей форсунок сравнительно невысоки, и отказы в их работе встречаются весьма часто.

Опыт эксплуатации автотракторных дизелей показывает, что нагарообразование в сопловом аппарате распылителей форсунок нередко наблюдается при наработке до 500 моточасов. Оценить стойкость распылителей против закоксовывания можно на основе эксплуатационных испытаний. Однако эти испытания требуют значительных производственных затрат, а ценность их результатов снижается ввиду морального старения образцов [1].

Основным фактором, определяющим коксование распылителей, является их температура. Поэтому в основу ряда установок для ускоренных испытаний распылителей положено требование повышения температуры носка распылителя, что достигается выбором режима испытаний, применением двухразовой подачи топлива, опытной головки цилиндров, установкой форсунки в выхлопном коллекторе дизеля и т.д.

В предлагаемой установке повышение температуры распылителя осуществляется главным образом увеличением температуры поступающего в цилиндр воздуха. Такой способ регулирования температуры распылителя выбран с учетом особенностей эксплуатации дизелей в климатических условиях Вьетнама. Дополнительными факторами, влияющими на повышение температуры распылителя при ускоренных испытаниях на коксование, являются поло-

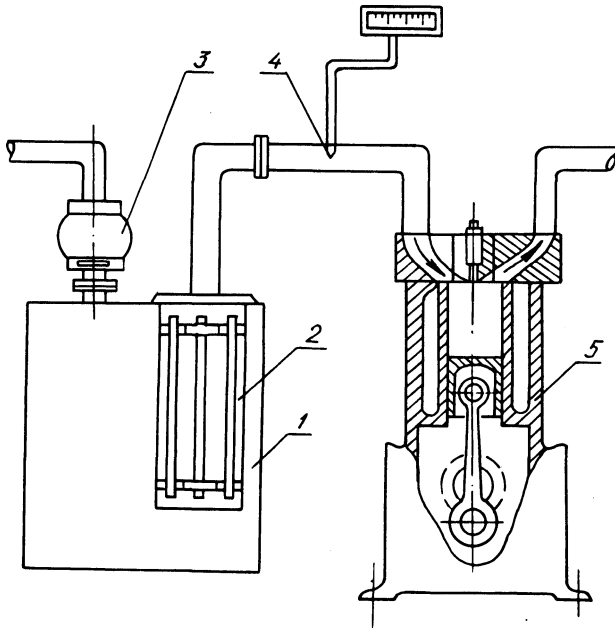


Рис. 1. Установка для ускоренных испытаний распылителей на коксование:  
 1 — успокоительный ресивер; 2 — трубчатые электронагреватели; 3 — газовый счетчик;  
 4 — хромель-копелевая термопара; 5 — дизель 4Ч11/12,5

Табл. 1. Таблица матрицы плана и результатов опытов

Номер опыта	$X_1$			$X_2$			$X_3$			$X_1^2$	$X_2^2$	$X_3^2$	$T_n, ^\circ C$	
	Код	$^{\circ}C$	Код	мм	Код	град	$X_1 X_2$	$X_1 X_3$	$X_2 X_3$				опыт- ная	рас- чет- ная
1	+	90	+	3	0	26	+	0	0	+	+	0	252	248
2	-	50	-	1	0	26	+	0	0	+	+	0	198	202
3	+	90	-	1	0	26	-	0	0	+	+	0	240	238
4	-	50	+	3	0	26	-	0	0	+	+	0	211	212
5	+	90	0	2	+	30	0	+	0	+	0	+	261	257
6	-	50	0	2	-	22	0	+	0	+	0	+	203	194
7	+	90	0	2	-	22	0	-	0	+	0	+	226	229
8	-	50	0	2	+	30	0	-	0	+	0	+	224	221
9	0	70	+	3	+	30	0	0	+	0	+	+	240	243
10	0	70	-	1	-	22	0	0	+	0	+	+	207	207
11	0	70	+	3	-	22	0	0	-	0	+	+	213	216
12	0	70	-	1	+	30	0	0	-	0	+	+	231	234
13	0	70	0	2	0	26	0	0	0	0	0	0	223	225
14	0	70	0	2	0	26	0	0	0	0	0	0	228	225
15	0	70	0	2	0	26	0	0	0	0	0	0	225	225

жение носка распылителя относительно плоскости головки и угол опережения впрыска топлива.

Схема установки представлена на рис. 1. В нее входит дизель на тормозном стенде, оборудованном согласно ГОСТ 18509—88. Запуск и торможение двигателя осуществляются балансирующей динамомашинной постоянного тока.

Установка снабжена устройством для плавного регулирования угла опережения впрыска топлива при работающем двигателе. Для подогрева поступающего в цилиндр воздуха служат шесть трубчатых электронагревателей (тэн), установленных в успокоительном ресивере. Заданная температура воздуха поддерживается автоматически и регистрируется прибором КВП1-503. Температура в зоне носка распылителя измеряется с помощью хромель-копелевой термопары диаметром 0,2 мм.

Для установления связи температуры носка распылителя ( $T_n$ ) с определяющими факторами был реализован трехуровневый план второго порядка (Бокса—Бенкина) [2]. Матрица плана с варьированием уровня факторов и результаты проведенных опытов представлены в табл. 1. Параметры  $X_1$ ,  $X_2$ ,  $X_3$  являются кодами соответственно температуры поступающего в цилиндр воздуха ( $T_b$ ), выступления носка распылителя ( $h_n$ ), угла опережения впрыска топлива ( $\theta$ ). Эти параметры определяются следующими соотношениями:

$$X_1 = \frac{T_b - 70}{20}, \quad X_2 = \frac{h_n - 2}{1}, \quad X_3 = \frac{\theta - 26}{4}.$$

Знаки "+", "0", "-" — соответствуют верхнему, нулевому, нижнему уровням варьирования факторов.

Испытания были проведены на номинальном рабочем режиме двигателя 4Ч11/12,5 с открытой камерой сгорания:  $n = 2200$  об/мин,  $p_e = 0,7$  МПа.

Обработка результатов испытаний заключалась в определении полинома второй степени для описания области оптимума. В общем виде полином записывается следующим образом:

$$Y = B_0 + \sum_1^3 B_i X_i + \sum_{i < j}^3 B_{ij} X_i X_j + \sum_1^3 B_{ii} X_i^2, \quad (1)$$

где  $B_0, B_i, B_{ij}, B_{ii}$  ( $i, j = 1, 2, 3, i < j$ ) — коэффициенты регрессии.

После обработки экспериментальных данных была получена зависимость

$$Y = 225 + 17,88X_1 + 13,38X_3 + 5X_2 + 2,83X_1^2 - 2,92X_2^2 - 0,34X_3^2 - 0,25X_1X_2 + 3,5X_1X_3 + 0,75X_2X_3, \quad (2)$$

где  $Y$  — температура носка распылителя.

В результате статистического анализа зависимости (2) получено уравнение

$$Y = 225 + 17,88X_1 + 13,38X_3 + 5X_2. \quad (3)$$

Из уравнения (3) видно, что основное влияние на температуру носка распылителя оказывает в первую очередь температура поступающего в двигатель

Табл. 2. Результаты процесса оптимизации

Факторы	Температура воздуха, °С	Выступление носка распылителя, мм	Угол опережения впрыска топлива, град	Температура носка распылителя, °С
$B_i$	17,88	5	13,38	
$B_i \Delta X_i$	357,6	5	53,52	
Шаг	10	0,14	1,497	
$X_{i0}$	70	2	26	225,33
	80	2,14	27,49	240
	90	2,28	28,99	254,9
	100	2,32	30,49	268,7

Примечание:  $B_i$  – коэффициент регрессии;  $\Delta X_i$  – интервал варьирования факторов воздуха, во вторую – угол опережения впрыска топлива и выступание носка распылителя.

Для полученной зависимости (3) была проведена оптимизация на основе круглого восхождения по поверхности отклика [3].

Результаты процесса оптимизации представлены в табл. 2.

Как видно из приведенных данных, при принятом изменении шага варьирования определяющих факторов температура носка распылителя изменяется на 14 °С. Опытная установка обеспечивает повышение  $T_n$  на номинальном режиме работы дизеля 4Ч11/12,5 от 190 °С (серийный двигатель) до 270 °С.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ждановский Н.С., Николаенко А.В. Надежность и долговечность автотракторных двигателей. Л., 1981.
2. Мельников С.В., Алешин В.Р., Рощин П.М. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов. Л., 1980.
3. Новик Ф.С., Арсов Я.Б. Оптимизация процессов технологии металлов методами планирования экспериментов. М., 1980.

УДК 621.431

Г.М. КУХАРЕНОК, канд. техн. наук (БПИ),  
Ю.М. СТЕСИН (ММЗ)

#### МОДЕЛИРОВАНИЕ ПУСКОВЫХ ПРОЦЕССОВ ДИЗЕЛЕЙ

Обеспечение хороших пусковых качеств дизелей при низких температурах воздуха связано с совершенствованием процессов, протекающих при пуске в цилиндрах, системах топливоподдачи и пуска.

В настоящей работе рассматриваются методика моделирования и результаты исследований пусковых процессов дизелей, позволяющие осуществить для исследуемого дизеля выбор средства облегчения пуска с учетом пусковой системы.

Методика моделирования пусковых процессов включает модели процесса сжатия при пуске, процесса пускового прокручивания коленчатого вала и анализ условий взаимодействия этих моделей.

Методика численного моделирования процесса сжатия при пуске основана на конечно-разностном уравнении первого закона термодинамики для открытой системы [1]. Это уравнение при малых расчетных участках процесса сжатия имеет вид

$$\Delta L + \Delta U + \Delta Q_w + \Delta E_m = 0, \quad (1)$$

где  $\Delta L$  – работа, совершаемая при сжатии воздуха;  $\Delta U$  – изменение внутренней энергии рабочего тела, находящегося в цилиндре;  $\Delta Q_w$  – потери теплоты через теплопередающие поверхности;  $\Delta E_m$  – изменение энергии системы, обусловленное утечкой воздуха через неплотности сопряжения поршень–гильза:

$$\Delta E_m = i \Delta m_{yT};$$

$i$  – энтальпия газов в цилиндре;  $\Delta m_{yT}$  – утечки заряда на расчетном участке.

Из уравнения (1) определяется давление в конце расчетного участка:

$$p_i = \frac{2(-i \Delta m_{yT} - \Delta Q_w) + p_{i-1} \left( \frac{k+1}{k-1} V_{i-1} - V_i \right)}{\frac{k+1}{k-1} V_i - V_{i-1}}, \quad (2)$$

где  $p_{i-1}$  – давление газов в начале расчетного участка;  $V_{i-1}$  и  $V_i$  – объем газов в начале и конце расчетного участка;  $k$  – отношение теплоемкостей газов.

По уравнению (2) определяются текущие значения давления газов в процессе сжатия. Для нахождения температуры газов используется уравнение состояния.

Необходимая для расчетов конечная разность  $\Delta Q_w$  устанавливается по уравнению Ньютона. При этом для определения коэффициента теплоотдачи от газов к стенкам применяется уравнение Вошни

$$d_r = 2770 p^{0,786} w^{0,786} D^{0,214} T^{-0,525},$$

где  $w$  – скорость рабочего тела;  $D$  – диаметр цилиндра.

Утечка заряда на расчетном участке определяется на основании уравнения неразрывности, которое после преобразований представлено в виде

$$\Delta m_{yT} = \left( \frac{\mu f p \psi}{\sqrt{RT}} \right)_{cp} \Delta t, \quad (3)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода;  $f$  – площадь сечения отверстия, эквивалентного неплотностям поршневых колец;  $\psi$  – скоростная функция;  $p$  и  $T$  – давление и температура газов в цилиндре;  $t$  – время истечения.

Величина  $\mu f$  в формуле (3) имеет условный смысл. Она задается в исходных данных. Предварительно для конкретной конструкции двигателя значение



$\mu_f$  определялось как по известной методике статической продувки сопряжения гильза—цилиндр, так и по разработанной расчетной методике.

