

Рис. 2. Основные параметры центробежной форсунки

в работе [4] сообщается, что для хорошего качества распыливания это значение должно находиться в пределах $2 \leq k \leq 4$, а зависимость $k = f(D/d_c)$ приближённо может быть представлена прямой, соответствующей формуле № 7.

Решив это уравнение относительно D/d_c , получим формулу № 8 и вполне удовлетворительного качества распыливание топлива при $k = 3$, т. е. при $D/d_c = 3,38$. Но в общем случае рекомендуемые значения $2,3 \leq D/d_c \leq 6$.

Геометрические параметры центробежной форсунки (рис. 2) её разработчики выбирали по рекомендациям, изложенным в той же работе [4], предварительно вычислив величину отношения $G/P_{вх}$, которую принято считать удельной производительностью форсунки. (В рассматриваемом случае $G/P_{вх} = 6,65$.)

По результатам расчётов и рекомендациям этой работы [4] были получены следующие параметры форсунки: $D = 3,25$ мм; $d_c = 0,67$; $L_k = 3,0$ мм; $l_{вх} = 4,7$ мм; $f_{вх} = 4,7$ мм²; $L_c = 0,3$; $\theta = 120^\circ$; $\delta = 60^\circ$; $\mu = 0,304$; $\alpha = 80^\circ$. Число n входных отверстий — 4, что и было реализовано в металле.

Рассмотренная выше методика расчёта геометрических параметров центробежных форсунок позволяет, таким образом, определить их основные параметры, используя в качестве исходных параметров цикловую подачу топлива и требования к качеству распыливания топлива, в частности, средний диаметр капель. Что весьма удобно с практической точки зрения.

Литература

1. Гришпан А.З., Романов С.А., Свиридов Ю.Б. Расчёт образования смеси в топливном факеле при дизельном впрыске на ЭВМ "Минск-32" / А.З. Гришпан, С.А. Романов, Ю.Б. Свиридов // Труды ЦНИТА. — 1975. — Вып. 67. — С. 53–67.
2. Кутовой В.А. Впрыск топлива в дизелях: монография / Кутовой В.А. — Москва: Машиностроение, 1981. — 119 с.
3. Патент РФ № 2006658 С1, МПК F02M61/10. Распылитель форсунки / Кухарев М.Н., Журавец И.Б., Бурдыкин В.Д., Грибанов А.В. (Россия). — № 4935051/06, заявлено 05.05.1991; опубл. 30.01.1994. Бюл. № 2. — 5 с.
4. Патент РФ № 2451205, МПК F 02M 61/10, В 05В/34. Распылитель форсунки для дизеля / Бурдыкин В.Д. (Россия). — № 2010110173/06; заявлено 17.03.2010; опубл. 20.05.2012, Бюл. № 32. — 4 с.
5. Блох А.Г., Кичкина Е.С. Распыливание жидкого топлива механическими форсунками центробежного типа / Вопросы аэродинамики в котельно-топочных процессах. — Москва, 1959. — Гл. 6. — С. 48–56.
6. Хавкин Ю.И. Центробежные форсунки / Ю.И. Хавкин. — Ленинград: Машиностроение, 1976. — 168 с.

УДК 629.3

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ С ПЕРЕКРЫТИЕМ ХАРАКТЕРИСТИК УПРАВЛЕНИЯ

Д-р техн. наук В.П. ТАРАСИК

Белорусско-Российский университет (375.222.25-36-45)

Предлагается математическая модель трансмиссии, предназначенная для исследования процесса переключения передач с перекрытием характеристик управления.

Ключевые слова: гидромеханическая передача, фрикцион, управление фрикционными, время регулирования, перекрытие характеристик переключения передач, баланс энергии.

Tarasik V.P.

MATHEMATICAL MODELING OF GEAR SHIFT WITH OVERLAPPING CONTROL CHARACTERISTICS

A mathematical model of the transmission designed for research the gear shift with overlap control characteristics is considered.

Keywords: hydromechanical transmission, friction clutch, clutch control, regulation time, overlap of gear shift characteristics, energy balance.

Автоматические трансмиссии позволяют существенно улучшить реализацию потенциальных тягово-скоростных свойств автомобиля, управления его движением, повысить безопасность этого движения [1]. Поэтому получают всё большее распространение. При этом наиболее часто их выполняют на основе гидромеханической передачи, состоящей из гидродинамического

трансформатора и многоступенчатой коробки передач, передачи в которой переключаются посредством многодисковых фрикционов с гидроприводом управления.

Такова, так сказать общая картина. Но на ней есть "пятна", главное из которых — необходимость научного поиска решений и разработки предъявляемых к этим трансмиссиям требований. Например, такого

важнейшего, по мнению автора, как обеспечение непрерывного подвода энергии двигателя к ведущим колёсам автомобиля в моменты переключения передач. Важнейшего уже потому, что в эти моменты автомобиль теряет скорость своего движения, а водитель и пассажиры попадают в дискомфортные условия (автомобиль "дёргается"). Поэтому специалисты считают: поток энергии через механизмы коробки передач должен быть непрерывным, т.е. цепь её передачи должна быть постоянно замкнутой.

Это не очень сложно и сводится к выбору характеристик управления включаемым и выключаемым фрикционами, участвующими в переключении передачи, и соответствующим согласованием этих характеристик во времени (такое управление называют переключением передач с перекрытием). Для современных автоматических трансмиссий, имеющих мехатронные системы управления,

получить любые желаемые характеристики переключения передач — не проблема [2 и др.]. Но это на первый взгляд. Опыт испытаний карьерных самосвалов БелАЗ, оснащённых мехатронными системами автоматического управления, показал: при переключении передач с перекрытием в цепи передачи энергии возникают замкнутые контуры, в которых происходит её циркуляция, приводящая к существенному возрастанию нагрузок в трансмиссии. Со всеми вытекающими отсюда последствиями для её надёжности. В связи с чем возникает вопрос: возможно ли решение этой проблемы?

