

УДК 629.113

С. Б. Ш у х м а н, В. И. С о л о в ь е в,
А. А. Э й д м а н

ПРИМЕНЕНИЕ РЕГУЛИРУЕМОЙ ТРАНСМИССИИ В ПОЛНОПРИВОДНОМ АВТОМОБИЛЕ

Рассмотрено условие оптимального распределения крутящего момента по ведущим колесам многоприводного автомобиля, обеспечивающее минимальные потери мощности при его движении по деформируемому грунту. Приведен расчет потерь мощности двух полноприводных автомобилей, из которых один автомобиль оснащен механической блокированной трансмиссией, а другой — регулируемой бесступенчатой трансмиссией. показаны преимущества регулируемой трансмиссии.

Одной из причин возникновения дополнительных потерь мощности при движении автомобиля с блокированной трансмиссией является различие в условиях взаимодействия колес разных мостов с грунтом. Это связано с неоднородностью свойств грунта и их изменением при его уплотнении впереди идущими колесами.

Для уменьшения величины сопротивления движению предлагается использовать регулируемую трансмиссию, позволяющую изменять величины силовых и кинематических параметров для каждого колеса в отдельности. Данным условиям наиболее полно удовлетворяют бесступенчатые регулируемые гидростатические и электрические трансмиссии.

Различия в условиях взаимодействия колес с грунтом влияют не только на величину потерь, но и на тягово-сцепные свойства полноприводного автомобиля. Использование регулируемой бесступенчатой трансмиссии обеспечивает увеличение суммарной силы тяги полноприводного автомобиля [1] по сравнению с автомобилем с блокированной трансмиссией.

В качестве примера рассмотрим движение автомобиля 6×6 , полной массой 12 т в случае, когда он оснащен механической блокированной трансмиссией и регулируемой бесступенчатой трансмиссией.

Исходными данными, влияющими на характер взаимодействия колес мостов автомобиля с грунтом, являются экспериментальные

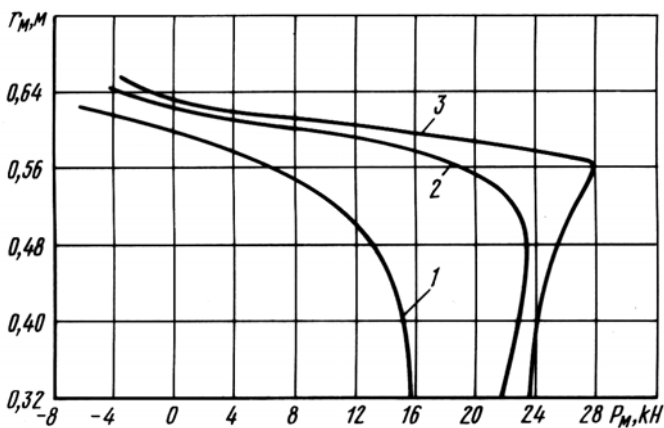


Рис. 1. Графики экспериментальных зависимостей $r_M = f(P_M)$ для автомобиля Гидроход-Э49061:

1, 2, 3 — номера мостов автомобиля

зависимости $r_{Mi} = f(P_{Mi})$, изображенные на рис. 1, для автомобиля Гидроход-Э49061 при прямолинейном движении по суглинистой пахоте.

Для определения характеристик движения автомобиля с разными трансмиссиями найдем зависимости величин, характеризующих сопротивление движению мостов, от сил тяги этих мостов. Запишем уравнение баланса мощности автомобиля

$$N_{eM} = N_{fM} + N_{aM},$$

или

$$M_M \omega_M = N_{fM} + P_M V_a, \quad (1)$$

где N_{eM} — часть мощности двигателя, подводимая к данному мосту; N_{fM} — мощность сопротивления движению данного моста; N_{aM} — часть мощности внешних сопротивлений движению автомобиля, приходящаяся на данный мост.

Назовем N_{fM}/V_a — удельной мощностью сопротивления движению, которая характеризует не только силовые, но и кинематические потери в колесах моста.

Используя зависимости работы [2], с учетом принятого обозначения получим

$$\int_{(N_{fM}^0/V_a)/r_M^0}^{(N_{fM}/V_a)/r_M} d\left(\frac{N_{fM}}{V_a} r_M\right) = - \int_{r_M^0}^{r_M} P_M dr_M, \quad (2)$$

где величина N_{fM}^0/V_a характеризует потери на сопротивление качению колес моста в ведомом режиме. Поскольку при данном режиме дви-

жения имеются только силовые потери, то N_{fM}^0/V_a можно обозначить как силу сопротивления качению в ведомом режиме — P_{fM}^0 .