Расчетная методика включала индицирование процесса сжатия и последующее определение  $\Delta m_{yt}$  по выражению

$$\Delta m_{yt} = - \left( \frac{\Delta L + \Delta U + \Delta Q_w}{i} \right). \quad (4)$$

Отдельные составляющие соотношения (4) устанавливались с использованием значений давлений газов, полученных в результате обработки индикаторных диаграмм процесса сжатия.

По полученным  $\Delta m_{yt}$  с использованием уравнения (3) рассчитываются текущие значения  $\mu_f$  для отдельных расчетных участков и среднее за процесс сжатия.

При осуществлении моделирования критерием, определяющим ЗВТ, является минимальная температура воспламенения топлива в цилиндре дизеля, с которой сравнивается установленная расчетом температура конца сжатия.

Модель процесса пускового прокручивания представляет аналитическое решение задачи совмещения характеристик пускового устройства и двигателя с определением регулирующей характеристики прокручивания (РХП) коленчатого вала двигателя системой пуска [2].

Анализ условий взаимодействия границ зон воспламеняемости топлива (ЗВТ) и РХП позволяет осуществить выбор средства облегчения пуска и комплектацию пусковой системы, обеспечивающие заданный уровень минимальной температуры пуска  $T_{min}$ .

Приведенная методика моделирования пусковых процессов реализуется в виде пакета программ для использования на ПП ЭВМ фирмы IBM типа РС/ХТ/АТ. Результаты моделирования пусковых процессов дизеля 4С11/12,5 приведены на рис. 1.

Как следует из результатов моделирования, лучшие пусковые качества обеспечиваются при заправке дизеля моторными маслами М-43/8Г и SAE 5W/20. При этом пуск дизеля может быть осуществлен без вспомогательных средств до температуры  $-15^\circ\text{C}$ , при использовании электрофакельного устройства (ЭФУ) — до  $-25 \dots -26^\circ\text{C}$ , при использовании легковоспламеняющейся жидкости — до  $-29 \dots -32^\circ\text{C}$ .

Пусковые качества, соответствующие результатам моделирования, обеспечивались в процессе экспериментальных исследований дизеля, которые про-

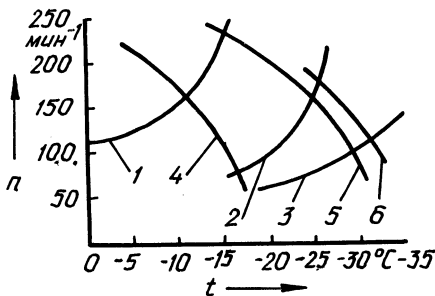


Рис. 1. Результаты моделирования пусковых процессов дизеля 4С11/12,5:

1 — ЗВТ без использования дополнительных средств; 2 — ЗВТ с использованием ЭФУ; 3 — ЗВТ с использованием ЛВЖ; 4 — РХП при заправке дизеля маслом класса вязкости 20 по SAE; 5 — РХП при заправке дизеля маслом класса вязкости 10w по SAE; 6 — РХП при заправке дизеля маслом класса вязкости 5w по SAE; степень заряженности аккумуляторной батареи — 75 %, напряжение — 24 В

водились в климатической камере при температурах от 0 до  $-30^{\circ}\text{C}$ . Измерительная аппаратура позволяла регистрировать во всех цилиндрах дизеля давление газов, перемещение иглы форсунок, отметки верхних точек (ВМТ), угол поворота коленчатого вала, его частоту вращения, напряжение на аккумуляторной батарее, стартере, средстве облегчения пуска, ток, потребляемый стартером [3].

Было определено влияние на процесс пуска дизеля без дополнительных средств ряда недостаточно изученных ранее регулировочных параметров топливной аппаратуры. Подтверждено определяющее влияние на пусковые качества угла опережения впрыска топлива  $\theta$ . С его уменьшением на первых циклах сгорания сокращается период задержки воспламенения, что связано с увеличением температуры и давления воздуха в момент впрыска топлива. При этом максимальное давление сгорания  $p_z$ , скорость нарастания давления  $dp/dF$  и степень повышения давления  $\lambda$  при сгорании уменьшаются. Выявлено, что чем ниже температура окружающего воздуха и пусковая частота вращения  $n$ , тем меньше значение  $\theta$ , при котором обеспечиваются лучшие пусковые качества.

При температуре  $-15^{\circ}\text{C}$  пуск дизеля, заправленного маслом М-43/8Г, может быть обеспечен при  $\theta = 16...18^{\circ}$  до ВМТ. При этом частота вращения, соответствующая началу отключения пускового обогатителя топливного насоса, должна быть равна 650...700 об/мин.

Как показали проведенные исследования, использование на дизеле электрофакельного устройства типа ЭФП-8101500 [2] эффективно обеспечивает улучшение процесса пуска до температуры  $-20^{\circ}\text{C}$ . Для достижения уровня пусковых качеств дизеля с ЭФУ (рис. 1) на базе указанного подогревателя разработана модернизированная конструкция. Она обеспечила повышение эффективности подогрева воздуха за счет оптимизации расположения отверстий в кожухе ЭФУ и подбора площади их проходного сечения, а также расхода топлива через ЭФУ.

Применение модернизированного ЭФУ при температуре  $-20^{\circ}\text{C}$  обеспечивает начало сгорания в одном из цилиндров через 6...8 с после начала прокручивания коленчатого вала и его продолжение с некоторой неравномерностью в течение периода разгона. Максимальное давление сгорания на первой вспышке  $p_z = 4...6$  МПа,  $dp/dF = 0,7...0,8$  МПа/град, на второй вспышке  $p_z = 6...7$  МПа, а  $dp/dF = 0,8...0,9$  МПа/град. Максимальное давление сгорания за период пуска  $p_{z\text{max}}$  отмечается при разгоне перед отключением стартера и составляет 10...11 МПа. При  $n > 100$  об/мин пуск обеспечивается за 16...19 с.

Использование модернизированного ЭФУ позволило снизить  $T_{\text{min}}$  дизеля на масле М-43/8Г до температуры  $-25^{\circ}\text{C}$ . Пуск в этих условиях обеспечивается за две 20-секундные попытки при  $n > 150$  об/мин. Однако протекание рабочего процесса при этой температуре существенно отличается от пуска при  $-20^{\circ}\text{C}$ : поздняя первая вспышка (13...15 с), неравномерное чередование вспышек по циклам и цилиндрам и пульсирующий разгон коленчатого вала свидетельствуют о граничных условиях применения ЭФУ.

Было исследовано влияние на пусковые процессы пусковой легковоспламеняющейся жидкости в аэрозольной упаковке (ТУ 6-15-07-106-89). Подача ЛВЖ в дизель осуществлялась пусковым приспособлением аэрозольным (ППА).

Исследовалось влияние на пусковые процессы при различных температурах таких факторов, как установка форсунки ППА, расход ЛВЖ, цикловая подача и угол опережения впрыска дизельного топлива.

Комплекс проведенных исследований обеспечил пуск дизеля с применением ЛВЖ при температуре  $-30^{\circ}\text{C}$  за 15...30 с при  $n = 100...110$  об/мин. При этом максимальное давление первой вспышки  $p_z = 6...8$  МПа,  $dp/d\varphi = 1...1,1$  МПа/град. Максимальное давление сгорания за период пуска  $p_{z\text{max}} = 12,5...13$  МПа.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. К р у г л о в М.Г., М е д н о в А.А. Газовая динамика комбинированных двигателей внутреннего сгорания. М., 1988. 2. Тракторные дизели / Под ред. Б.А. Взорова. М., 1981. 3. Установка для исследования рабочего процесса при пуске тракторных дизелей/ Ю.М. Стесин, Г.М. Кухаренок, Л.М. Бернштейн // Двигателестроение. 1986. № 12.

УДК 621.436

МААРУФ АДНАН, В.М.АДАМОВ,  
кандидаты техн. наук (БПИ)

#### ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОРАСSEИВАЮЩЕЙ СПОСОБНОСТИ РАДИАТОРА НА РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМАХ

Особенностью эксплуатации автомобильного транспорта в условиях, аналогичных условиям Сирийской Арабской Республики, является жаркий климат и большая протяженность высокогорных дорог, неблагоприятное сочетание высокой температуры воздуха с низким атмосферным давлением, при котором вода закипает при пониженной температуре. Вследствие этого сокращается допустимый перепад температур воды и наружного воздуха, а малая плотность воздуха в свою очередь способствует снижению коэффициента теплопередачи от поверхности радиатора. Все это ухудшает эффективность работы системы охлаждения, что в сочетании с длительными перегрузками двигателя при езде по горным дорогам приводит к частым случаям кипения воды в системе охлаждения, к местным перегревам, к кавитационной эрозии омываемых жидкостью поверхностей двигателя и к ряду других нарушений в работе двигателя.

Наиболее эффективной в этих условиях может быть система охлаждения, работающая в более высоком тепловом режиме – с температурой охлаждающей жидкости свыше  $100^{\circ}\text{C}$ . Такой режим называется высокотемпературным охлаждением (ВТО). Повышение эффективности работы системы охлаждения в таком режиме происходит в результате увеличения разности температур охлаждающей жидкости и воздуха – температурного напора  $\Delta T$ , так как

$$Q = KA\Delta T, \quad (1)$$

где  $Q$  – количество теплоты, подлежащей рассеиванию;  $K$  – коэффициент теплопередачи радиатора [1];  $A$  – площадь активной поверхности радиатора.

Для перевода системы охлаждения двигателя на другой температурный режим необходимо изменить либо размеры радиатора ( $A$ ), либо режимы работы системы. Это можно осуществить различными способами.

Уравнение баланса теплоты в системе охлаждения имеет вид:

$$Q = G_{\text{ж}} c_{\text{ж}} (T_{\text{ж.г}} - T_{\text{ж.х}}) = G_{\text{ж}} c_{\text{ж}} \delta T_{\text{ж}}; \quad (2)$$

$$Q = G_{\text{в}} c_{\text{р}} (T_{\text{в.г}} - T_{\text{в.х}}) = G_{\text{в}} c_{\text{р}} \delta T_{\text{в}}, \quad (3)$$

где  $G_{\text{ж}}$ ,  $c_{\text{ж}}$  — расход жидкости и ее теплоемкость;  $G_{\text{в}}$ ,  $c_{\text{р}}$  — расход воздуха и его теплоемкость при постоянном давлении;  $T_{\text{ж.г}}$ ,  $T_{\text{ж.х}}$  — температура воды на входе в радиатор и выходе из него;  $T_{\text{в.х}}$ ,  $T_{\text{в.г}}$  — температура воздуха при входе и выходе из радиатора;  $\delta T_{\text{ж}}$ ,  $\delta T_{\text{в}}$  — перепады температур жидкости и воздуха.

Средний температурный напор (охлаждающая жидкость — воздух) зависит от направления движения теплоносителей (прямоток, противоток и др.). Для радиаторов, имеющих перекрестное направление потоков, наиболее точный результат получается при определении температурного напора как среднего логарифмического. Однако при сравнительно узком диапазоне изменения температуры теплоносителя (для радиатора) с достаточной точностью может быть определено значение температурного напора как среднего арифметического, т.е.

$$\Delta T = \frac{T_{\text{ж.г}} - T_{\text{ж.х}}}{2} - \frac{T_{\text{в.г}} - T_{\text{в.х}}}{2}.$$

Тогда уравнение (1) примет следующий вид:

$$Q = KA \left( \frac{T_{\text{ж.г}} - T_{\text{ж.х}}}{2} - \frac{T_{\text{в.г}} - T_{\text{в.х}}}{2} \right). \quad (4)$$

Совместное решение уравнений (2)–(4) дает следующую зависимость температуры охлаждающей жидкости из радиатора  $T_{\text{ж.г}}$  от параметров, характеризующих режим работы системы охлаждения:

$$T_{\text{ж.г}} = T_{\text{в.х}} + Q \left( \frac{1}{KA} + \frac{1}{2G_{\text{ж}} c_{\text{ж}}} + \frac{1}{2G_{\text{в}} c_{\text{р}}} \right). \quad (5)$$

Анализ этого выражения с учетом уравнения (2) позволяет сделать следующие выводы.

