

энергоснабжения пассажирского вагона. Научный рецензируемый журнал. – М., Известия МГТУ «МАМИ», № 2(4), 2007, с. 76-78.

2. Баловнев Н.П., Вавилов П.Г. О совершенствовании индивидуальной системы энергоснабжения пассажирских вагонов. Тяжелое машиностроение. 2009. № 3. с. 35-39.
3. Семин И.Н. Установка для испытания ременных передач. Научный рецензируемый журнал. – М., Известия МГТУ «МАМИ», 2008, № 1(5), с. 123-127.

Экспериментальная оценка тяговой способности ременных передач с различными способами натяжения ремня

к.т.н. проф. Баловнев Н.П., Дмитриева Л.А., Семин И.Н.
 Университет машиностроения
 (495) 223-05-23, доб. 1500, dm@mami.ru

Аннотация. Описываются результаты экспериментальных исследований тяговой способности ременных передач с различными способами натяжения ремня.

Ключевые слова: клиновой ремень, способ натяжения, тяговая способность

Настоящие экспериментальные исследования проведены с целью установления рациональных норм натяжений ремней в передачах с различными способами натяжения, а именно: с натяжением ремня за счет его упругости (передача «а»); с автоматическим натяжением ремня с помощью груза и подвижного вала (передача «б»); с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным на ведомой ветви ремня (таблица 1).

Передача с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленном на ведомой ветви ремня, исследовалась в двух вариантах – ролик внутри контура ремня (передача «в») и ролик вне контура ремня (передача «г»). Это вызвано тем, что углы обхвата шкивов в этих передачах могут отличаться весьма значительно, следовательно, различной будет и их тяговая способность.

Таблица 1.

Схемы передач, силы предварительного натяжения ремня F_0 и исходные соотношения натяжений ветвей ремня $F_1 / F_2 = m$

№ пп	Передача «а» с закрепленными валами		Передача «б» с подвижным валом		Передача «в» с натяжным роликом (ролик внутри контура ремня)		Передача «г» с натяжным роликом (ролик вне контура ремня)	
	$F_0, Н$	m	$F_0, Н$	m	$F_0, Н$	m	$F_0, Н$	m
1	184,4	5	178,1	5	178,1	2,33	178,1	2,33
2					59,4	5	59,4	5
3					33,3	8	33,3	8

Испытания передач проведены в сравнительном варианте, т.е. исходными базовыми передачами были передачи «а» и «б», рассчитанные по ГОСТ 1284.3-96 [1]. Для них исходное значение соотношения натяжений ведущей F_1 и ведомой F_2 ветвей ремня принято равным $F_1 / F_2 = m = 5$ [2, 3]. Передачи «в» и «г» испытаны с $m = 5$, $m = 8$, а также с натяжением ведомой ветви ремня $F_2 = F_0$, определенным по ГОСТ 1284.3-96 для передач с автоматическим натяжением, для исключения влияния центробежных сил на тяговую способность.

Испытывались передачи с ремнем нормального сечения «А» длиной $L = 1500$ мм. Расчетные диаметры шкивов передач всех типов были $d_1 = d_2 = 160$ мм. Частота вращения

$$n_1 = 950 \text{ мин}^{-1}.$$

Величину предварительного натяжения для передач «а» и «б» находим из выражения по ГОСТ 1284.3-96 для соотношения натяжений ветвей ремня $F_1 / F_2 = m = 5$:

$$F_0 = 500 \cdot \frac{(2,5 - C_\alpha) \cdot P_{\text{ном}} \cdot C_p}{C_\alpha \cdot V \cdot K} + m_{\text{п}} \cdot V^2, \quad (1)$$

где: C_p – коэффициент динамичности и режима работы;

$P_{\text{ном}}$ – номинальная мощность передачи с одним ремнем, кВт;

C_α – коэффициент, учитывающий угол обхвата на малом шкиве;

C_L – коэффициент, учитывающий длину ремня;

K – количество ремней в передаче;

V – скорость ремня, м/с;

$m_{\text{п}}$ – коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил, кг/м.

В передачах «в» и «г» величина предварительного натяжения должна быть иной, так как такие передачи имеют значительный запас по тяговой способности и согласно [4, 5, 6, 7] должны определяться по формуле:

$$F_0 = \left(\frac{m}{m-1} - C_\alpha \right) \cdot \frac{P_{\text{ном}} \cdot C_p}{z \cdot V \cdot C_\alpha}. \quad (2)$$

Здесь z – число ремней в передаче.