С учетом введенного определения получим

$$\frac{N_{fM}}{V_a} = \frac{P_{fM}^0 r_M^0 + \int_{r_M}^{r_M^0} P_M dr_M}{r_M}. \quad (3)$$

Зависимость $r_{Mi} = f(P_{Mi})$ представлена в графическом виде (см. рис. 1), аналитического описания ее — нет, поэтому расчет по выражению (3) будем проводить численными методами. В качестве исходных используем зависимости, обратные $r_{Mi} = f(P_{Mi})$. Шаг интегрирования примем равным $\Delta r = 0,02$ м.

Результаты численного интегрирования по выражению (3) приведены в табл. 1 и на рис. 2, а, б.

Таблица 1

r_{Mi} , м	P_{M1} , кН	$\frac{N_{fM1}}{V_a}$, кН	P_{M2} , кН	$\frac{N_{fM2}}{V_a}$, кН	P_{M3} , кН	$\frac{N_{fM3}}{V_a}$, кН
0,61	-2,76	6,41	3,87	4,48	8,91	3,99
0,59	1,68	6,69	11,83	5,03	17,86	4,73
0,57	5	7,1	16,87	5,8	26,29	5,82
0,55	7,45	7,63	20,18	6,74	27,81	7,05
0,53	9,64	8,28	22,04	7,83	27,28	8,34
0,51	11,23	9,04	22,9	9,035	26,55	9,71
0,49	12,49	9,92	23,43	10,36	25,89	11,16
0,47	13,35	10,91	23,63	11,81	25,23	12,71
0,45	14,15	12,03	23,5	13,38	24,96	14,38
0,43	14,68	13,27	23,37	15,08	24,56	16,2
0,41	15,08	14,65	23,1	16,95	24,3	18,17
0,39	15,41	16,19	22,84	18,99	24,1	20,34
0,37	15,54	17,91	22,51	21,23	24	22,74
0,35	15,61	19,83	22,24	23,71	23,77	25,39
0,33	15,74	21,98	22	26,49	23,77	28,37

Непосредственно из рис. 2, а и данных табл. 1 можно определить зависимость суммарной удельной мощности сопротивления движе-

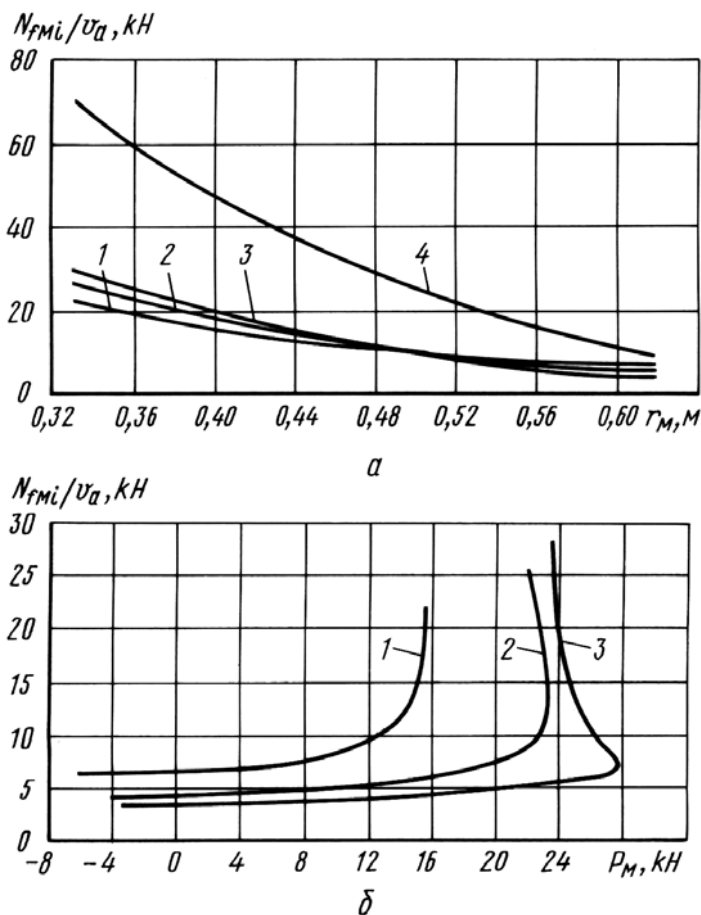


Рис. 2. Графики зависимостей $N_{fmi}/V_a = f(r_{mi}) - a$ и $N_{fmi}/V_a = f(P_{mi}) - б$

нию автомобиля с заблокированной трансмиссией $\frac{N_{f_{абл}}}{V_a} = f(r_a)$, суммируя удельные мощности сопротивления движению мостов, определяемые для одинаковых значений радиусов качения мостов. Результаты расчетов приведены на рис. 2, *a* (кривая 4) и в табл. 2, в которой приведены также значения суммарной силы тяги автомобиля с заблокированной трансмиссией, соответствующие тем же значениям радиусов качения.