Чтобы ответить на него, рассмотрим конкретный пример — ГМП карьерного самосвала БелАЗ-7555Е грузоподъёмностью 60 т, конструкция коробки передач которой представлена на рис. 1. Основные элементы этой коробки: входной (18), промежуточный (23) и выходной (27) валы, вал 13 реверса и шесть фрикционов. При этом фрикцион 11 первой передачи и фрикцион 9 передачи реверса расположены на валу 13 реверса, на валу 18 — фрикционы второй (7) и третьей (20) передач, а на промежуточном валу 23 — фрикционы понижающего (5) и повышающего (22) диапазонов.

Такая конструктивная схема называется диапазонной и выполнена по кинематической схеме с тремя степенями свободы. В её состав входит базовая трёхступенчатая коробка передач и встроенная в общий корпус двухступенчатая диапазонная коробка, позволяющие получить шесть передач переднего хода и две передачи реверса. Причём для получения любой из них должны быть замкнуты одновременно два фрикциона — один из фрикционов базовой коробки передач и фрикцион соответствующего диапазона. Переключение же передачи внутри диапазона осуществляется сменой одной пары фрикционов, а при переходе на другой диапазон — сменой двух пар фрикционов. Например, для перехода со второй на третью передачу необходимо выключить фрикцион 7 второй передачи, а вместо него замкнуть фрикцион 20 третьей передачи. Фрикционы же 5 и 22 диапазонов в этом процессе участия не принимают: первый из

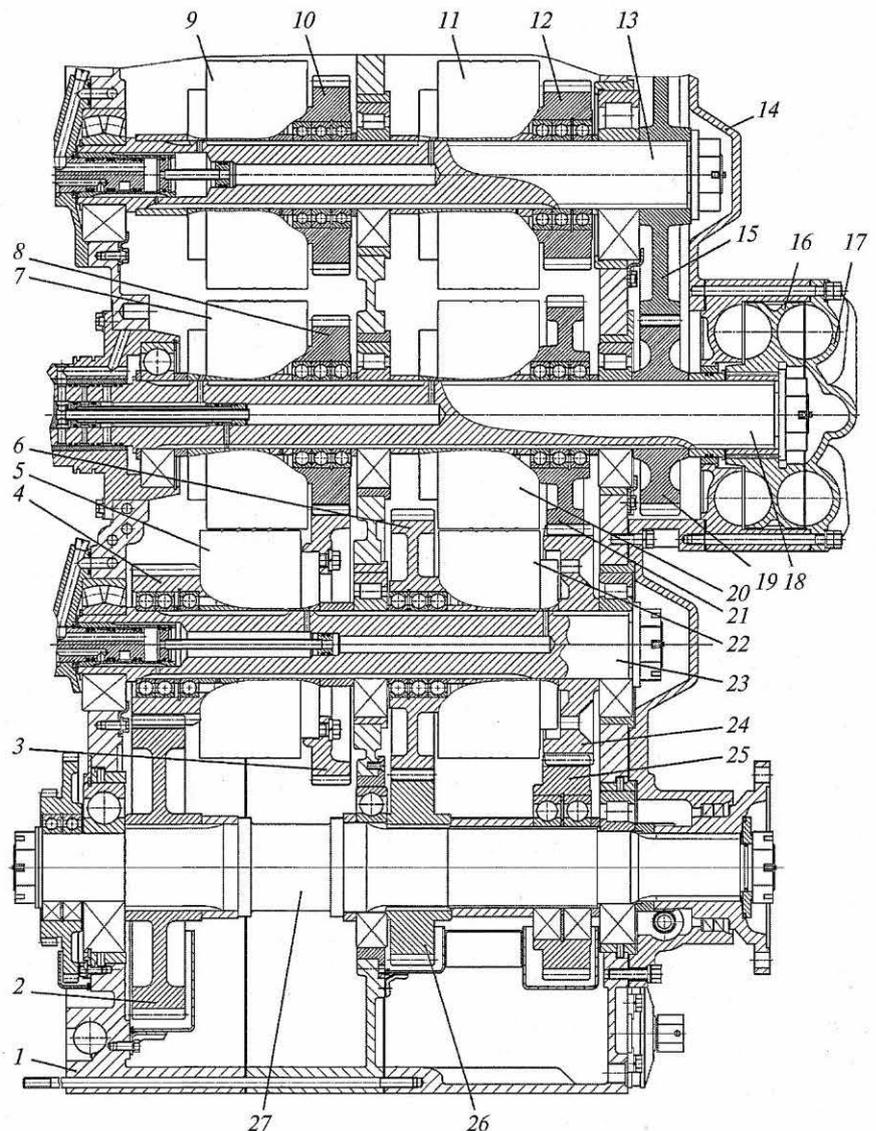


Рис. 1. Коробка передач карьерного самосвала БелАЗ-7555Е:

1 — картер коробки передач; 2, 4 — шестерни понижающего диапазона; 3 — ведомая шестерня второй передачи и реверса; 5 — фрикцион понижающего диапазона; 6, 26 — шестерни повышающего диапазона; 7 — фрикцион второй передачи; 8 — ведущая шестерня второй передачи; 9 — фрикцион реверса; 10 — ведущая шестерня реверса; 11 — фрикцион первой передачи; 12, 25 — ведущая и паразитная шестерни первой передачи; 13 — вал реверса; 14 — корпус шестерён привода вала реверса; 15 и 19 — шестерня привода вала реверса; 16 и 17 — ротор и статор гидродинамического тормоза-замедлителя; 18 — входной вал; 20 — фрикцион третьей передачи; 21, 24 — шестерни первой и третьей передач; 22 — фрикцион повышающего диапазона; 23 — промежуточный вал; 27 — выходной вал

них (5) остается в замкнутом состоянии, а второй (22) — в разомкнутом. Для переключения с третьей на четвертую передачу нужно сменить одновременно два фрикциона: вместо фрикциона 20 третьей передачи включается фрикцион 11 первой передачи, а вместо фрикциона 5 понижающего диапазона — фрикцион 22 повышающего диапазона.