1. При увеличении количества рассеиваемой теплоты  $Q$  происходит пропорциональное повышение  $T_{\text{ж.г}}$  при неизменной  $T_{\text{ж.х}}$ , что приводит к росту перепада температуры жидкости  $\delta T_{\text{ж}}$ .

2. При уменьшении расхода воздуха  $G_{\text{в}}$  и соответствующем уменьшении коэффициента теплопередачи  $K$  температура жидкости на входе в радиатор  $T_{\text{ж.г}}$  и на выходе  $T_{\text{ж.х}}$  возрастает одинаково и перепад температуры остается неизменным.

3. При уменьшении расхода жидкости  $G_{ж}$  и соответствующем уменьшении  $K$  происходит рост температурного перепада жидкости  $\delta T_{ж}$  в обратном отношении к ее расходу при одновременном повышении температуры  $T_{ж.г}$ .

Следовательно, при неизменном количестве отводимой теплоты и сохранении размеров радиатора наиболее целесообразный способ регулирования температурного режима системы охлаждения заключается в изменении расхода воздуха. При таком способе повышения температурного режима обеспечивается неизменный температурный перепад жидкости и представляется возможность снижения расхода мощности на охлаждение за счет уменьшения производительности вентилятора.

Температуру  $T_{ж.г}$  для нового режима охлаждения при изменении  $G_{в}$  можно получить, если известны значения параметров для первоначального (нормального) режима (например, при  $T_{ж.г} = 85^{\circ}\text{C}$ ). Для этого равенство (5) представим в виде

$$T_{ж.г} - T_{в.х} = (\Delta T)_{\max} = Q \left( \frac{1}{KA} + \frac{1}{2G_{ж}c_{ж}} + \frac{1}{2G_{в}c_{р}} \right),$$

где  $(\Delta T)_{\max}$  — максимальная разность температур жидкости, поступающей в радиатор с температурой  $T_{ж.г}$ , и наружного воздуха с температурой  $T_{в.х}$ .

Находим значения относительных величин:

максимального температурного напора

$$\Delta m = \frac{(\Delta T)_{\max}}{(\Delta T)_{\max}^{\text{н}}}; \quad (6)$$

перепада температуры воздуха

$$\delta_{в} = \frac{\delta T_{в}}{(\delta T_{в})^{\text{н}}};$$

относительного расхода воздуха

$$\nu = \frac{G_{в}}{(G_{в})^{\text{н}}}.$$

Здесь обозначение "н" относится к заранее известным значениям соответствующих величин при нормальном температурном режиме системы охлаждения.

По найденному из равенства (6) относительному значению максимального температурного напора  $\Delta m$  находится максимальное абсолютное значение  $(\Delta T)_{\max}$  и по заданной температуре наружного воздуха — новая установившаяся температура воды.

На рис. 1 показан пример подобного расчета, из которого следует, что, например, для повышения температуры воды от  $85^{\circ}\text{C}$  до  $110^{\circ}\text{C}$  при температуре наружного воздуха  $40^{\circ}\text{C}$  необходимо расход воздуха уменьшить вдвое.

Опытная проверка пригодности изложенного расчетно-аналитического метода определения температурного режима двигателя при изменении отдельных параметров произведена на безмоторной установке (рис.2).

Рис. 1. Зависимость максимального температурного напора  $\Delta t$ , перепада температуры воздуха  $\delta v$  и температуры воды на входе в радиатор  $T_{ж.г}$  от относительного расхода воздуха  $v$  (кривые построены по данным аналитического расчета; значками на график нанесены экспериментальные данные, полученные на безмоторной установке)

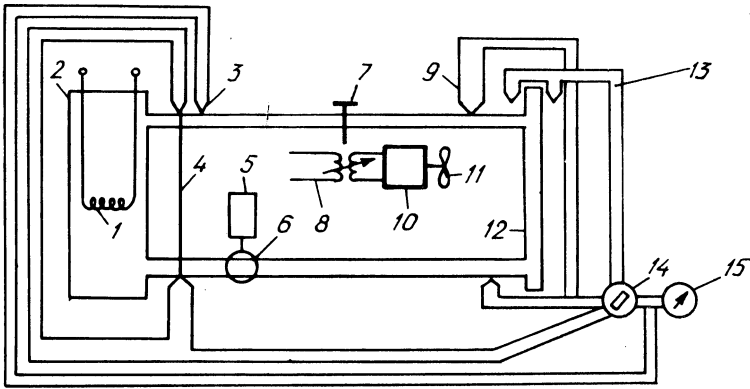
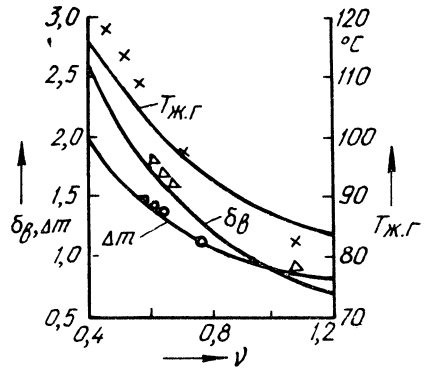


Рис. 2. Схема экспериментальной установки для физического моделирования системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания

Установка включает нагреватель 1, установленный в теплоизолированном бачке 2, водяной насос 6, вентилятор 11, краник 7. Водяной насос и вентилятор приводятся в действие от электродвигателей 5 и 10. Интенсивность циркуляции жидкости в системе изменяется с помощью краника 7, а объем воздуха, проходящего через радиатор, — путем регулирования напряжения питания электродвигателя привода вентилятора с помощью трансформатора 8. Для измерения температур и температурных перепадов установлена термопара 3, измеряющая температуру жидкости на выходе из бачка, и три дифференциальных термобатарей. Термобатарея 4 измеряет перепад температур жидкости на выходе-входе из бачка, термобатарея 9 — перепад температур на входе-выходе жидкости из радиатора 12, а термобатарея 13 — перепад температур на входе-выходе воздуха из радиатора. Подключение термопар к измерительному прибору 15 осуществляется переключателем 14.

Опытные данные, полученные на установке при изменении расхода воздуха, удовлетворительно совпадают с результатами, полученными аналитическим путем (см. точки, нанесенные на графике).

Опыты с изменением расхода воды при неизменном расходе воздуха по-

казали очень слабое изменение температурного напора, и, наоборот, сильную зависимость температурного перепада воды от ее расхода.

Таким образом, подтверждена пригодность предложенного расчетно-аналитического метода для исследования и расчета теплового режима системы охлаждения двигателя. Наиболее реальным вариантом повышения температуры охлаждающей жидкости в двигателе с существующей системой охлаждения следует считать снижение расхода воздуха, при котором достигается повышение температурного уровня с одновременным снижением расхода мощности на систему охлаждения.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автомобильные двигатели / Под ред. М.С. Ховаха. М., 1977.

## ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ АВТОМОБИЛЕЙ

УДК 629.113.004

В. В. ШЛОВЕЦ (БПИ)

### ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДОВ ТЕОРИИ ПЛАНИРОВАНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТА ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ ТОКСИЧНОСТИ И ЭКОНОМИЧНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ ГАЗОБАЛЛОННОГО АВТОМОБИЛЯ

Опыт эксплуатации газобаллонных автомобилей (ГБА), работающих на сжатом природном газе (СПГ), выявил существенные технико-экономические и санитарно-гигиенические преимущества этого углеводородного топлива. Вместе с тем при наличии в двигателе отдельных неисправностей значительно увеличиваются выбросы токсичных компонентов отработавших газов (ОГ) и ухудшаются его мощностные и экономические показатели. Ранее проведенными исследованиями [1] установлено, что экологически чистая и экономичная работа газового двигателя в первую очередь зависит от технического состояния систем питания, зажигания и газораспределения. При этом в системе питания существенную роль играют узлы, непосредственно обеспечивающие дозирование газа и воздуха. В системе зажигания на работу двигателя влияют угол опережения зажигания, угол замкнутого состояния контактов прерывателя-распределителя, исправность свеч зажигания; в механизме газораспределения — величина тепловых зазоров и состояние сопряжения седло—клапан.

Для оценки степени зависимости выходных показателей двигателя от отдельных неисправностей обычно проводятся стендовые испытания. При этом в двигателе искусственно создаются характерные неисправности. В случае, когда неисправность заключается в нарушении регулировочного параметра, необходим полный перебор его некоторых дискретных значений. При оценке влияния нескольких неисправностей они, как правило, моделируются поочередно, что не позволяет оценить работу двигателя при их сочетании. Полный же перебор сочетаний, например пяти параметров, каждый из которых может принимать одно из пяти значений, приводит к необходимости проведения 3125 опытов.

Снизить объем и повысить эффективность исследований позволяет применение методов теории планирования эксперимента (ТПЭ). При этом полный факторный эксперимент заменяется ограниченным числом опытов, отличающихся друг от друга сочетанием уровней управляемых факторов. Эксперимент строится по определенным законам.

Для оценки влияния на мощностные, экономические и токсические показатели различных неисправностей двигателя ЗИЛ-138А, работающего на СПГ,



Табл. 1. Область планирования эксперимента

Уровни факторов	Факторы				
	$X_1$	$X_2$ , град	$X_3$ , град	$X_4$ , мм	$X_5$ , мм
Нижний (-)	0,80	25	12	0,4	0
Основной (0)	0,95	45	25	0,9	0,3
Верхний (+)	1,10	65	38	1,4	0,6

Табл. 2. Матрица планирования эксперимента по плану  $H_{a_5}$  и средние значения функции отклика

Номер опыта	Условие факторов					Средние опытные значения функции отклика				
	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$	$x_5$	$N_e$ , кВт	$G_T$ , кг/ч	CO, %	$C_m H_n$ , млн <sup>-1</sup>	$NO_x$ , млн <sup>-1</sup>
1	+1	+1	+1	+1	+1	53,2	19,7	0,35	255	2100
2	-1	-1	+1	+1	+1	46,6	16,7	3,5	200	125
3	-1	+1	-1	-1	-1	51,1	20,8	3,6	540	510
4	+1	-1	-1	-1	-1	43,2	20,3	0,25	490	500
5	-1	+1	-1	+1	+1	53,4	21,7	3,7	540	550
6	+1	-1	-1	+1	+1	44,5	17,6	0,25	370	700
7	+1	+1	+1	-1	-1	51,8	16,1	0,3	280	1980
8	-1	-1	+1	-1	-1	44,2	20,6	3,5	245	160
9	-1	+1	+1	+1	-1	55,2	20,9	3,5	220	540
10	+1	-1	+1	+1	-1	43,8	15,9	0,3	150	570
11	+1	+1	-1	-1	+1	54,7	15,7	0,3	580	1900
12	-1	-1	-1	-1	+1	45,1	21	3,3	510	170
13	-1	+1	+1	-1	+1	58,6	19,4	3,7	230	500
14	+1	-1	+1	-1	+1	45,8	17,2	0,25	200	620
15	+1	+1	-1	+1	-1	51,5	15,9	0,3	570	2100
16	-1	-1	-1	+1	-1	42,6	18,1	3,4	480	180
17	+1	0	0	0	0	56,9	16,3	0,4	130	1850
18	-1	0	0	0	0	60,4	21	3,7	180	350
19	0	+1	0	0	0	59,2	19,3	1,7	140	1280
20	0	-1	0	0	0	48,6	19,1	1,3	80	320
21	0	0	+1	0	0	59,2	19,4	1,6	180	790
22	0	0	-1	0	0	54,2	20	1,4	480	680
23	0	0	0	+1	0	56,1	17,1	1,5	150	800
24	0	0	0	-1	0	56,5	19,9	1,6	180	850
25	0	0	0	0	+1	62,9	20	1,6	90	950
26	0	0	0	0	-1	58,5	19,6	1,5	160	850
27	0	0	0	0	0	61,8	19	1,7	110	950
Ошибка эксперимента						0,45	0,25	0,07	12,6	85,1

был поставлен эксперимент с использованием ТПЭ. В качестве управляемых факторов принимались: коэффициент избытка воздуха  $X_1$ , угол опережения зажигания  $X_2$ , угол замкнутого состояния контактов прерывателя-распределителя  $X_3$ , зазор между электродами свечей зажигания  $X_4$ , величина теплового зазора в механизме газораспределения  $X_5$ . Числовые значения отклонений от нормы устанавливались на основе данных, полученных при обследовании автомобилей ЗИЛ-138А в автохозяйствах Минска. На стенде двигатель испытывался при частоте вращения коленчатого вала, равной  $2000 \text{ мин}^{-1}$ , на трех режимах: холостой ход, частичные нагрузки (разрежение за дроссельной заслонкой  $\Delta p_{др} = 20 \text{ кПа}$ ) и полные нагрузки (полное открытие дроссельных заслонок).