При этом рекомендуемое соотношение натяжений ветвей ремня [4, 5, 6] должно быть $m = 8$. Тогда формула (2) принимает вид:

$$F_0 = \frac{10^3 \cdot (1,14 - C_\alpha) \cdot P_{\text{ном}} \cdot C_p}{z \cdot V \cdot C_\alpha}. \quad (3)$$

Для сравнения были испытаны передачи «в» и «г» с натяжением соответствующим $m = 5$. При этом величина предварительного натяжения определится по (2) следующим образом:

$$F_0 = \frac{10^3 \cdot (1,25 - C_\alpha) \cdot P_{\text{ном}} \cdot C_p}{z \cdot V \cdot C_\alpha}. \quad (4)$$

Здесь принято $C_\alpha = 1$, так как предварительное натяжение при испытаниях передач «в» и «г» устанавливалось при минимально возможном отклонении ремня от горизонтали, и начальные углы обхвата были близки к 180° .

Кроме изложенного для сравнения были испытаны передач «в» и «г» при натяжении ведомой ветви ремня $F_2 = F_0 = 178,1$ Н, что соответствует $m = 2,33$.

Все данные по F_0 и m сведены в таблицу 1.

При испытаниях фиксировались моменты на ведущем T_1 и ведомом T_2 валах, суммарное натяжение ветвей ремня $F_\Sigma = F_1 + F_2$, а также частоты вращения ведущего n_1 и ведомого n_2 валов передачи, т.е. параметры, позволяющие получить кривые скольжения и КПД передач. Все параметры фиксировались в динамическом режиме.

По результатам испытаний были построены кривые скольжения и КПД всех испытуемых передач для всех режимов, приведенных в таблице 1. Кривые строились в двух вариантах: по коэффициенту тяги ψ (рисунки 1...3) и моменту T_2 (рисунки с 4 по 6).

Коэффициент тяги в процессе обработки результатов рассчитывался по формуле:

$$\psi = \frac{2 \cdot T_2}{F_\Sigma \cdot d_1}. \quad (5)$$

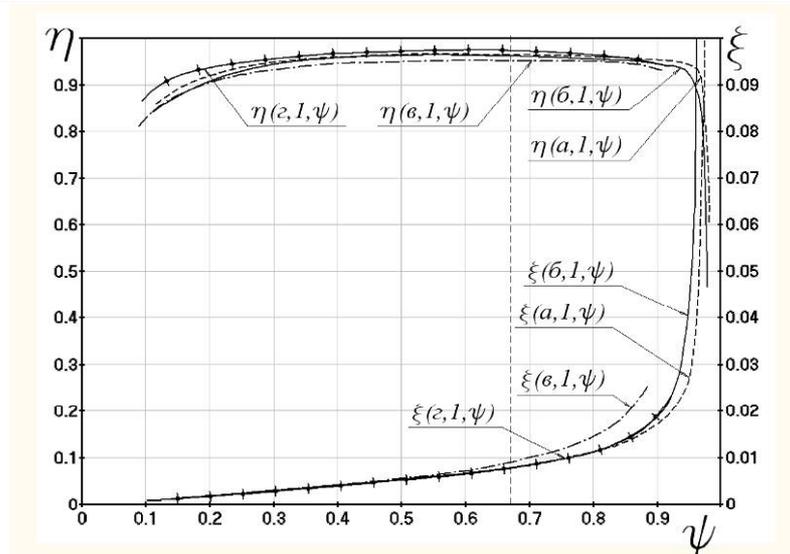


Рисунок 1 – Кривые скольжения и КПД: $\eta(a,1,\psi)$ и $\xi(a,1,\psi)$ – передача с натяжением ремня за счет упругости; $\eta(b,1,\psi)$ и $\xi(b,1,\psi)$ – передача с подвижным валом; $\eta(v,1,\psi)$ и $\xi(v,1,\psi)$ – передача с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным внутри контура ремня при $F_0 = 178,1$ Н; $\eta(z,1,\psi)$ и $\xi(z,1,\psi)$ – передача с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным вне контура ремня при $F_0 = 178,1$ Н