Рассмотрим процесс переключения с перекрытием, переход со второй передачи на третью.

Для осуществления такого процесса сжатие фрикционных дисков

фрикциона 20 третьей передачи начинается с некоторым опережением по отношению к моменту выключения фрикциона 7 второй передачи. В результате образуется замкнутый контур циркуляции энергии, в который входят следующие элементы коробки передач: включаемый фрикцион 20 третьей передачи (находится в режиме буксования) — зубчатые колёса 21 и 24 третьей передачи — участок промежуточного вала 23 между ведомыми шестернями 24 и 3 третьей и второй передач — зубчатые колёса 3 и 8 второй передачи —

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\frac{d\omega_1}{dt} = \frac{(M_{в1} - M_{у.д1})}{J_1};$ $\frac{d\omega_2}{dt} = \frac{\left[M_{у.д1} - M_{н} - M_{ф.гт} \text{sign}(\omega_2 - \omega_3)(1 - L_{гт}) - \right. \\ \left. - (M_{у.д2} + M_{у.д3} + M_{у.д4}) L_{гт} P_{гт} \right]}{(J_1 + J_3 L_{гт})};$ $\frac{d\omega_3}{dt} = \frac{\left[M_{т} + M_{ф.гт} \text{sign}(\omega_2 - \omega_3)(1 - L_{гт}) + \right. \\ \left. + M_{у.д1} L_{гт} P_{гт} - M_{у.д2} - M_{у.д3} - M_{у.д4} \right]}{(J_2 L_{гт} + J_3)};$ $\frac{d\omega_4}{dt} = \frac{\left\{ M_{у.д2} u_{R1} \eta_{R1} - \left[\frac{M_{ф1} \text{sign}(\omega_4 - \omega_7 u_1)(1 - L_1) +}{u_1 \eta_1} \right] D_1 \right\}}{\left(J_4 + \frac{J_7 L_1 D_1}{u_1^2} \right)};$ $\frac{d\omega_5}{dt} = \frac{\left\{ M_{у.д3} - \left[\frac{M_{ф2} \text{sign}(\omega_5 - \omega_7 u_2)(1 - L_2) +}{u_2 \eta_2} \right] D_2 \right\}}{\left(J_5 + \frac{J_7 L_2 D_2}{u_2^2} \right)};$ $\frac{d\omega_6}{dt} = \frac{\left\{ M_{у.д4} - \left[\frac{M_{ф3} \text{sign}(\omega_6 - \omega_7 u_3)(1 - L_3) +}{u_3 \eta_3} \right] D_3 \right\}}{\left(J_6 + \frac{J_7 L_3 D_3}{u_3^2} \right)};$ $\frac{d\omega_7}{dt} = \frac{\left\{ \left[\frac{M_{ф1} \text{sign}(\omega_4 - \omega_7 u_1)(1 - L_1) +}{+ M_{у.д2} u_{R1} \eta_{R1} u_1 L_1 R_1} \right] D_1 + \right. \\ \left. + \left[\frac{M_{ф2} \text{sign}(\omega_5 - \omega_7 u_2)(1 - L_2) +}{+ M_{у.д3} u_2 \eta_2 L_2 R_2} \right] D_2 + \right. \\ \left. + \left[\frac{M_{ф3} \text{sign}(\omega_6 - \omega_7 u_3)(1 - L_3) +}{+ M_{у.д4} u_3 \eta_3 L_3 R_3} \right] D_3 - M_{у.д5} - M_{у.д6} \right\}}{(J_7 + J_4 u_1^2 L_1 D_1 + J_5 u_2^2 L_2 D_2 + J_6 u_3^2 L_3 D_3)};$ $\frac{d\omega_8}{dt} = \frac{\left\{ M_{у.д5} - \left[\frac{M_{фн} \text{sign}(\omega_8 - \omega_{10} u_{н})(1 - L_{н}) +}{+ \frac{M_{у.д7} L_{н} R_{н}}{u_{н} \eta_{н}}} \right] D_{н} \right\}}{\left(J_8 + \frac{J_{10} L_{н} D_{н}}{u_{н}^2} \right)};$ $\frac{d\omega_9}{dt} = \frac{\left\{ M_{у.д6} - \left[\frac{M_{фв} \text{sign}(\omega_9 - \omega_{10} u_{в})(1 - L_{в}) +}{+ \frac{M_{у.д7} L_{в} R_{в}}{u_{в} \eta_{в}}} \right] D_{в} \right\}}{\left(J_9 + \frac{J_{10} L_{в} D_{в}}{u_{в}^2} \right)};$ $\frac{d\omega_{10}}{dt} = \frac{\left\{ \left[\frac{M_{фн} \text{sign}(\omega_8 - \omega_{10} u_{н})(1 - L_{н}) +}{+ M_{у.д5} u_{н} \eta_{н} L_{н} R_{н}} \right] D_1 + \right. \\ \left. + \left[\frac{M_{фв} \text{sign}(\omega_9 - \omega_{10} u_{в})(1 - L_{в}) +}{+ M_{у.д6} u_{в} \eta_{в} L_{в} R_{в}} \right] D_{в} - M_{у.д7} \right\}}{(J_{10} + J_8 u_{н}^2 L_{н} D_{н} + J_9 u_{в}^2 L_{в} D_{в})};$	<p>$M_{у.дj} = M_{yj} + M_{yj}$; L_n, P_n, D_n — дискретные функции; L_n — функция состояния n-го фрикциона (при $L_n = 0$ фрикцион буксует; при $L_n = 1$ — замкнут); P_n — функция размыкания замкнутого фрикциона при недостаточном моменте трения; D_n — функция управления фрикционами (при $D_n = 1$ механизм управления n-м фрикционом включен, его гидроцилиндр находится под давлением рабочей жидкости $p_{фн}$; при $D_n = 0$ этот гидроцилиндр соединён со сливом), она формируется в соответствии с заданными характеристиками автоматического переключения передач, которые зависят от положения педали акселератора, скорости и ускорения АТС</p>