В качестве функции отклика  $Y$  принимались: эффективная мощность двигателя  $N_e$ ; часовой расход топлива  $G_n$ ; содержание в ОГ окиси углерода  $\text{CO}$ , углеводородов  $\text{C}_m\text{H}_n$ , окислов азота  $\text{NO}_x$ .

На примере режима полных нагрузок рассмотрим результаты исследований. В табл. 1 приведены диапазоны изменения факторов для данного режима.

В качестве рабочей была принята гипотеза о том, что связь между факторами и функцией отклика аппроксимируется функцией в виде полиномиальной модели порядка 2. Эта модель может быть представлена в виде

$$Y = a_0 + \sum_{i=1}^n a_i X_i + \sum_{\substack{i < j \\ i=1}}^n a_{ij} X_i X_j + \sum_{i=1}^n a_{ii} X_i^2, \quad (1)$$

где  $Y$  — расчетное значение функции отклика;  $a_0, a_i, a_{ij}, a_{ii}$  — коэффициенты полинома;  $n$  — число факторов.

В соответствии с общепринятой методикой все факторы  $X_i$  из натуральных переменных были переведены в кодированные  $x_i$  с ограничением  $-1 \leq x_i \leq +1$  по формуле

$$x_i = \frac{X_i - X_i^0}{\Delta X_i}, \quad i = 1, 2, \dots, n.$$

Введение кодированных переменных  $x_i$  изменило аппроксимирующий полином (1) на полином вида

$$Y = b_0 + \sum_{i=1}^n b_i x_i + \sum_{\substack{i < j \\ i=1}}^n b_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^n b_{ii} x_i^2,$$

где  $b_0, b_i, b_{ij}, b_{ii}$  — оценки коэффициентов уравнения регрессии.

Экспериментальные исследования были проведены с использованием пятифакторного плана на кубе типа  $H_{a_5}$  [5] с общим числом точек  $N = 27$ . При осуществлении эксперимента опыты, соответствующие каждой конкретной точке плана, повторялись 3 раза ( $m = 3$ ). Общее число опытов для плана  $H_{a_5} Nm = 81$ . Среднеквадратичная ошибка эксперимента определялась как средняя выборочная дисперсия воспроизводимости по всем опытам:

$$S_3^2 = \frac{1}{N(m-1)} \sum_{g=1}^N \sum_{l=1}^m (y_{gl} - \bar{y}_g)^2,$$

где  $y_{gl} - l$  — реализация функции отклика  $g$ -й строки;  $\bar{y}_g$  — среднее  $m$ -значный выходного параметра  $g$ -й строки.

Проверка однородности дисперсий реализации функции отклика по всем строкам матрицы производилась с помощью критерия Кохрена, поскольку число параллельных опытов во всех точках плана одинаково.  $G$ -критерий Кохрена определялся как

$$G = \frac{S_{g\max}^2}{\sum_{g=1}^N S_g^2},$$

где  $S_{g\max}^2$  — наибольшая из дисперсий  $S_g^2$ ,  $g = 1, 2, \dots, N$ .

Гипотеза об однородности ряда дисперсий допускалась как правдоподобная, если  $G < G_{\text{табл}}$  при заданном уровне значимости  $\alpha$  и числе степеней свободы  $f_1 = m - 1$  и  $f_2 = N$ . Матрица планирования и средние значения функции отклика приведены в табл. 2.

Оценки коэффициентов регрессии определялись по следующим формулам [2]:

$$\left. \begin{aligned} b_0 &= 0,13805 \sum_{g=1}^{N=27} \bar{y}_g - 0,0303 \sum_{i=1}^{n=5} \sum_{g=1}^{N=27} x_{ig}^2 \bar{y}_g; \\ b_i &= 0,05556 \sum_{g=1}^{N=27} x_{ig} \bar{y}_g, \quad i = 1, 2, \dots, 5; \\ b_{ij} &= 0,0625 \sum_{g=1}^{N=27} x_{ig} x_{jg} \bar{y}_g, \quad i, j = 1, 2, \dots, 5, \quad i < j; \\ b_{ii} &= 0,5 \sum_{g=1}^{N=27} x_{ig}^2 \bar{y}_g - 0,09091 \sum_{i=1}^{n=5} \sum_{g=1}^{N=27} x_{ig}^2 \bar{y}_g - 0,0303 \sum_{g=1}^{N=27} \bar{y}_g. \end{aligned} \right\} (2)$$

Значимость полученных коэффициентов уравнения регрессии (2) проверялась по критерию Стьюдента

$$t_j = \frac{|b_j|}{S_{b_j}},$$

где  $b_j - j$  — коэффициент уравнения регрессии;  $S_{b_j}$  — среднее квадратичное отклонение  $j$ -го коэффициента.

Коэффициент  $b_j$  значим, если  $t_j > t_{\alpha, f}$ , где  $f$  — число степеней свободы дисперсии воспроизводимости для выбранного уровня значимости  $\alpha$ . Так, при

проведении в каждой точке матрицы планирования  $m$  параллельных опытов  $f = N(m - 1)$ .

Среднеквадратичные отклонения  $S_{b_j}$  для данного плана определялись как

$$\left. \begin{aligned} S_{b_0} &= 0,3716S_3; \\ S_{b_i} &= 0,2357S_3; \\ S_{b_{ij}} &= 0,2500S_3; \\ S_{b_{ii}} &= 0,6396S_3. \end{aligned} \right\}$$

После исключения незначимых коэффициентов уравнения регрессий примет вид:

$$\begin{aligned} Y_{N_e} &= 59,656 - 0,65561x_1 + 4,6837x_2 + 1,0056x_3 - 0,22780x_4 + \\ &+ 1,2723x_5 - 0,71799x_1^2 - 5,4680x_2^2 - 2,6680x_3^2 - 3,0680x_4^2 + \\ &+ 1,3320x_5^2 - 0,36875x_1x_2 - 0,73125x_1x_3 - 0,58125x_4x_5; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Y_{G_T} &= 19,276 - 1,4168x_1 + 0,16668x_2 - 0,28891x_3 - 0,41114x_4 - \\ &- 0,65302x_5^2 - 0,10303x_2^2 + 0,39699x_3^2 - 0,80302x_4^2 + \\ &+ 0,49698x_5^2 - 0,625x_1x_2 + 0,2125x_1x_3 + 0,2625x_1x_4 + \\ &+ 0,225x_1x_5 + 0,5375x_2x_3 + 1,0625x_2x_4 + 0,325x_2x_5 + \\ &+ 0,275x_3x_4 + 0,5875x_4x_5; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Y_{CO} &= 1,5674 - 1,6224x_1 + 0,077784x_2 + 0,44650x_1^2 - 0,10350x_2^2 - \\ &- 0,037500x_1x_2; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Y_{C_{mH_n}} &= 127,32 - 6,6672x_1 + 35,003x_2 - 144,46x_3 - 17,779x_4 - \\ &- 8,8896x_5 + 25,904x_1^2 - 19,096x_2^2 + 201,97x_3^2 + 36,974x_4^2 + \\ &+ 23,750x_1x_2 - 11,875x_2x_3 + 12,500x_2x_4; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Y_{NO_x} &= 875,22 + 513,10x_1 + 450,87x_2 + 161,42x_1^2 - 203,58x_3^2 + \\ &+ 264,06x_1x_2. \end{aligned}$$

Каждая из полученных моделей проверялась на адекватность по критерию Фишера. Все модели удовлетворительно аппроксимируют как мощность двигателя и расход топлива, так и содержание токсичных компонентов в ОГ. Например, для центра плана получены следующие расчетные значения функции отклика:  $N_e = 59,656$  кВт (опытное 61,8 кВт),  $G_T = 19,276$  кг/ч (19 кг/ч),

$CO = 1,5674\%$  (1,7%),  $C_m H_n = 127,32 \text{ млн}^{-1}$  ( $110 \text{ млн}^{-1}$ ),  $NO_x = 875,22 \text{ млн}^{-1}$  ( $950 \text{ млн}^{-1}$ ).

Поскольку значение коэффициента для каждого фактора соответствует степени влияния данного фактора на значение функции отклика, из анализа моделей (3) можно сделать некоторые выводы. На мощность двигателя оказывают влияние все взятые в качестве факторов неисправности. Наиболее существенный вклад вносит угол опережения зажигания. Значительную роль играет и взаимодействие факторов  $X_1$  и  $X_2$ ,  $X_1$  и  $X_3$ ,  $X_4$  и  $X_5$ . Часовой расход топлива также практически зависит от всех рассматриваемых факторов, причем в наибольшей степени от коэффициента избытка воздуха, а в наименьшей — от угла опережения зажигания. При этом важную роль играет взаимодействие практически всех факторов. Содержание окиси углерода на этом режиме зависит только от коэффициента избытка воздуха и угла опережения зажигания, причем влияние последнего значительно меньше. На выбросы углеводородов значительное влияние оказывает угол замкнутого состояния прерывателя-распределителя. В этом случае значительную роль играет взаимодействие факторов  $X_1$  и  $X_2$ ,  $X_2$  и  $X_3$ ,  $X_2$  и  $X_4$ .

Содержание окислов азота практически зависит только от первых трех факторов.

Полученные модели позволяют определить значения выходных параметров двигателя при отклонениях параметров его технического состояния от нормы в пределах, ограниченных условиями эксперимента. Они могут быть использованы при разработке методики диагностирования двигателей ГБА с использованием состава ОГ.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Болбас И.И. и др. Зависимость энергетических, экономических и экологических показателей работы двигателя ЗИЛ-138А от его регулировочных параметров // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. Мн., 1989. Вып. 4. 2. Крассовский Г.И., Филаретов Г.Ф. Планирование эксперимента. Мн., 1982.

УДК 629.113.004

В.С. АПАНАСЕНКО, канд. техн. наук,  
А.С. САВИЧ (БПИ)

### ОПТИМИЗАЦИЯ МОЩНОСТИ АВТОРЕМОНТНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Важнейшим условием для повышения надежности и технического ресурса продукции авторемонтного производства является совершенствование его организации, переход на фирменный ремонт при узкой агрегатно-узловой специализации, приведение в действие многочисленных экономических рычагов повышения качества ремонта.

Потенциальные экономические возможности капитального ремонта авто-

мобильной техники наиболее полно реализуются на крупных хорошо оснащенных заводах. В условиях крупносерийного авторемонтного производства может быть наиболее полно осуществлен принцип преемственности технологии автомобилестроения и авторемонтного производства. Расчеты показывают, что при повышении концентрации производства по ремонту силовых и ходовых агрегатов до 80–100 тыс. капитальных ремонтов в год себестоимость ремонта может быть снижена на 25 %. Однако с увеличением программы авторемонтного предприятия возрастают затраты на транспортирование объектов ремонта.