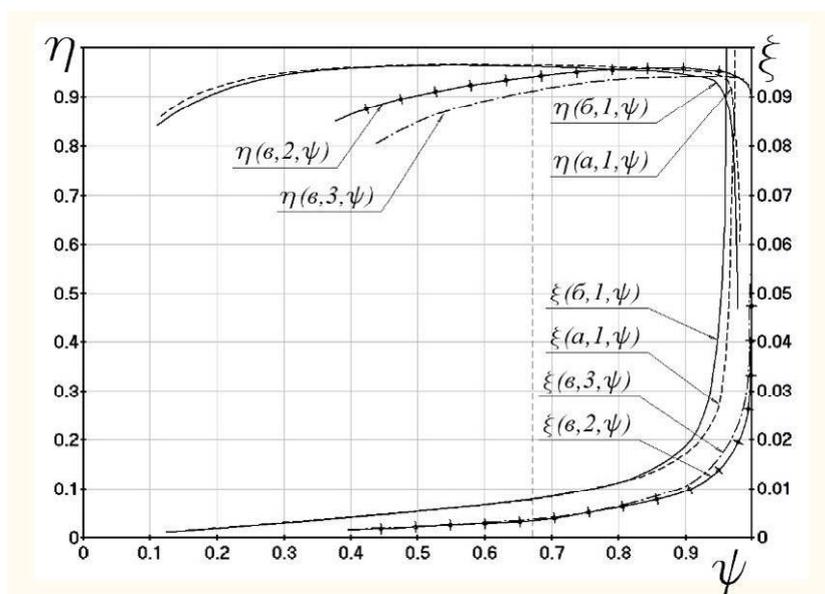


Рисунок 2 – Кривые скольжения и КПД: $\eta(a,1,\psi)$ и $\xi(a,1,\psi)$ – передача с натяжением ремня за счет упругости; $\eta(b,1,\psi)$ и $\xi(b,1,\psi)$ – передача с подвижным валом; $\eta(v,2,\psi)$ и $\xi(v,2,\psi)$ – передача с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным внутри контура ремня при $F_0 = 59,4$ Н; $\eta(v,3,\psi)$ и $\xi(v,3,\psi)$ – передача с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным внутри контура ремня при $F_0 = 33,3$ Н

Скольжение определялось по выражению:

$$\xi = \frac{(n_1 - n_2) \cdot i_0}{n_1}, \quad (6)$$

где: i_0 – передаточное отношение на холостом ходу.

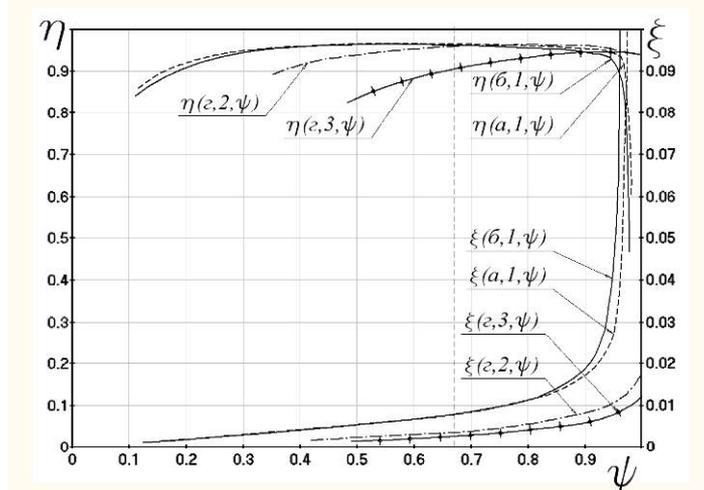


Рисунок 3 – Кривые скольжения и КПД: $\eta(a,1,\psi)$ и $\xi(a,1,\psi)$ – передача с натяжением ремня за счет упругости; $\eta(b,1,\psi)$ и $\xi(b,1,\psi)$ – передача с подвижным валом; $\eta(z,2,\psi)$ и $\xi(z,2,\psi)$ – передача с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным вне контура ремня при $F_0 = 59,4$ Н; $\eta(z,3,\psi)$ и $\xi(z,3,\psi)$ – передача с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным вне контура ремня при $F_0 = 33,3$ Н