№ формулы	Формула	Примечания
	$\frac{d\omega_{11}}{dt} = \frac{\left[\frac{M_{y,л7} - M_{y,л8}}{u_0 \eta_0} \right]}{J_{11}}; \quad \frac{d\omega_{12}}{dt} = \frac{(M_{y,л8} u_k \eta_k - M_{y,л9} - M_{в2})}{J_{12}};$ $\frac{d\omega_{13}}{dt} = \frac{[M_{y,л9} - M_{фк} \text{sign}(\omega_{13} - \omega_{14})(1 - L_k) - M_{в3} L_k P_k]}{(J_{13} + J_{14} L_k)};$ $\frac{d\omega_{14}}{dt} = \frac{[M_{фк} \text{sign}(\omega_{13} - \omega_{14})(1 - L_k) + M_{y,л9} L_k P_k - M_{в3}]}{(J_{14} + J_{13} L_k)}$	
2	$\frac{dM_{y1}}{dt} = c_1(\omega_1 - \omega_2); \quad \frac{dM_{y2}}{dt} = c_2(\omega_3 - \omega_4 u_R); \quad \frac{dM_{y3}}{dt} = c_3(\omega_3 - \omega_5);$ $\frac{dM_{y4}}{dt} = c_4(\omega_3 - \omega_6); \quad \frac{dM_{y5}}{dt} = c_5(\omega_7 - \omega_8); \quad \frac{dM_{y6}}{dt} = c_6(\omega_7 - \omega_9);$ $\frac{dM_{y7}}{dt} = c_7(\omega_{10} - \omega_{11}); \quad \frac{dM_{y8}}{dt} = c_8 \left(\frac{\omega_{11}}{u_0} - \omega_{12} u_k \right); \quad \frac{dM_{y9}}{dt} = c_7(\omega_{12} - \omega_{13})$	—
3	$L_n = \begin{cases} 1 & \text{при } \omega_{вдцн} - \omega_{вдмн} \leq \Delta\omega; \\ 0 & \text{при } \omega_{вдцн} - \omega_{вдмн} > \Delta\omega \end{cases}$	$\omega_{вдцн}, \omega_{вдмн}$ — угловые скорости соответственно ведущего и ведомого фрикционных элементов фрикциона; $\Delta\omega$ — допустимая разница между ними ($\Delta\omega = 0,001 \dots 0,01$ рад/с; после замыкания фрикциона принять ($\Delta\omega = 0$))
4	$P_n = 0,5 \cdot 1 + \text{sign}(M_{фн} - M_{y,лк} \pm J_i \varepsilon_i)$	$M_{фн}$ — момент трения n -го фрикциона; $M_{y,лк}$ — суммарный момент k -х упругого и диссипативного элементов, примыкающих к i -й массе на входе или выходе фрикциона; J_i — момент инерции i -й массы; ε_i — её угловое ускорение; если J_i на входе фрикциона, знак "минус", иначе — знак "плюс"
5	$M_{ф} = \mu_{ф} F_{сж} r_{ф} z$	$\mu_{ф}$ — коэффициент трения буксующего фрикциона (после замыкания принять $\mu_{ф} = 0,12$); $F_{сж}$ — усилие сжатия фрикционных дисков; $r_{ф}$ — средний радиус трения фрикционных дисков; z — число пар трения фрикциона
6	$\mu_{ф} = \mu_{\min} + (\mu_{\max} - \mu_{\min}) \exp(-k_e r_{ф} \omega_{вдцн} - \omega_{вдмн})$	$\mu_{\max} = 0,1, \mu_{\min} = 0,06, k_e = 0,265$ — коэффициент экспоненты
7	$W_T = \int_0^{t_6} M_T \omega_T dt$	W_T — энергия, генерируемая на валу турбины ГДТ за время t_6 ; M_T — момент турбины ГДТ
8	$\Delta E_{ki} = \frac{J_i}{2} (\omega_{ki}^2 - \omega_{ni}^2)$	ω_{ni}, ω_{ki} — начальная и конечная угловые скорости вращения i -й массы
9	$W_{yj} = \int_0^{t_6} M_{yj} \omega_j dt$	M_{yj} — момент на j -м упругом элементе; ω_j — угловая скорость i -й массы, непосредственно связанной с этим упругим элементом
10	$W_{фк} = \int_0^{t_6} M_{фк} \omega_{фк} dt$	$M_{фк}$ — момент трения фрикциона; $\omega_{фк}$ — угловая скорость относительного скольжения фрикционных дисков k -го фрикциона
11	$W_{\text{пот}} = -(W_{ф3} + W_{ф2} + \Sigma \Delta E_k^- + W_{\mu})$	$\Sigma \Delta E_k^-$ — сумма изменений кинетической энергии всех масс коробки передач за время t_6 ; W_{μ} — работа диссипативных элементов
12	$\eta_{\text{к.п.ср}} = W_{y5} / \Sigma W_{\text{подв}} $	$\Sigma W_{\text{подв}}$ — суммарное количество энергии, подводимой к КП за время t_6
13	$\Sigma W_{\text{подв}} = W_T + \Sigma \Delta E_k^-$	—