Технико-экономическая эффективность ремонта автомобилей и их составных частей может быть достигнута в результате совершенствования методов проектирования и разработки оптимальной сети авторемонтных предприятий с учетом схемы развития ремонтной базы на перспективу. Решение поставленной задачи требует оптимизации мощности авторемонтных заводов. Критерием оптимальности является минимум приведенных затрат на единицу продукции, т.е. затрат на ремонт и транспортирование объекта ремонта на завод и обратно.

Определение оптимальной мощности авторемонтного завода может производиться по стоимостным показателям или природосберегающим принципам.

Расчет ведется с использованием корреляционных формул, полученных на основании обработки статистических данных о производственно-хозяйственной деятельности существующих авторемонтных предприятий и действующих нормативов. Установлено, что трудоемкость капитального ремонта автомобилей и их агрегатов, стоимость ремонта, а также энергозатраты на ремонт (по количеству условного топлива) имеют достаточно высокую корреляционную связь с массой ремонтируемых изделий и годовой производственной программой.

В результате выполненных предварительных расчетов получена целевая функция стоимости ремонта одного объекта, которая выражается зависимостью

$$C_p = B_2 G^D D_1 N^{-D_4} + 2,13 G_3 S_{\Pi} K_1 \sqrt{N}, \quad (1)$$

где  $B_2$ ,  $D_1$  и  $D_4$  — показатели, зависящие от типа ремонтируемого объекта (приведены в табл. 1);  $G$  — масса ремонтируемого объекта, т;  $N$  — годовая программа, тыс. единиц;  $G_3$  — масса транспортируемого объекта, т;  $S_{\Pi}$  — себестоимость перевозок объектов ремонта, р/т · км;  $K_1$  — условная величина;  $K_1 = \sqrt{319/P_1}$ ;  $P_1$  — количество капитальных ремонтов на 1 км<sup>2</sup> территории.

При проектировании заводов по ремонту агрегатов (двигателей, силовых и ходовых агрегатов, комплектов агрегатов)  $P_1$  определяется по выражению

$$P_1 = A_F L_r \left[ \frac{1}{L_{ар} (0,8 + 0,1 \frac{L_{ар}}{L_a})} - \frac{1}{1,8 L_a K_{ам}} \right],$$

Табл. 1. Значения числовых коэффициентов в расчетных формулах

Ремонтируемые объекты	$A$	$A_1$	$A_3$	$B_2$	$D_1$	$D_2$	$D_3$	$D_4$	$D_5$
Полнокомплектные грузовые автомобили	69	1,31	1190	234	0,791	0,13	0,168	0,054	0,55
Грузовые автомобили на базе готовых агрегатов:									
силовых	57,7	1,30	965	189	0,748	0,135	0,168	0,054	0,55
ходовых	60,8	1,30	910	204	0,808	0,135	0,168	0,054	0,55
комплектов	46,5	1,27	610	157	0,774	0,13	0,168	0,054	0,55
Автобусы на базе готовых агрегатов	138,5	1,165	1050	392	0,933	0,0976	0,105	0,034	0,55
Полнокомплектные легковые автомобили	264	1,016	1110	820	0,463	0,044	0,095	0,031	0,55
Силовые агрегаты	102	1,075	1480	302	0,716	0,0847	0,135	0,082	0,19
Двигатели	96	1,075	1420	288	0,712	0,0847	0,135	0,082	0,19
Агрегаты ходовой части (за исключением силового агрегата)	48,6	1,075	630	145	0,423	0,0847	0,135	0,082	0,24
Комплекты всех агрегатов	93,5	1,075	1250	280	0,58	0,0847	0,135	0,082	0,19

где  $A_F$  — плотность автомобилей на  $1 \text{ км}^2$  территории в заданном регионе;  $L_r$  — годовой пробег автомобиля, тыс. км;  $L_a$  — скорректированный пробег автомобиля до капитального ремонта, тыс. км;  $L_{ar}$  — скорректированный пробег агрегата до капитального ремонта, тыс. км;  $K_{ам}$  — коэффициент отклонения от установленной нормы амортизационного пробега.

Корректирование нормативных пробегов автомобиля или агрегата производится в зависимости от дорожных, климатических условий и модификации подвижного состава.

При проектировании заводов по ремонту грузовых и легковых автомобилей или автобусов (как полнокомплектных, так и на базе готовых агрегатов)

$$P_1 = A_F L_r \left( \frac{1}{0,9 L_a} - \frac{1}{1,8 L_a K_{ам}} \right).$$

В формуле (1) первое слагаемое выражает стоимость ремонта (без учета стоимости запасных частей, так как она не зависит от программы завода  $N$ ), которая уменьшается с увеличением программы  $N$ . Второе слагаемое представляет транспортные затраты на перевозку объектов ремонта, которые возрастают с увеличением  $N$ . Решение задачи заключается в определении программы  $N_{опт}$ .

Однако наиболее полный учет факторов, влияющих на стоимость ремонта, имеет место при определении затрат на социальную сферу, которые в расчете на один ремонтируемый объект составляют

$$C'_p = (G_2 N^{-D_3} + K_2 K_1 \sqrt{N}) D,$$

где  $G_2$  – условная величина:  $G_2 = AA_1 G^{D_1 - D_2}$ ;  $K_2 = 0,0156 I G_3$ ;  $I$  – коэффициент, при перевозке объектов ремонта автомобильным транспортом  $I = 1$ , железнодорожным транспортом  $I = 0,01$ ;  $D$  – затраты на социальную сферу за 1 ч работы ( $D = 0,425$  р.).

Полная стоимость объекта ремонта с учетом затрат на социальную сферу

$$C_o = C_p + C'_p$$

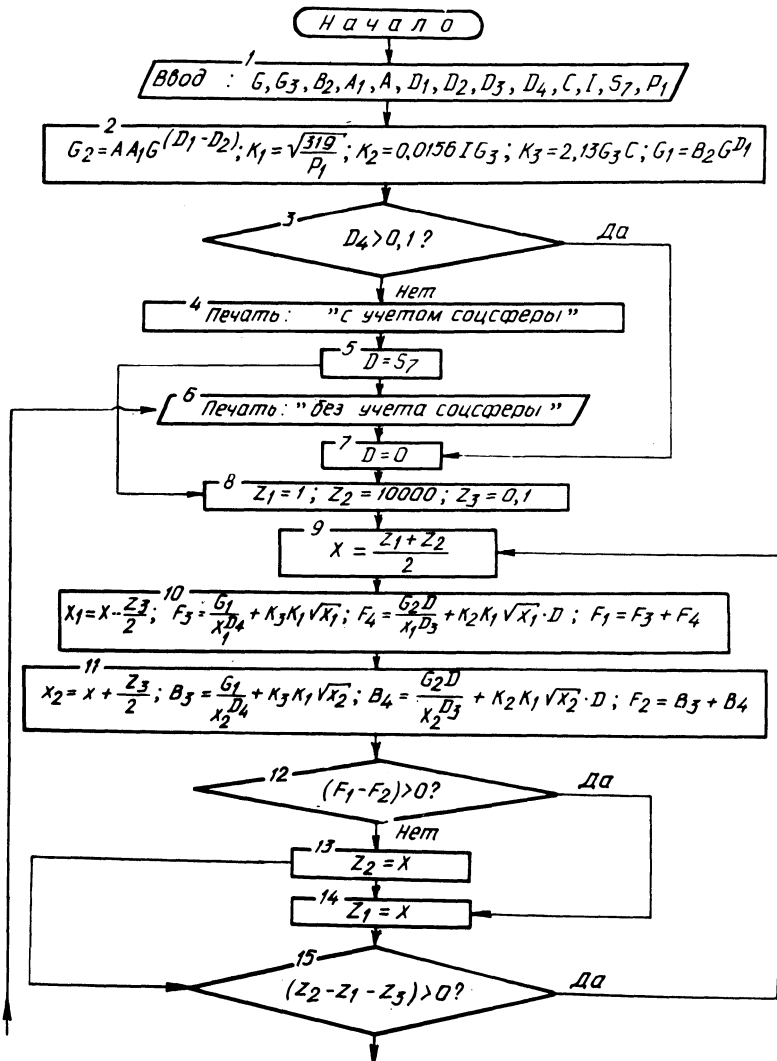


Рис.1 (начало)



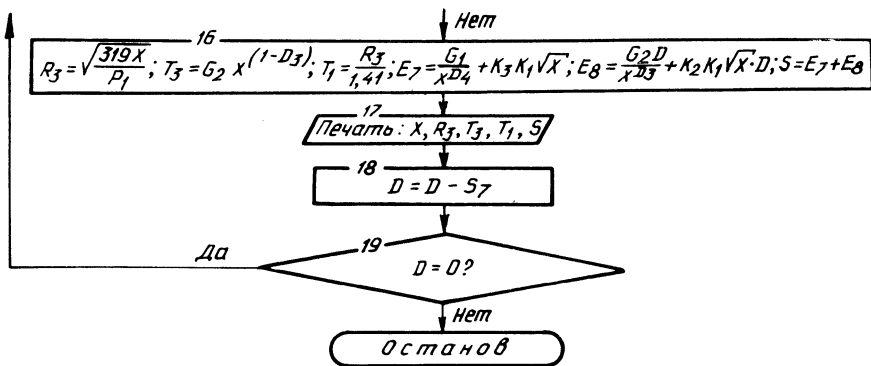


Рис. 1. Схема алгоритма расчета оптимальной мощности авторемонтного завода

При определении оптимальной мощности ремонтного предприятия по природосберегающим принципам целевая функция затрат на ремонт объекта в энергетическом выражении определяется зависимостью

$$C_Q = A_3 G^D N^{-D} S + 2,13 G_3 Q'_T K_1 \sqrt{N}, \quad (2)$$

где  $A_3$ ,  $D_5$  — показатели, зависящие от типа ремонтируемого объекта (см. табл. 1);  $Q'_T$  — расход условного топлива для перевозки ремонтного фонда массой в 1 т на расстояние 1 км.

При перевозке объектов ремонта автомобильным транспортом  $Q'_T = 0,374$  кг/т · км, железнодорожным транспортом  $Q'_T = 0,0625$  кг/т · км.

Зависимость (2) по своему характеру идентична зависимости (1).

Определение оптимальной программы ремонтного предприятия производится на ЭВМ методом половинного деления переменной величины  $Z$ . Схема алгоритма расчета оптимальной мощности авторемонтного завода приведена на рис. 1.

Таким образом, изложенная методика и разработанная программа расчета на ЭВМ позволяют определить оптимальную мощность авторемонтного предприятия  $X$ , радиус обслуживаемой зоны  $R_3$ , годовую трудоемкость  $T_3$ ; среднее расстояние транспортирования  $T_1$ , затраты  $S$  (р. или кг) условного топлива на один капитальный ремонт объекта.

## ДОЛГОВЕЧНОСТЬ РЕДУКТОРОВ ВЕДУЩИХ МОСТОВ АВТОМОБИЛЕЙ СЕМЕЙСТВА МАЗ-7313

Методы расчета долговечности деталей и узлов, используемые при проектировании и доводке автомобилей, характеризуются невысокой точностью и достоверностью расчета ресурсов. Это объясняется гипотетическим характером используемых зависимостей, статистическими свойствами предельных состояний и трудностью задания нагрузочных режимов, соответствующих реальным условиям эксплуатации [ 1 ]. Применение известных коэффициентов корректирования среднестатистических норм межремонтного пробега тоже не решает проблему, так как автомобили никогда не работают в строго постоянных условиях, а коэффициенты имеют средние значения.

В связи с этим актуально совершенствование методов решения практических задач по управлению уровнем надежности автомобилей и их агрегатов в различных условиях эксплуатации, что предполагает разработку и корректирование режимов их технического обслуживания и текущего ремонта (ТР). Цель управления – увеличение наработки на отказ, повышение ресурса агрегатов и узлов, уменьшение времени простоя в ТР и повышение на этом основании коэффициента технической готовности. Исходной информацией для управления являются результаты эксплуатационных испытаний автомобилей на надежность, а также результаты исследования физических закономерностей возникновения отказов, в частности интенсивности изнашивания рабочих поверхностей деталей.