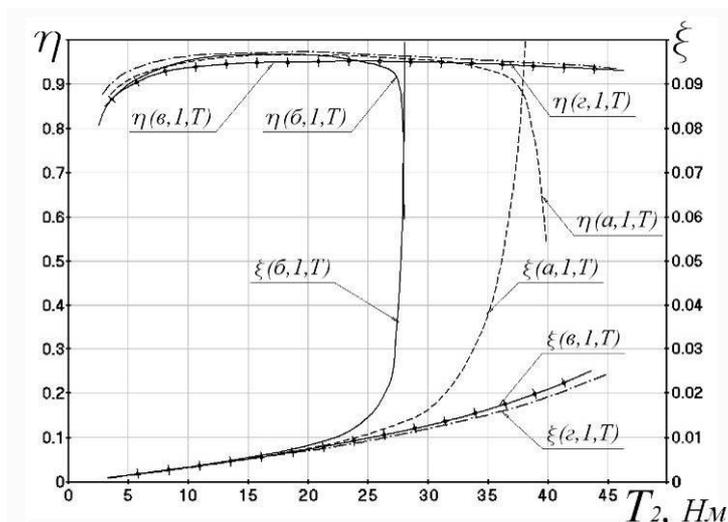


Рисунок 4 – Кривые скольжения и КПД: $\eta(a,1,T)$ и $\xi(a,1,T)$ – передача с натяжением ремня за счет упругости; $\eta(b,1,T)$ и $\xi(b,1,T)$ – передача с подвижным валом; $\eta(v,1,T)$ и $\xi(v,1,T)$ – передача с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным внутри контура ремня при $F_0 = 178,1$ Н; $\eta(z,1,T)$ и $\xi(z,1,T)$ – передача с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным вне контура ремня при $F_0 = 178,1$ Н

Кривые обозначены следующим образом: кривая КПД для передачи «а» с предварительным натяжением $F_0 = 184,4$ Н (таблица 1), построенная по моменту T_2 – $\eta(a,1,T)$; кривая скольжения передачи «г», с натяжением $F_0 = 33,3$ Н, построенная по коэффициенту тяги ψ – $\xi(z,3,\psi)$.

Результаты испытаний представлены на рисунках с 1 по 6. На каждом рисунке для сравнения представлены кривые скольжения и КПД базовых передач «а» и «б» с предварительным натяжением, найденном по ГОСТ 1284.3-96, т.е. кривые $\eta(a,1,\psi)$, $\xi(a,1,\psi)$ и

$\eta(b,1,\psi)$, $\xi(b,1,\psi)$ или $\eta(a,1,T)$, $\xi(a,1,T)$ и $\eta(b,1,T)$, $\xi(b,1,T)$.

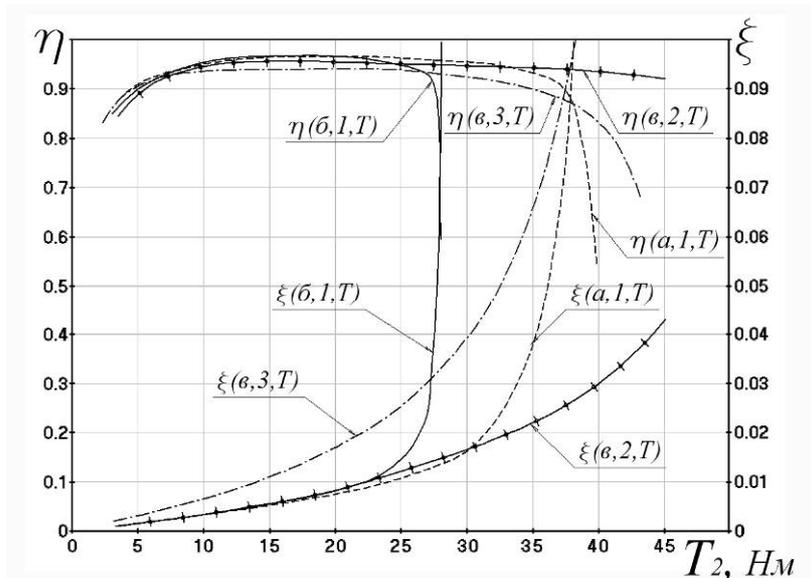


Рисунок 5 – Кривые скольжения и КПД: $\eta(a,1,T)$ и $\xi(a,1,T)$ – передача с натяжением ремня за счет упругости; $\eta(b,1,T)$ и $\xi(b,1,T)$ – передача с подвижным валом; $\eta(v,2,T)$ и $\xi(v,2,T)$ – передача с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным внутри контура ремня при $F_0 = 59,4$ Н; $\eta(v,3,T)$ и $\xi(v,3,T)$ – передача с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным внутри контура ремня при $F_0 = 33,3$ Н