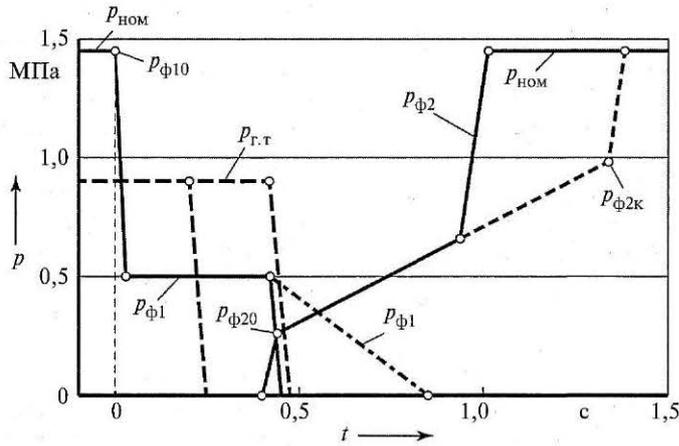


Рис. 3. Характеристики управления фрикционами ГМП

первом и третьем вариантах фрикцион $\Phi_{\text{гдт}}$ выключался в момент подачи сигнала на включение фрикциона Φ_2 , во втором и четвертом вариантах — с опережением на 0,2 с. В гидроцилиндре выключаемого фрикциона Φ_2 давление предварительно, за 0,4 с до включения фрикциона Φ_3 , снижалось ступенчато до величины $p_{\text{ф}2} = 0,5$ МПа, а затем в первом и втором вариантах резко уменьшалось до нуля, что соответствовало условию переключения с нулевым перекрытием. В третьем и четвертом вариантах на интервале времени нарастания давления $p_{\text{ф}3}$ в гидроцилиндре фрикциона Φ_3 осуществлялось постепенное плавное снижение давления $p_{\text{ф}2}$ в гидроцилиндре фрикциона Φ_2 (штрихпунктирная линия на рис. 3), что позволяло имитировать переключение с положительным перекрытием характеристик управления фрикционами (время этого перекрытия составляло 0,4 с). Была также предусмотрена возможность процесса регулирования времени t_p , изменяя давление p в гидроцилиндре выключаемого фрикциона на интервале времени $t_p = 0,9$ с, что позволяло плавно включить фрикцион при любых дорожных условиях и уровнях нагрузки самосвала. Но чтобы исключить буксование фрикциона Φ_3 , давление в момент его замыкания сразу же поднималось до номинального $p_{\text{ном}}$.

Обеспеченные перечисленными выше мерами графики изменения во времени удельной мощности $P_{\text{ф}3}$ и удельной работы $W_{\text{ф}3}$ фрикциона Φ_3 приведены на рис. 4, а, прира-

щения поверхностной ($\Delta T_{\text{п.ф}3}$) и объёмной ($\Delta T_{\text{об.ф}3}$) температур фрикционных дисков при переключении с нулевым перекрытием — на рис. 4, в, а изменения характеристик тех же процессов при переключении с перекрытием — на рис. 4, б и 4, г соответственно. Как из них видно, в последнем случае значения $P_{\text{ф}3}$, $W_{\text{ф}3}$, $\Delta T_{\text{п.ф}3}$, $\Delta T_{\text{об.ф}3}$ оказались существенно выше, чем в первом. Кроме того, произошло буксование выключаемого фрикциона Φ_2 , что отображается графиком его удельной мощности $P_{\text{ф}2}$. Но $P_{\text{ф}2}$ получилось значительно меньшим $P_{\text{ф}3}$, что объясняется небольшим временем буксования фрикциона Φ_2 , обуслов-

ленным слишком большой разницей в значениях статического и динамического коэффициентов трения используемого фрикционного материала: их значения различаются практически в 2 раза.

Таким образом, можно сделать вывод: теплонапряжённость работы фрикционов при их переключении с перекрытием существенно выше, чем без перекрытия.

Для определения температуры нагрева фрикционных дисков за время буксования фрикционов использовалась математическая модель теплопередачи. Интегрирование системы дифференциальных уравнений этой модели и формул № 1 и 2 осуществлялось совместно.

Для оценки влияния характеристик управления на нагрузки механизмов трансмиссии рассмотрим графики изменения вращающих моментов, приведённые на рис. 5. На этих графиках упругие элементы с параметрами c_2, c_3, c_4, c_5, c_6 отображают физические свойства валов коробки передач, а упругий элемент c_7 — карданного вала.

При переключении передачи с нулевым перекрытием (см. рис. 5, а и в) фрикцион Φ_2 выключается практически одновременно с началом буксования фрикциона Φ_2 выключаемой передачи, поэтому энергия в коробку передач в основном поступает