Рассмотрим один из вариантов решения поставленной задачи на примере редукторов ведущих мостов автомобилей семейства МАЗ-7313. Испытания на надежность проведены методом подконтрольной эксплуатации автомобилей МАЗ-7310, МАЗ-7313 в условиях холодного климата на автотранспортном предприятии (АТП) № 7 производственно-строительного объединения "Арктиктрансгазстрой" г. Надыма Тюменской области. Перевозимый груз – плети длиной 36 м из труб диаметром 1420 мм, а также другие строительные материалы и техника для строительства трубопроводов. Эксплуатация в этих условиях осуществляется большей частью по временным зимним дорогам (зимникам). В весенне-летний период большинство автомобилей находится на консервации из-за отсутствия дорог, а часть используется для вывозки различных строительных материалов с барж (в районе порта Надым) на промышленные базы. Условия эксплуатации приведены ниже.

### *Эксплуатационные показатели*

Средняя эксплуатационная скорость, км/ч	36,4
Среднесуточный пробег, км	341
Средняя длина ездки с грузом, км	177
Среднее время в наряде, ч	10,2
Коэффициент использования грузоподъемности	1,17

*Дорожные условия (долевой пробег по дорогам различных типов, %)*

Бетонные плиты	1...5
Укатанный зимник в хорошем состоянии на равнинной местности	30...40
Укатанный зимник в хорошем состоянии на холмистой местности	20...25
Укатанный зимник в плохом состоянии (бугры, ямы)	25...30
Снежная целина, снежные заносы	5...15

*Метеорологические условия*

Среднегодовая температура воздуха, °С	-8,1
Интервал изменения температуры, °С	+30,2...-51,6
Количество дней с отрицательной температурой	218
Средняя влажность воздуха, %	71,7
Скорость ветра, м/с	6...20

Под наблюдением находится 61 автомобиль 1979–1986 годов выпуска. Сбор информации осуществляется в соответствии с рекомендациями действующих стандартов [2].

Средний срок службы автомобилей составляет 5 лет, пробег до списания — 140...220 тыс. км. При этом на момент списания часть агрегатов и узлов доведена до предельного состояния, другая — еще работоспособна. Это приводит к образованию цензурированных выборок, для которых классические методы расчета показателей долговечности неприемлемы. В связи с этим обработка экспериментальных данных проведена по специально разработанной программе, в которой реализован комбинаторный метод, предложенный Л.Джонсоном [3]. Программа адаптирована на ЭВМ типа ЕС и СМ-4. Экспериментальное распределение показателей надежности последовательно аппроксимировалось теоретическими законами распределения: нормальным; Вейбулла–Гнеденко; логарифмически-нормальным; экспоненциальным.

Расчеты показали, что распределение ресурса центральных редукторов хорошо согласуется с теоретическим законом распределения Вейбулла–Гнеденко. Основные характеристики распределения приведены в табл. 1.

Однако при выборе распределения недостаточно формального сходства экспериментальной гистограммы с теоретическим законом. Необходимо также учитывать физику явления, т.е. стремиться к рассмотрению полной модели отказов.

Изучение закономерностей изнашивания рабочих поверхностей деталей центральных редукторов проведено на специализированном авторемонтном заводе в г. Энгельсе Саратовской области методом микрометрирования. Ресурс  $R$  деталей (тыс. км) рассчитан по формуле

$$R = I_{\text{доп}} / I,$$

где  $I_{\text{доп}}$  — предельный износ, установленный техническими условиями на капитальный ремонт, мкм;  $I$  — интенсивность изнашивания, мкм/тыс. км.

Результаты исследований приведены в табл. 2, из которой следует, что основной причиной отказов редукторов является износ рабочих поверхностей их деталей. Редуктор рассматривается как система, состоящая из группы незави-

Табл. 1. Результаты расчета ресурсов центральных редукторов ведущих мостов статистико-вероятностным методом

Агрегат	Среднее значение, тыс. км	Доверительный интервал, тыс. км	Коэффициент вариации	γ-процентный ресурс, тыс. км (γ=90%)	Относительная ошибка, %
Центральный проходной редуктор	125,6	9,1	0,64	66,9	7,2
Центральный непроходной редуктор	156,4	7,1	0,32	90,3	4,5

Табл. 2. Ресурсы деталей, ограничивающих долговечность центральных редукторов ведущих мостов

Наименование детали	Наименование дефекта	Интенсивность износа, мкм/тыс. км	Ресурс, тыс. км
Фланец промежуточного карданного вала	Износ зубьев (шлицев)	1,957	38,3
Фланец привода ведущей конической шестерни	То же	1,706	46,9
Муфта зубчатая вала промежуточной опоры	”	2,556	48,9
Фланец зубчатый вала ведущей цилиндрической шестерни	”	1,468	54,5
Шестерня коническая полуоси	”	1,332	64,8
Полуось	Износ паза под выступ игольчатого подшипника	1,254	59,8
	Износ зубьев (шлицев)	1,827	82,1
Чашка дифференциала в сборе	Износ отверстия втулки под шестерню полуоси	0,871	80,3
Картер промежуточный проходного редуктора	Износ отверстий под роликоподшипники:		
	ведущей шестерни	0,743	79,2
	дифференциала	0,639	93,3
Крышка боковая	Износ отверстий под подшипники	0,441	118,6
Крышка промежуточная Картер подшипников	То же	0,444	123,1
	Износ гнезд под подшипники:		
	задний	0,492	126,1
	передний	0,391	136,2

симых элементов (деталей), отказ или неисправность каждого из которых приводит к отказу всей системы. В данной модели отказов рассматривается распределение пробега до предельного состояния системы как распределение соответствующих минимальных значений  $l_i$  отдельных элементов:  $L = \min(l_1, l_2, \dots, l_n)$ .

Таким образом, модель отказов рассматриваемой системы представляет классическую модель "слабого звена". Это подтверждает правильность выбора в качестве аппроксимирующего закона Вейбулла—Гнеденко.

Испытания на надежность показали, что реальные ресурсы деталей превышают их оптимальные значения, так как эксплуатация редукторов мостов продолжается до появления шумов и вибрации, когда износы значительно превышают допустимые. Реальные ресурсы некоторых деталей, рассчитанные статистико-вероятностным методом, приведены в табл. 3. Как видно из табл. 2 и 3, ресурс дифференциала в сборе составляет 83,1 тыс. км, в то время как расчетные ресурсы его основных частей — чашки дифференциала и шестерни полуоси — равны 80,3 тыс. км и 64,8 тыс. км соответственно. Фактический ресурс фланца промежуточного карданного вала составляет 57,5 тыс. км (расчетный 38,3 тыс. км), муфты зубчатой вала промежуточной опоры — 68,8 тыс. км (расчетный 48,9 тыс. км), фланца привода ведущей конической шестерни —

Табл. 3. Ресурсы деталей центральных редукторов, рассчитанные статистико-вероятностным методом

Наименование детали, узла	Закон распределения случайной величины	Среднее значение, тыс. км	Доверительный интервал, тыс. км	Коэффициент вариации	У-процентный ресурс, тыс. км ( $\gamma \approx 90\%$ )	Относительная ошибка, %
Фланец промежуточного карданного вала	Нормальный	57,5	9,8	0,59	29,5	17,7
Манжета уплотнительная фланцев	Вейбулла	58,8	21	0,38	29,6	31,2
Фланец привода ведущей конической шестерни непроходного редуктора	То же	63,9	12,9	0,59	31,3	20,3
Муфта зубчатая вала промежуточной опоры	"	68,8	13	0,39	33,8	19,2
Фланец привода ведущей конической шестерни проходного редуктора	"	70,4	15,6	0,33	40,7	22,4
Манжета уплотнительная полуоси	"	75,4	8,5	0,48	30,9	12,8
Дифференциал в сборе	"	83,1	6,8	0,13	43,5	37,1

70,4 тыс. км для проходного и 63,9 тыс. км для непроходного (расчетный 46,9 тыс. км).

Значения ресурсов представлены по сложившимся на АТП № 7 условиям и не являются оптимальными с точки зрения минимума затрат. При определении оптимального ресурса центральных редукторов ведущих мостов использовалась методика, предложенная в работе [4]. За критерий оптимизации принята минимальная сумма средних удельных затрат на приобретение агрегатов и на поддержание их в работоспособном состоянии, обеспечивающем постоянную, максимально возможную в данных условиях производительность:

$$C_{\text{уд}} = C_{\text{пр}}(l) + C_{\text{п.н.ср.общ}}(l) \rightarrow \min,$$

где  $C_{\text{пр}}(l)$  – средние удельные затраты на приобретение (изготовление) агрегатов, р/тыс.км:  $C_{\text{пр}}(l) = C_0/l$ ;  $C_{\text{п.н.ср.общ}}(l)$  – общие средние удельные затраты на устранение отказов и неисправностей:  $C_{\text{п.н.ср.общ}} = C_{\text{п.н.ср}}(l) + C_{\text{ТО}}$ ;  $C_0$  – стоимость агрегата, р.;  $C_{\text{п.н.ср}}(l)$  – средние удельные затраты на устранение отказов и неисправностей, р/тыс. км;  $C_{\text{ТО}}$  – затраты на ТО, р/тыс.км.

Затраты  $C_{\text{ТО}}$  определялись исходя из трудоемкости работ ТО, часовой тарифной ставки ремонтного рабочего 1,98 р. (с учетом районного коэффициента 1,7, северной надбавки 1,8 и премиальных доплат 40%), стоимости эксплуатационных материалов и составляют 0,24 р./1000 км для непроходного редуктора и 0,41 р./1000 км для проходного.

Затраты  $C_{\text{п.н.ср}}(l)$  определены исходя из стоимости замененных деталей, трудоемкости их замены и часовой тарифной ставки ремонтного рабочего.

Динамика изменения средних удельных затрат представлена на рис. 1.

Аппроксимирование кривой роста средних удельных затрат на устранение отказов и неисправностей проведено методом наименьших квадратов по линейной, квадратичной и степенной зависимостям. Анализ результатов расчета позволил выявить, что аппроксимирующей является квадратичная зависимость вида

$$C_{\text{п.н.ср}}(l) = AL^2 + BL + C, \quad (1)$$

где  $A, B, C$  – коэффициенты;  $L$  – пробег автомобиля (кривая 2 на рис. 1).

Вывод о соответствии математической модели экспериментальным данным сделан на основании анализа расчетных и критических значений множественного корреляционного отношения  $\eta$ , указывающего на тесноту связи между аргументами, проверки значимости  $\eta$  с использованием  $T$ -критерия Стьюдента и проверки гипотезы об адекватности модели результатам наблюдений по значению  $F$ -критерия Фишера. Результаты расчета приведены в табл. 4.