Автомобиль с бесступенчатой регулируемой трансмиссией не имеет однозначного закона распределения сил тяги по мостам, как у автомобиля с заблокированной трансмиссией. Это распределение зависит от алгоритма, заложенного в систему автоматического управления регулируемой трансмиссией, и от возможностей самой трансмиссии.

В качестве основных целей регулирования можно выделить достижение максимального значения силы тяги по сцеплению полноприводного автомобиля и снижение потерь на сопротивление движению.

$r_a, \text{ м}$	$\frac{N_{faбл}}{V_a}, \text{ кН}$	$P_{aбл}, \text{ кН}$
0,61	14,88	10,02
0,59	16,45	31,37
0,57	18,72	48,16
0,55	21,42	55,44
0,53	24,45	58,96
0,51	27,79	60,68
0,49	31,44	61,81
0,47	35,43	62,21
0,45	39,79	62,61
0,43	44,55	62,61
0,41	49,77	62,48
0,39	55,52	62,35
0,37	61,87	62,05
0,35	68,93	61,62
0,33	76,84	61,51

При необходимости реализации максимальных тягово-сцепных свойств алгоритм управления системой силового привода колес должен отслеживать в изменяющихся дорожных условиях величину мощности, подводимую к мостам, в зависимости от характеристики взаимодействия колеса с грунтом, т.е. от величины $\gamma_{шгг}$, обеспечивая при этом на каждом ведущем мосту максимальную силу тяги ($P_{M \max}$).

В общем случае управление трансмиссией должно осуществляться по закону регулирования, обеспечивающему минимальные сопротивления движению автомобиля.

Определим условие минимума потерь на сопротивление движению, в которое входят величины сил тяги мостов автомобиля.

Рассмотрим два моста n -осного автомобиля [3]. Будем считать, что сумма сил тяги этих двух мостов постоянна и зависит только от перераспределения сил между этими мостами (не зависит от других мостов):

$$P_{\Sigma 1,2} = P_{M1} + P_{M2} = \text{const.} \quad (4)$$

Удельная мощность сопротивления движению мостов 1 и 2

$$\frac{N_{fM1,2}}{V_a} = \frac{N_{fM1}}{V_a} + \frac{N_{fM2}}{V_a}. \quad (5)$$

На основании выражений (4) и (5) получим условие минимума потерь на сопротивление движению:

$$\frac{d(N_{fM1}/V_a)}{dP_{M1}} = \frac{d(N_{fM2}/V_a)}{dP_{M2}}. \quad (6)$$

Поскольку вместо мостов 1 и 2 могла быть взята любая пара мостов, то условие (6) можно записать как

$$\frac{d(N_{fM1}/V_a)}{dP_{M1}} = \frac{d(N_{fM2}/V_a)}{dP_{M2}} = \frac{d(N_{fM3}/V_a)}{dP_{M3}} = \dots = \frac{d(N_{fMn}/V_a)}{dP_{Mn}}. \quad (7)$$

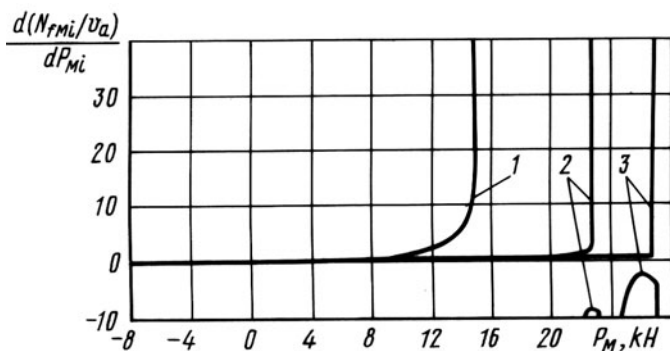


Рис. 3. Графики зависимостей $d(N_{f_{mi}}/V_a)/dP_{mi} = f(P_{mi})$

Построим графики зависимости $\frac{d(N_{f_{mi}}/V_a)}{dP_{mi}} = f(P_{mi})$, используя численные методы.