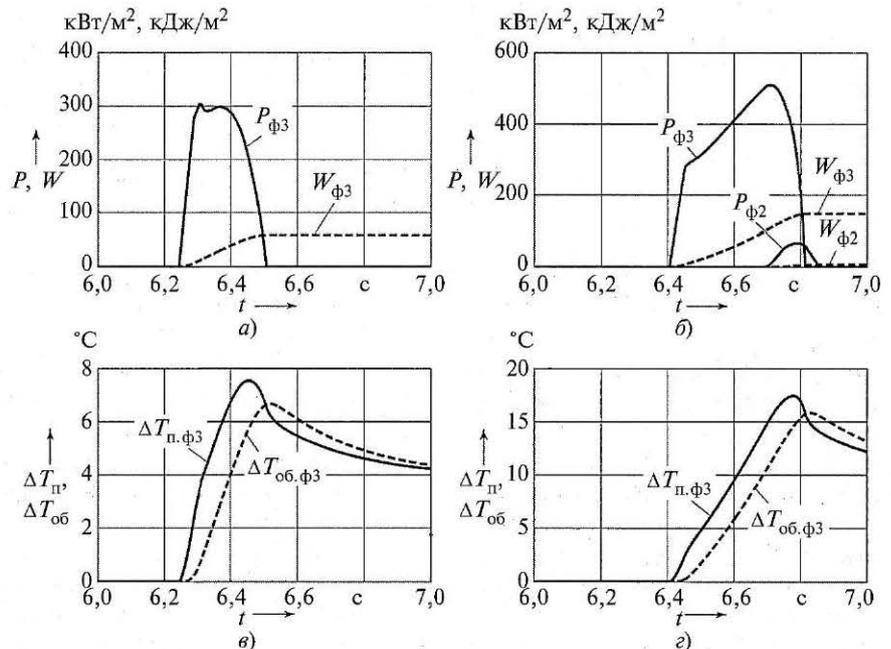


Рис. 4. Графики показателей теплонапряжённости работы фрикционов коробки передач при включении передач с нулевым (а, в) и положительным (б, г) перекрытиями

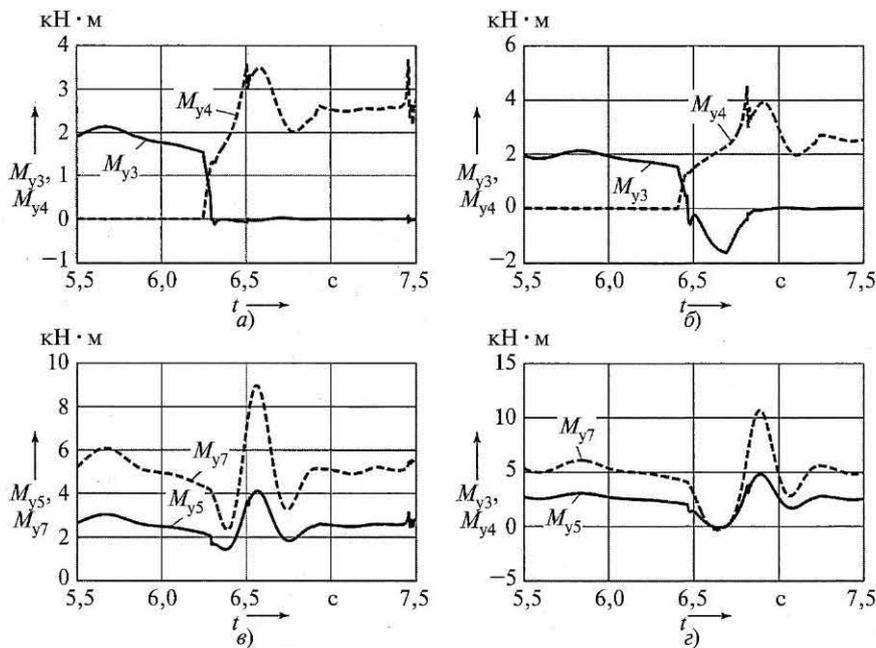


Рис. 5. Графики динамических нагрузок на валах трансмиссии при переключении передач с нулевым (а, в) и положительным (б, г) перекрытиями

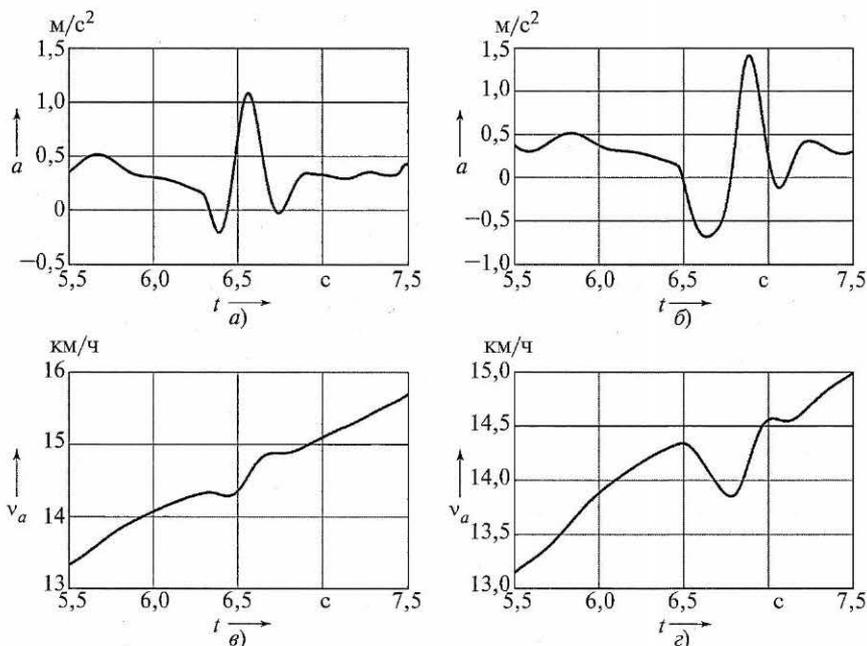


Рис. 6. Графики изменения ускорения a и скорости v_a автомобиля в процессе переключения передач с нулевым (а, б) и положительным (в, г) перекрытиями

через упругий элемент c_4 и далее передаётся к упругому элементу c_5 , и замкнутый контур циркуляции энергии не образуется. Небольшие колебания момента M_{y3} после выключения фрикциона Φ_2 обусловлены колебаниями массы J_5 и выделяемой ею накопленной кинетической энергией.