Таким образом, суммарные удельные затраты на поддержание редукторов в исправном состоянии выражаются зависимостью (кривая 4 на рис. 1)

$$C_{\text{уд}} = AL^2 + BL + C + C_0/L + C_{\text{ТО}} \quad (2)$$

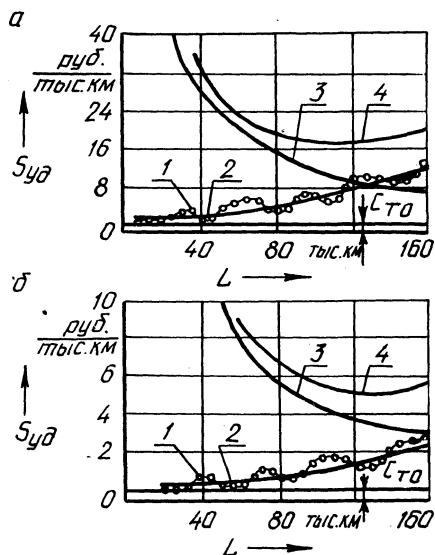


Рис. 1. Изменение удельных затрат на приобретение и поддержание работоспособного состояния редукторов ведущих мостов:

*a* – проходного; *б* – непроходного; 1 – удельные затраты на поддержание исправного состояния, экспериментальная кривая; 2 – аппроксимирующая теоретическая кривая; 3 – удельные затраты на приобретение; 4 – суммарные затраты

Для определения пробега, соответствующего минимуму затрат, возьмем производную уравнения (2) и приравняем ее к нулю (вторая производная положительна):

$$\begin{aligned} 2AL + B - C_0/L^2 &= 0; \\ 2AL^3 + BL^2 - C_0 &= 0. \end{aligned} \quad (3)$$

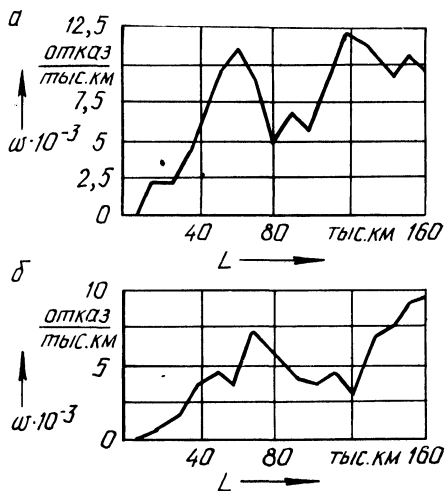
Табл. 4. Оценки коэффициентов регрессии и параметров адекватности модели

Наименование агрегата	Оценки коэффициентов регрессии			Оценки параметров адекватности модели				
	A	B	C	Множественное корреляционное отношение $\eta$	Значение F-критерия Фишера		Значение T-критерия Стьюдента	
					расчетное F расч	критическое F кр	расчетное T рас	критическое T кр
Проходной центральный редуктор	0,0112	0,499	-0,236	0,942	107,4	1,893	14,3	2,05
Непроходной центральный редуктор	0,0045	0,079	-0,226	0,979	295,8	1,893	14,3	2,05

Примечание. При определении коэффициентов регрессии уравнения (1) значения пробега  $L$  (км) умножают на  $10^{-4}$ , значение  $C_{п.н.ср}$  при этом получают в рублях на тысячу километров.

Рис. 2. Изменение параметра потока отказов центральных редукторов ведущих мостов:

*a* – проходного; *b* – непроходного



Уравнение (3) решено на программируемом микрокалькуляторе МК-52 итерационным методом последовательных приближений. Получено значение оптимального ресурса  $L_{\text{опт}} = 119,7$  тыс. км для проходного редуктора и  $L_{\text{опт}} = 144,6$  тыс. км для непроходного.

В то же время средний пробег автомобиля до списания – порядка 170 тыс. км. Поэтому актуальной является задача продления ресурса центральных редукторов до значений, близких к ресурсу автомобиля. Анализ результатов эксплуатационных испытаний показал, что данная задача может быть решена за счет проведения предупредительных и сопутствующих ремонтов во время летней консервации автомобиля. Это позволит снизить потери от его простоя, которые в настоящее время на АТП № 7 составляют 246,1 р/смену.

С этой целью проведен анализ динамики изменения показателей надежности по пробегу автомобиля за период его эксплуатации.

На рис. 2 представлено распределение параметра потока отказов, определяемое как

$$\omega(L) = \frac{\sum_{i=1}^N r_i(L + \Delta L) - \sum_{i=1}^N r_i(L)}{N\Delta L}$$

где  $N$  – число подконтрольных автомобилей в рассматриваемом интервале;  $\Delta L$  – интервал пробега (принято  $\Delta L = 10$  тыс. км);  $r_i(L)$  – число отказов за пробег  $L$ ;  $r_i(L + \Delta L)$  – число отказов за пробег  $L + \Delta L$ .

Все неисправности, устраняемые на одном пробеге, в расчетах приняты за один отказ. На наш взгляд, это правомерно, так как отражает систему ТО и ТР, сложившуюся в АТП.

С целью снижения потерь от простоев автомобилей, трудовых затрат на ТР и увеличения срока службы агрегатов предлагается осуществлять в межсезонное время следующие регламентные работы по центральным редукторам ведущих мостов. После первого года эксплуатации ( $\approx 34,8$  тыс. км) проводится проверка технического состояния зубчатых муфт и фланцев, которые при



необходимости заменяются. Предупредительная замена не предусматривается, так как эти детали характеризуются малой трудоемкостью замены. Последняя может осуществляться в межсменное время без потерь на простои.

После второго года эксплуатации ( $\approx 70$  тыс. км) практически выработаны ресурсы зубчатых муфт и фланцев, полуоси, ее конической шестерни, дифференциала, уплотнительных манжет (см. табл. 3 и 4), что приводит к значительному возрастанию параметра потока отказов (рис. 2). На этом пробеге необходимо проводить средний ремонт агрегатов с углубленным диагностированием их технического состояния. Так как автомобили работают в отрыве от основной производственной базы при длине ездки с грузом свыше 100 км, все детали, имеющие малый остаточный ресурс, подлежат замене. Потери от неиспользования их ресурса будут значительно меньше потерь, связанных с транспортировкой отказавшего на линии автомобиля, и потерь от простоя его в ремонте. Замене подлежат также уплотнительные манжеты, которые после двух лет эксплуатации в холодных условиях теряют эластичность и значительно изнашиваются.

На третьем году эксплуатации отмечается снижение параметра потока отказов (рис. 2). Проведение ремонта на пробеге около 70 тыс. км позволит уменьшить его еще больше. Поэтому проведение ремонтных работ, связанных со снятием и разборкой агрегата, на этом пробеге не предусматривается.

По завершении четырех лет эксплуатации ( $\approx 130$  тыс. км) отмечается повторное возрастание параметра потока отказов, вызванное износом некоторых корпусных деталей (крышка боковая, крышка промежуточная, картер подшипников), а также повторными отказами деталей, замененных на пробеге 70 тыс. км (полуось, шестерня коническая полуоси, зубчатые муфты и фланцы, уплотнительные манжеты).

На этом пробеге предусматривается повторный средний ремонт после углубленного технического диагностирования.

Проведение этих работ позволит увеличить ресурс центральных редукторов до 5 лет эксплуатации, т.е. до пробега 170 тыс. км, соответствующего пробегу автомобиля до списания, а также значительно снизить размах вариации наработки на отказ.

Результаты выполненных исследований переданы заводу-изготовителю для разработки конструктивно-технологических мероприятий по повышению долговечности деталей и узлов, ограничивающих надежность указанных агрегатов.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лукинский В.С., Котиков Ю.Г., Зайцев Е.И. Долговечность деталей шасси автомобиля. Л., 1984.
2. ГОСТ 17526-72. Надежность изделий машиностроения. Система сбора и обработки информации. Требования к содержанию форм учета наработок, повреждений и отказов.
3. Аронов И.З., Бурдасов Е.И. Оценка надежности по результатам сокращенных испытаний. М., 1987.
4. Шейнин А.М. Основные принципы управления надежностью машин в эксплуатации. М., 1977. Вып. 1.

ОПТИМИЗАЦИЯ СОВРЕМЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ТРАНСПОРТИРОВКИ  
ГРУЗОВ

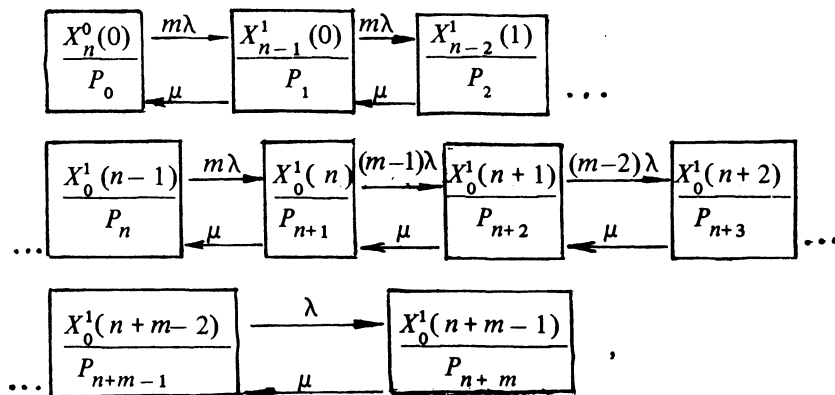
Одним из путей повышения надежности транспортного процесса и снижения затрат на перевозку грузов является совершенствование конструкции существующих транспортных средств и технологии перевозок.

За рубежом широкое распространение нашли автомобили со съёмными кузовами. Как свидетельствует опыт их использования, например в Швеции и Финляндии, производительность подвижного состава увеличилась более чем в 2,5 раза, а транспортные расходы сократились на 30...60 %.

Отечественная промышленность приступила к выпуску автомобилей КамАЗ-55113 со съёмными кузовами, опытные образцы которых появились в 1980 г. Их эффективное использование возможно при наличии методики определения рационального соотношения количества единиц подвижного состава и съёмных кузовов с учетом стохастической природы процесса перевозок грузов в сельском хозяйстве.

В основу методики положена классификация работы погрузчика,  $m$  автомобилей,  $m + n$  съёмных кузовов, причём  $n \geq 1$  (т.е. имеется резерв  $n$  съёмных кузовов), как замкнутой системы массового обслуживания с ожиданием. Данная система позволит за счет резервных съёмных кузовов значительно сократить простои погрузчика и автомобилей. Ее можно описать как сеть массового обслуживания с двумя последовательными этапами использования съёмных кузовов: I – погрузчик; II – многоканальная система из  $m$  транспортных средств (рис. 1) [1].

Удобнее рассматривать одноканальную систему массового обслуживания, в которой транспортные средства учитываются как потоки поступления съёмных кузовов на обслуживание. В этом случае соответствующий граф состояний имеет следующие вид:



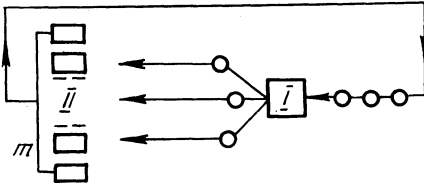


Рис. 1. Схема взаимодействия погрузчика, транспортных средств и съемных кузовов

где  $X_{\theta}^a(\epsilon)$  — состояние, когда грузятся  $a$  съемных кузовов,  $\theta$  погружены и ожидают транспортировки,  $\epsilon$  съемных кузовов находятся в очереди на погрузку.

Рассматриваемая система характеризуется следующими вероятными состояниями [2].

Вероятность нахождения системы в состоянии, когда простаивает погрузчик,

$$P_0 = \left[ \frac{1 - (m\rho)^{n+1}}{1 - m\rho} + \frac{(m\rho)^n}{P_0^1} (1 - P_0^1)^{-1} \right],$$

где  $P_0^1$  — начальная вероятность для случая отсутствия резерва съемных кузовов:

$$P_0^1 = \left[ \sum_{k=a}^m \frac{m!}{(m-k)!} \rho^k \right]^{-1};$$

$\rho = \lambda/\mu$ ;  $\lambda$  — интенсивность поступления каждого транспортного средства на обслуживание;  $\mu$  — интенсивность обслуживания для каждого канала.

Среднее количество съемных кузовов, ожидающих в очереди на погрузку и транспортировку и простаивающих под погрузкой,

$$\bar{r}^1 = n + \frac{(m\rho)^n P_0}{P_0^1} \left[ m - \frac{1}{\rho} (1 - P_0^1) \right].$$

Среднее число съемных кузовов в ожидании погрузки и транспортировки

$$\bar{r} = \bar{r}^1 - (1 - P_0).$$

Среднее количество простаивающих под погрузкой транспортных средств

$$\bar{m} = \bar{r}^1 - n.$$

Среднее количество транспортных средств в очереди

$$\bar{m}^1 = m^1 + \frac{1 - (m\rho)^{n+1}}{1 - m\rho} P_0 - 1.$$

Зная вероятность всех состояний системы, можно определить количественные характеристики, оценивающие качество работы системы: длительность простоев в системе обслуживания и связанные с ними потери.