В качестве исходных данных воспользуемся рис. 2, б. Величины $\frac{d(N_{f_{mi}}/V_a)}{dP_{mi}}$ — это тангенсы углов касательных к кривым $N_{f_{mi}}/V_a = f(P_{mi})$ поэтому в точках максимальных сил тяги мостов их значения стремятся к бесконечности. А при переходе через эти точки еще и меняют знак. Таким образом, графики зависимостей $\frac{d(N_{f_{mi}}/V_a)}{dP_{mi}} = f(P_{mi})$ состоят из двух частей, имеющих асимптоты в точках, где силы тяги мостов имеют максимальные значения. Результаты расчетов приведены на рис. 3 и в табл. 3. Шаг дифференцирования $\Delta P_{mi} = 2$ кН.

Оптимальные значения сил тяги мостов автомобиля с регулируемой трансмиссией, обеспечивающие минимальные сопротивления движению по условию (7), найдем из рис. 3, задавая значения $\frac{d(N_{f_{mi}}/V_a)}{dP_{mi}}$.

Установив распределение сил тяги по мостам автомобиля, найдем суммарную силу тяги автомобиля с регулируемой трансмиссией для разных режимов движения. Из полученных значений сил тяги мостов (см. рис. 2, б) определим соответствующие им удельные мощности сопротивления движению мостов, а также суммарную удельную мощность сопротивления движению автомобиля с регулируемой трансмиссией. Результаты расчетов приведены в табл. 4.

На основании данных табл. 2 и 4 построим графики зависимостей суммарных удельных мощностей сопротивления движению от суммарных сил тяги автомобилей с блокированной и регулируемой трансмиссиями (рис. 4).

Анализируя рис. 4 можно отметить, что до значения суммарной силы тяги, равного $0,8P_{a \text{ пер max}}$, потери для обоих автомобилей практически одинаковы. Это можно объяснить характером

$dP_{f_{M1}}, \text{кН}$	$P_{M1}, \text{кН}$	$\frac{d(N_{f_{M1}}/V_a)}{dP_{M1}}$	$dP_{f_{M2}}, \text{кН}$	$P_{M2}, \text{кН}$	$\frac{d(N_{f_{M2}}/V_a)}{dP_{M2}}$	$dP_{f_{M3}}, \text{кН}$	$P_{M3}, \text{кН}$	$\frac{d(N_{f_{M3}}/V_a)}{dP_{M3}}$
0	-5	0	0,12	-1	0,06	0,06	-1	0,03
0,12	-3	0,06	0,13	1	0,065	0,06	1	0,03
0,13	-1	0,065	0,12	3	0,06	0,13	3	0,065
0,23	1	0,115	0,12	5	0,06	0,12	5	0,06
0,24	3	0,12	0,13	7	0,065	0,12	7	0,06
0,25	5	0,125	0,13	9	0,065	0,12	9	0,06
0,49	7	0,245	0,12	11	0,06	0,13	11	0,065
0,61	9	0,305	0,25	13	0,125	0,12	13	0,06
1,1	11	0,55	0,36	15	0,18	0,12	15	0,06
2,32	13	1,16	0,49	17	0,245	0,24	17	0,12
25,04	14,87	14,39	0,61	19	0,305	0,25	19	0,125
0,1	15,74	∞	1,22	21	0,61	0,24	21	0,12
			3,91	22,815	2,4	0,25	23	0,125
			0,1	23,63	∞	0,36	25	0,18
			0,1	23,63	$-\infty$	1,35	26,905	0,75
			8,19	23,16	-8,71	0,1	27,81	∞
			5	22,39	-8,33	0,1	27,81	$-\infty$
						2,21	27,125	-1,61
						5	25,645	-3,14
						5	24,49	-6,94

графиков $r_{Mi} = f(P_{Mi})$, который близок к линейному. Здесь блокированная трансмиссия обеспечивает распределение сил тяги по мостам, близкое к распределению по условию (7).

При превышении значения $0,8P_{a\text{ пер max}}$, потери у автомобиля с бесступенчатой регулируемой трансмиссией становятся меньше, чем у автомобиля с блокированной трансмиссией. Так, при достижении автомобилем с блокированной трансмиссией максимальной суммарной силы тяги (62,65 кН) удельная мощность сопротивления движению равняется 44,55 кН, а для автомобиля с регулируемой трансмиссией

при достижении той же величины тягового усилия удельная мощность сопротивления движению составит 26 кН, что практически на 40 % меньше.