При переключении передачи с перекрытием (см. рис. 5, б и г) буксование фрикциона Φ_3 начинается

и происходит в течение некоторого времени при замкнутом состоянии фрикциона Φ_2 . Вследствие этого образуется замкнутый контур циркуляции энергии, в который вовлекаются упругие элементы c_3, c_4 , фрикционы Φ_2, Φ_3 и зубчатые передачи с передаточными числами u_2 и u_3 второй и третьей передач. В результате в упругом элементе c_3 возникает отрицательный момент M_{y3} , в результате существенно возрастает

момент M_{y4} в упругом элементе c_4 и, как следствие, увеличиваются моменты в упругих элементах M_{y5} и M_{y7} , т.е. на промежуточном и выходном валах коробки передач и на карданном валу, что хорошо видно из рис. 5, г. Но минимальные их значения, наоборот, меньше, чем в вариантах переключения с нулевым перекрытием, что приводит к замедлению самосвала и потере скорости его движения.

На рис. 6, а и б показаны графики изменения во времени ускорения, а на рис. 6, в и г — скорости движения самосвала в процессе переключения передачи. Из них видно, что характеристики управления фрикционами существенно влияют на параметры движения самосвала при переключении с перекрытием: возрастает максимальное значение ускорения a_{\max} и амплитуда его колебания $\Delta a = a_{\max} - a_{\min}$, увеличивается потеря скорости за время переключения, ухудшается плавность движения и комфортность машины.

В табл. 2 приведены значения исследуемых параметров, которые представляют собой показатели качества процесса переключения передач. При этом оценка соотношения показателей дана не только в абсолютных цифрах, но и в процентах (за 100 % приняты значения показателей, полученные в первом варианте, соответствующем переключению с нулевым перекрытием и совмещением момента времени выключения фрикциона $\Phi_{\text{ГДТ}}$ блокировки ГДТ с моментом включения фрикциона Φ_3).

Из этой таблицы следует, что перекрытие передач, действительно, существенно увеличивает нагрузки в трансмиссии и теплонапряжённость работы фрикциона, ухудшает плавность хода самосвала, характеризуемую амплитудами изменения ускорения и джёрка (скорости изменения ускорения). То есть рекомендуемое многими специалистами переключение передач с перекрытием не оправдывает возлагаемых на него надежд. Однако уменьшить все эти вредные последствия всё-таки можно. Как показывают исследования автора, наилучшие значения показателей качества процесса переключения достигаются при нулевом пе-

рекрытия с синхронным разблокированием ГДТ.

Чтобы убедиться в правильности этого вывода, проанализируем баланс потока энергии, передаваемой механизмами коробки передач за время t_6 буксования включаемого фрикциона Φ_3 .

К коробке передач подводится энергия W_T , генерируемая на валу турбины ГДТ за время t_6 , а также часть ΔE_{k3} накопленной массой J_3 кинетической энергии, выделяемой в связи со снижением угловой скорости ω_T . Значения энергии W_T , очевидно, даёт формула № 7, изменения ΔE_{ki} кинетической энергии i -й массы коробки передач за время t_6 — формула № 8, энергии W_{yj} , передаваемой валами коробки через j -й упругий элемент (вал коробки передач) за время t_6 , — формула № 9, а энергию W_{fk} буксования k -го фрикциона — формула № 10.

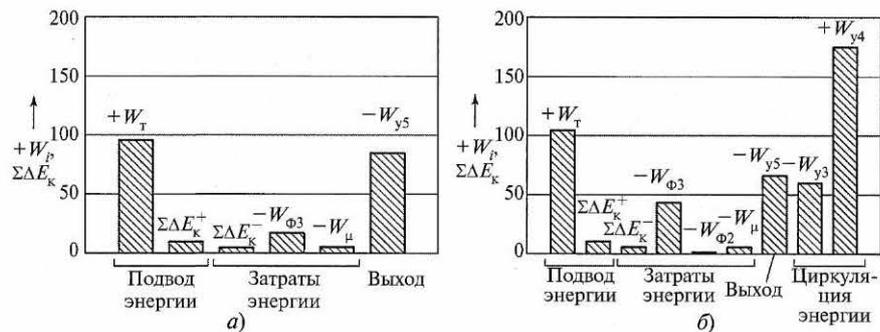


Рис. 7. Диаграмма баланса энергии в коробке передач при переключении со второй на третью передачу с нулевым (а) и положительным (б) перекрытиями

Диаграмма баланса энергии при переключении со второй на третью передачу, осуществляемом с нулевым перекрытием передач (первый вариант характеристик управления), приведён на рис. 7, а, а при положительном перекрытии (третий вариант) — на рис. 7, б. На них приняты следующие обозначения составляющих баланса энергии: $\Sigma \Delta E_k^+$ — сум-

марная кинетическая энергия, выделенная массами J_3, J_4, J_5, J_6 за время t_6 в связи со снижением их угловых скоростей; $\Sigma \Delta E_k^-$ — энергия, затраченная на увеличение кинетической энергии массы J_7 в связи с её разгоном; W_{y3} — количество энергии, передаваемой через упругий элемент c_3 за время t_6 в связи с циркуляцией энергии в замкнутом контуре (знак "минус" в обозначении этой энергии означает, что она передаётся через замкнутый фрикцион Φ_2 к упругому элементу c_3 и далее к упругому элементу c_4); W_{y4} — количество энергии, передаваемой через упругий элемент c_4 ; W_{y5} — количество энергии, поступающей через упругий элемент c_5 к фрикциону Φ_n понижающего диапазона.

Значения составляющих компонентов потока энергии, полученные для исследуемых вариантов управления фрикционами при переключении со второй на третью передачу, приведены в табл. 3. Из неё, а также рис. 7 видно, что при третьем варианте управления фрикционами в связи с циркуляцией энергии в замкнутом контуре через упругий элемент c_4 передаётся 175,2 кДж энергии, в то время как при первом варианте — только 95,7 кДж, т.е. в 1,83 раза меньше. Это увеличивает, по сравнению с первым вариантом, максимальное значение вращающего момента на данном упругом элементе в 1,26 раза (см. табл. 2). За тот же период времени t_6 через упругий элемент c_3 передаётся 59,8 кДж энергии. Это её количество и представляет собой энергию циркуляции, создающую перегрузку участка входного вала коробки передач, расположенного между фрикционами Φ_2 и Φ_3 (см. рис. 1).