Так как среднее количество простаивающих транспортных средств есть  $\bar{m}$ , то коэффициент активного использования автомобилей, определяющий долю автомобилей, находящихся в движении,

$$K_{и} = 1 - \bar{m}/m.$$

Степень загрузки погрузочного механизма характеризуется использованием рабочего времени, а поскольку вероятность отсутствия требований в системе  $P_0$  показывает долю простоев, коэффициент загрузки можно представить в виде

$$K_з = 1 - P_0.$$

Из анализа приведенных зависимостей следует, что с увеличением количества автомобилей, закрепленных за погрузчиком, степень его загрузки возрастает, а коэффициент активного использования автомобилей снижается. Оптимальное их соотношение должно определяться с помощью экономического критерия путем минимизации издержек от простоев автомобилей, съемных кузовов и погрузочного средства. Функция суммы издержек может быть представлена для рассматриваемой системы в виде

$$Z_{(m,n,1)} = C_a \bar{m} + C_{с.к} n + C_{п} P_0,$$

где  $C_a$ ,  $C_{с.к}$ ,  $C_{п}$  — соответственно стоимость простоя автомобиля со съемным кузовом, резервного съемного кузова и погрузчика в единицу времени.

Для определения потерь, вызванных простоями механизмов, более приемлем метод "резервных" машин, сущность которого заключается в том, что простаивающие механизмы должны быть заменены другими аналогичного типа, стоимость содержания которых будет определять дополнительные затраты, возникающие в процессе простоев основных машин. Издержки, вызванные потерями из-за простоев в ожидании обслуживания, достаточно полно характеризуются теми дополнительными затратами, которые будут необходимы для содержания резервных машин. Величину их целесообразно анализировать по критерию

$$\Pi = C_{ai} + E_n K,$$

где  $C_{ai}$  — сумма годовых эксплуатационных затрат на содержание  $i$ -й машины;  $E_n$  — нормативный коэффициент экономической эффективности;  $K$  — стоимость машины.

Основными элементами годовых эксплуатационных затрат, влияющих на стоимость простоя, являются затраты на зарплату ( $C_{зп}$ ), амортизационные отчисления ( $C_{ам}$ ) и затраты, связанные с хранением техники ( $C_{хр}$ ).  $C_{ам}$  и  $C_{хр}$  зависят лишь от стоимости машины и пропорциональны ей:

$$C_{хр} = WK, \quad C_{ам} = VK,$$

где  $W$ ,  $V$  — нормативы годовых отчислений на хранение техники и амортизационные отчисления.

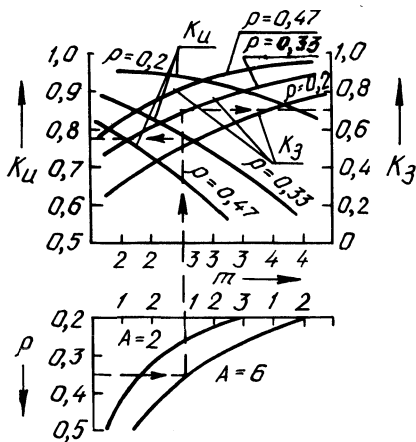


Рис. 2. Номограмма оптимизации загрузки транспортной системы при наличии резервных кузовов

Отчисления на хранение включают затраты на амортизацию площадок, навесов, а также на консервацию техники и ее охрану и составляют для сложных машин 2 % их стоимости. При кратковременных внеплановых простоях не по вине водителя ему рекомендуется выплачивать 2/3 тарифной ставки.

В результате критерий приведенных затрат имеет вид

$$\Pi = C_{\text{зп}} + (E_{\text{н}} + W + V)K.$$

Стоимость 1 ч простоя автомобиля со съемным кузовом определяется по следующей формуле:

$$C_{\text{а}} = \frac{2}{3} Z_{\text{в}} \eta_{\text{д}} \eta_{\text{с}} + \frac{(E_{\text{н}} + W) v_{\text{э}} K}{L_{\text{а}}},$$

где  $Z_{\text{в}}$  – тарифная ставка;  $\eta_{\text{д}}$ ,  $\eta_{\text{с}}$  – коэффициенты, учитывающие дополнительную заработную плату и отчисления на социальное страхование;  $L_{\text{а}}$  – годовой пробег автомобиля, ч;  $v_{\text{э}}$  – средняя эксплуатационная скорость, км/ч.

Стоимость 1 ч простоя резервного съемного кузова определяется по выражению

$$C_{\text{с.к}} = \frac{(E_{\text{н}} + V + W)K}{3_{\text{г}}},$$

где  $3_{\text{г}}$  – годовая загрузка съемного кузова, ч.

Потери в единицу времени от простоев погрузчика

$$C_{\text{п}} = Z_{\text{н}} \eta_{\text{д}} \eta_{\text{с}} + \frac{(E_{\text{н}} + W + V)K_{\text{г}}}{3_{\text{г.п}}},$$

где  $3_{\text{г.п}}$  – годовая загрузка погрузчика, ч.

Так как расчеты по определению оптимальной загрузки системы весьма трудоемки, разработана расчетная номограмма. Функция суммы издержек преобразована следующим образом:

$$Z_{m, n, 1} = \bar{m} + Bn + AP_0,$$

где  $B = C_{с.к}/C_a$ ;  $A = C_{п}/C_a$ ;

На рис. 2 представлена расчетная номограмма для возможных изменений  $\rho = 0,2 \dots 0,5$  и  $A = 2 \dots 6$ .

Использование номограммы упрощает расчет рационального соотношения количества автомобилей и съемных кузовов, который проводится в такой последовательности. Вначале определяются параметры потока требований на обслуживание ( $\lambda$ ,  $\mu$ ,  $\rho$ ). Затем откладывается полученное значение  $\rho$  на оси ординат нижнего прямоугольника и проводится горизонтальная линия до пересечения с кривой  $A$ , соответствующей отношению стоимостей простоя погрузчика и автомобиля. Вертикальная линия от отмеченной точки до оси абсцисс определяет оптимальную загрузку системы. Пересечение этой линии с кривыми  $K_{и}$ ,  $K_{з}$  верхнего прямоугольника позволяет получить оценку активного использования автомобиля и загрузку погрузчика. Например, при перевозке автомобилем КамАЗ-55113 свеклы, погрузка которой осуществляется свеклопогрузчиком СПС-4,2,  $B = 0,47$  и  $A = 6$ . При  $\rho = 0,33$  загрузка системы будет оптимальной в случае использования трех автомобилей КамАЗ-55113 и одного резервного кузова. В этом случае  $K_{з} = 0,71$  и  $K_{и} = 0,79$ .

Таким образом, применение предлагаемой методики при загрузке системы "автомобиль—съемный кузов—погрузчик" позволит более точно определять соотношение количества автомобилей и съемных кузовов, создавая условия для совершенствования технологии перевозок, повышения производительности транспортных и погрузочно-разгрузочных средств и снижения затрат на перевозку грузов.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кофман А., Крюон Р. Массовое обслуживание, теория и приложения. М., 1965.
2. Бейдерман Е. Анализ транспортной системы массового обслуживания с наличием резервных прицепов и автосцепки // Тр. ЛСХА. Елгава, 1979. Вып. 159.

## СОДЕРЖАНИЕ

### Расчет и конструирование автомобилей и тракторов

Бусел Б.У., Сапелкин А.М. Регулируемая двухступенчатая гидропневматическая подвеска для карьерного самосвала . . . . .	3
Руктешель О.С., Захарик А.М. Оптимизация параметров системы пневматического управления коробкой передач . . . . .	6
Стецко А.П., Скуртул А.И. Нагруженность муфты сцепления трактора класса 1,4 при работе с фронтальным погрузчиком . . . . .	10
Мамити Г.И., Матяш А.Л. Расчет температурных напряжений тормозного барабана автомобиля методом конечных элементов. . . . .	13
Белов С.М., Свидерская Л.В. К расчету зубчатых муфт . . . . .	16
Ванцевич В.В., Валюженич Г.А. Вероятностное моделирование рабочих режимов дифференциалов автопоездов . . . . .	19
Самарцев С.Б. О зависимости тепловых и динамических процессов в элементах трансмиссий с ГМП . . . . .	26
Горбатенко Н.Н. Влияние закона включения фрикциона на динамическую нагруженность гидромеханической трансмиссии при переключении передач . . . . .	29
Журавлев С.С. Динамическая нагруженность и плавность хода большегрузного автомобиля при детерминированном дорожном воздействии . . . . .	34
Тедорадзе Р.Г. Режимы работы двигателя и трансмиссии автомобиля в зависимости от транспортного потока. . . . .	40
Пекер Ф.Л., Кленецкая Л.Г., Гриневич В.Г. Динамика питающей части гидравлического привода антиблокировочной тормозной системы легкового автомобиля. . . . .	45
Пронько А.В. Оценка экономичности гидроходоуменьшителей с различными вариантами подключения гидропередач к звеньям дифференциального механизма . . . . .	49
Гуськова Т.В., Шостаков О.Р. Выбор масла при проектировании автоматизированных гидросистем . . . . .	54
Бутусов Г.Ф., Котлобай А.Я., Шаклеев С.Н., Китченко В.Н. Стендовые испытания гидропневматической рессоры с компенсационным устройством . . . . .	56
Андреев А.Ф. Исследование движения колесной машины с большими углами поворота управляемых колес . . . . .	60
Лефаров А.Х., Войтешенок В.С. Влияние наклона опорной поверхности на поворачиваемость горного трактора. . . . .	66
Зеленый П.В., Самадалашвили А.Г. Движение колесного трактора на склоне при асимметричном приложении крюкового усилия . . . . .	69
Тяпухин А.П. Устойчивость самосвального тракторного прицепа ОЗТП-8588 при разгрузке . . . . .	74
Таяновский Г.А. Оценка топливной экономичности тракторных поездов. . . . .	78
Голод С.В., Куземчик В.Ф., Семенов В.А. Метод ускоренных испытаний верхнего строения колесных тракторов семейства "Беларусь". . . . .	81
Алексеев В.В., Бойков В.П. Результаты определения параметров вибрации на сиденье водителя трактора "Кировец" . . . . .	84

Мотыль И.М. Методика оценки влияния на эффективность глушителей генерируемого в них шума газового потока . . . . .	87
Летан Дык. Установка для ускоренных испытаний на коксование распылителей форсунок автотракторных дизелей . . . . .	91
Кухаренок Г.М., Степин Ю.М. Моделирование пусковых процессов дизелей . . . . .	94
Мааруф Аднан, Адамов В.М. Исследование теплорассеивающей способности радиатора на различных режимах . . . . .	98

#### Эксплуатация и ремонт автомобилей

Шловенец В.В. Применение методов теории планирования эксперимента при исследовании токсичности и экономичности двигателя газобаллонного автомобиля . . . . .	103
Апанасенко В.С., Савич А.С. Оптимизация мощности авторемонтных предприятий . . . . .	108
Шумик С.В., Кучур С.С., Милько А.В. Долговечность редукторов ведущих мостов автомобилей семейства МАЗ-7313 . . . . .	113
Похабов В.И., Гриневиц М.Н. Оптимизация современных технологий транспортировки грузов . . . . .	121



Научное издание

**КОНСТРУИРОВАНИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ**

**Выпуск 6**

Заведующий редакцией *А.Ф. Зиновьев*

Редактор *Э.Н. Капрова*

Художественный редактор *В.Н. Валентович*

Технический редактор *Л.И. Счисленок*

Корректоры *В.В. Неверко, З.Б. Звонарева*

Оператор *А.И. Маль*

ИБ № 3173

Подписано в печать с оригинала-макета 19.09.91. Формат 60x90/16. Бумага кн.-жур  
Офсет. печать. Гарнитура Пресс-Роман. Усл. печ. л. 8. Усл. кр.-отт. 8,5. Уч.-изд. л. 8  
Тираж 700 экз. Заказ № 5605. Цена 2 р. 10 к.

Издательство "Высшая школа" Государственного комитета БССР по печати. 22004  
Минск, проспект Машерова, 11.

Типография "Победа". 222310. Молодечно, ул. Тавлая, 11.