Использование регулируемой бесступенчатой трансмиссии с автоматической системой управления на полноприводном автомобиле при движении по грунту позволяет значительно снизить потери на сопро-

$\frac{d(N_{fMi}/V_a)}{dP_{Mi}} = \text{const}$	$P_{a\text{ пер}}, \text{кН}$	$\frac{N_{fa\text{ пер}}}{V_a}, \text{кН}$
0,1	28	16,37
0,2	46,72	18,69
0,3	52,69	20,06
0,4	55,09	20,64
0,5	56,81	21,4
0,6	58,41	22,36
0,7	59,29	22,84
0,8	59,93	23,45
0,9	60,29	23,65
1	60,77	23,94
1,4	61,69	24,8
1,8	62,21	25,16
2,2	62,65	26,01
2,6	62,89	26,39
3	62,97	26,63
18	64,57	29,32
24	64,62	29,71
$P_{a\text{ пер}} = \text{max}$	67,18	46,03
-50	60,27	110,25

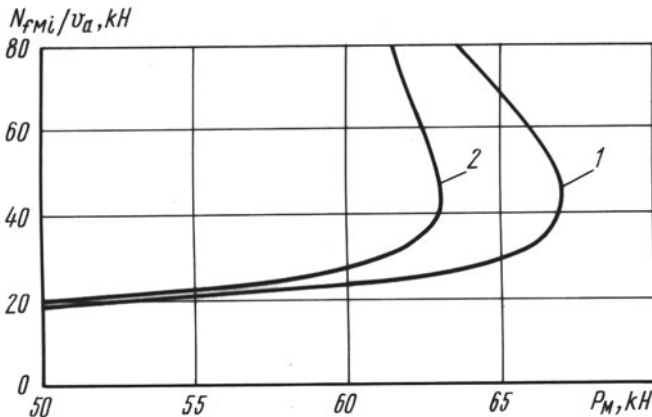


Рис. 4. Графики зависимостей $N_{fa}/V_a = f(P_a)$ для автомобиля с регулируемой (1) и блокированной (2) трансмиссиями

тивление движению (по отношению к аналогичному автомобилю с механической блокированной трансмиссией), что положительно отразится на его эксплуатационных показателях и, в первую очередь, на опорной проходимости.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Соловьев В. И., Эйдман А. А. Резервы повышения тяги полноприводных автомобилей // Тр. ТолПИ. – Тольятти, 2004.
2. Соловьев В. И. К вопросу о потерях мощности эластичного колеса при качении // Тр. НАМИ. – 2002.
3. Соловьев В. И. Шухман С. Б. Условия, обеспечивающие снижение потерь мощности в системе взаимосвязанных колес полноприводных колесных машин // Вестник машиностроения. – 2003.

Статья поступила в редакцию 27.10.2004

Сергей Борисович Шухман родился в 1949 г. Окончил МАМИ в 1977 г. Д-р техн. наук, чл.-кор. РАПК, профессор кафедры “Автомобили” МГТУ “МАМИ”. Президент ОАО Инновационной фирмы “НАМИ-Сервис”. Автор более 50 научных работ в области исследований полноприводных автомобилей.



S.B. Shukhman graduated from the Moscow Automechanical Institute in 1977. D. Sc. (Eng.), professor of “Automobiles” department of the “MAMI” Moscow State Technical University, president of the joint-stock company of Innovation firm “NAMI-service”. Author of more than 50 publications in the field of study of all-wheel drive vehicles.

Владимир Ильич Соловьев родился в 1938 г. Окончил МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1962 г. Канд. техн. наук, старший научный сотрудник ОАО Инновационной фирмы “НАМИ-Сервис”. Автор более 50 научных работ в области исследований полноприводных автомобилей.



V.I. Solovyov graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1962. Ph. D. (Eng.), senior researcher of the joint-stock company of Innovation firm “NAMI-service”. Author of more than 50 publications in the field of study of all-wheel drive vehicles.

Артём Аркадьевич Эйдман родился в 1980 г. Окончил в 2002 г. МГТУ “МАМИ”, инженер ОАО Инновационной фирмы “НАМИ-Сервис”. Автор 5 научных работ в области исследований полноприводных автомобилей.



A.A. Eidman graduated from the “MAMI” Moscow State Technical University in 2002. Engineer of the joint-stock company of Innovation firm “NAMI-service”. Author of the 5 publications in the field of study of all-wheel drive vehicles.