Таблица 2

Параметр	Вариант управления фрикционами без перекрытия		Вариант управления фрикционами с перекрытием	
	первый	второй	третий	четвертый
Время буксования фрикциона Φ_3 , с (%)	0,263 (100)	0,327 (125)	0,408 (155)	0,421 (161)
Удельная работа буксования, кДж/м ² (%): фрикциона Φ_3 фрикциона Φ_2	58,9 (100) 0	81,3 (138) 0	148,3 (252) 5,2	158,9 (270) 3,0
Удельная мощность буксования, кВт/м ² (%): фрикциона Φ_3 фрикциона Φ_2	304,8 (100) 0	308,9 (101) 0	511,1 (168) 65,9	530,4 (174) 47,1
Температура фрикционных дисков, град. (%)	7,6 (100)	10,0 (133)	17,5 (232)	18,8 (249)
Максимальный вращающий момент, Н · м (%): на турбине ГДТ на входном валу КП в замкнутом контуре КП на карданном валу	3104 (100) 3557 (100) -119 (100) 8969 (100)	3342 (108) 3974 (112) -475 (399) 7479 (83)	3696 (119) 4490 (126) -1610 (1359) 10670 (119)	3669 (118) 4569 (129) -1248 (1053) 10540 (118)
Ускорение самосвала, м/с ² : максимальное минимальное	1,08 (100) -0,20 (100)	0,79 (73) -0,39 (195)	1,41 (131) -0,68 (340)	1,39 (129) -0,39 (195)
Скорость изменение ускорения (джерк) самосвала, м/с ³ : максимальный минимальный	11,73 (100) -9,88 (100)	8,60 (73) -6,30 (64)	20,70 (176) -13,90 (141)	20,94 (179) -13,56 (137)
Снижение скорости самосвала за время переключения передачи, %	0,35	1,43	3,42	3,73

Таблица 3

Составляющая баланса энергии, кДж	Вариант управле- ния фрикционами без перекрытия		Вариант управления фрикционами с перекрытием	
	первый	второй	третий	четвертый
Энергия гидротрансформатора W_T	95,6	118,8	104,3	108,1
Изменение кинетической энергии масс: $\Sigma \Delta E_k^+$ $\Sigma \Delta E_k^-$	9,8 -4,7	11,5 -3,1	10,4 -5,8	10,0 -5,6
Работа буксования фрикционов: W_{Φ_3} W_{Φ_2}	-17,2 0	-23,8 0	-43,3 -1,5	-46,5 -0,9
Работа диссипативных элементов W_μ	-5,4	-6,3	-5,6	-5,3
Энергия в контуре циркуляции: W_{y_3} W_{y_4}	0 95,7	0 128,2	-59,8 175,2	-66,0 181,2
Энергия на выходе КП W_{y_5}	-84,6	-102,6	-66,0	-63,5
КПД $\eta_{к.п.ср}$	0,803	0,787	0,576	0,538

Суммарные затраты (потери) $W_{пот}$ энергии в коробке передач можно подсчитать по формуле № 11. Они в рассматриваемом случае (ГМП самосвала БелАЗ-7555Е) при переключении передач без перекрытия (первый вариант) составляют 27,3 кДж, а при переключении с перекрытием — 56,2 кДж, т.е. возрастают в 2,06 раза. При этом работа буксования W_{Φ_3} фрикциона Φ_3 увеличивается в 2,52 раза.

Среднее значение КПД коробки передач η за время буксования t_6 фрикциона Φ_3 можно вычислить по формуле № 12 (полученные по ней его значения для всех четы-

рёх вариантов приведены в той же табл. 3).

Рассмотренная выше математическая модель описания физических свойств гидромеханической трансмиссии самосвала, как видим, позволяет выявлять наличие замкнутых контуров циркуляции энергии при переключении передач, а значит, исследовать нагрузки элементов этих контуров, их влияние на нагрузки во всех других элементах трансмиссии, теплонапряжённость фрикционов и характеристики движения автомобиля в интервале времени переключения передачи. В частности, в нашем конкретном случае удалось

легко установить, что при переключении передачи с перекрытием характеристик управления фрикционами в коробке передач самосвала БелАЗ-7555Е возникает замкнутый контур циркуляции энергии. При этом величина передаваемой энергии в одном из упругих элементов контура, соединяющих между собой включаемый и выключаемый фрикционы, значительно превышает то её количество, которое подводится к коробке передач от двигателя и гидротрансформатора на интервале времени t_6 . Что, естественно, значительно увеличивает моменты на всех валах трансмиссии и работу буксования фрикциона включаемой передачи, а также амплитуду изменения ускорения автомобиля и величину падения его скорости, ухудшает его комфортность. Оптимальные же значения показателей качества процесса переключения передачи достигаются только при нулевом перекрытии характеристик управления фрикционами включаемой и выключаемой передач при одновременном синхронном разблокировании ГДТ.

Литература

1. Альгин В.Б. Расчёт мобильной техники. Кинематика, динамика, ресурс / В.Б. Альгин. — Минск: Беларуская навука, 2014. — 271 с.
2. Гируцкий О.И. Электронные системы управления агрегатами автомобиля / О.И. Гируцкий, Ю.К. Есеновский-Лашков, Д.Г. Поляк. — М.: Транспорт, 2000. — 213 с.
3. Нарбут А.Н. Гидромеханические передачи автомобилей / А.Н. Нарбут. — М.: Гринлайт, 2010. — 192 с.