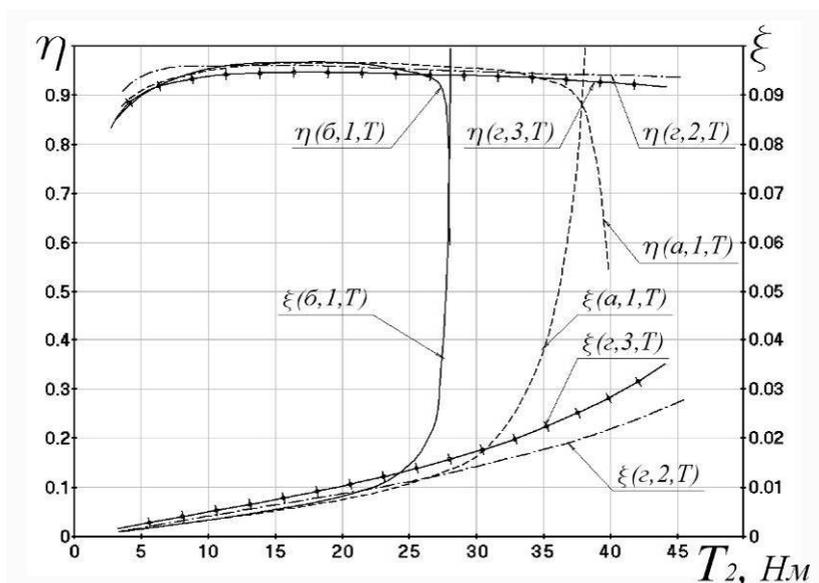


Рисунок 6 – Кривые скольжения и КПД: $\eta(a,1,T)$ и $\xi(a,1,T)$ – передача с натяжением ремня за счет упругости; $\eta(b,1,T)$ и $\xi(b,1,T)$ – передача с подвижным валом; $\eta(z,2,T)$ и $\xi(z,2,T)$ – передача с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным вне контура ремня при $F_0 = 59,4$ Н; $\eta(z,3,T)$ и $\xi(z,3,T)$ – передача с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным вне контура ремня при $F_0 = 33,3$ Н

На рисунках 2 и 5 дополнительно приведены кривые для передач «в» при двух уровнях предварительного натяжения, соответствующих $m = 5$ и $m = 8$, а на рисунках 3 и 6 аналогичные для передачи «г».

Из рисунка 1 видно, что, на первый взгляд, при стандартном натяжении ни одна из передач явных преимуществ не имеет, а именно, при «оптимальном» [8, 9] коэффициенте тяги $\psi_{\text{опт}} = 0,67$ (вертикальная штриховая линия) уровень скольжения и КПД практически совпадают, и лишь для передачи «в» скольжение несколько выше, однако оно не выходит за рекомендуемые значения. Кроме того, при уменьшенных значениях F_0 передачи «в» и «г» (рисунке 2 и рисунке 3) имеют более низкий КПД по сравнению с базовыми передачами, но выигрывают по величине скольжения несущественно, поскольку и у базовых передач скольжение в допустимых пределах.

Существенным следует признать лишь то, что у базовых передач КПД более стабилен практически на всем диапазоне изменения коэффициента тяги ψ , а у передач «в» и «г» он достаточно высок только при больших значениях ψ .

Если же обратиться к графикам, построенным по моменту T_2 , то картина становится явно другой. Так, из рисунка 6 видно, что передача «г» не выходит за рекомендуемые значения скольжения (3%) даже при минимальном предварительном натяжении при моменте $T_2 = 41$ Н.м, а у передач «а» и «б» наступает полное буксование уже при моментах $T_2 = 35$ Н.м и $T_2 = 27$ Н.м соответственно. КПД при этом у всех передач приемлемый.

Значительно хуже показатели как по скольжению, так и по КПД у передачи «в» по сравнению с передачей «г» и сравнимы с передачей «а», что объясняется известным эффектом самонатяжения последней [9].

Результаты измерений углов наклона ведомой ветви ремня передач «в» и «г» на холостом ходу и под нагрузкой приведены в таблице 2.

Таблица 2

Угол наклона ведомой ветви ремня γ

№ пп	F_0 , Н	m	Передача «в» с натяжным роликом (ролик внутри контура ремня)		Передача «г» с натяжным роликом (ролик вне контура ремня)	
			Холостой ход	Нагрузка	Холостой ход	Нагрузка
1	178,1	2,33	176,73°	166,44°	176,31°	163,20°
2	59,4	5	168,91°	158,08°	169,09°	153,35°
3	33,3	8	156,39°	150,25°	154,57°	144,18°

Выводы

По результатам проведенных испытаний и их анализа можно сделать следующие выводы:

1. Передача с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным на ведомой ветви ремня, существенно превосходит передачу с натяжением ремня за счет его упругости и передачу с автоматическим натяжением ремня с помощью груза и подвижного вала по тяговой способности, особенно передача с роликом, расположенным вне контура ремня. Для нее может быть рекомендовано исходное отношение натяжений ветвей ремня $m = 8$.
2. Оценку тяговой способности по коэффициенту тяги ψ нельзя считать универсальной для передач со всеми известными способами натяжения ремня как не отражающую их недостатки и преимущества.
3. Величину предварительного натяжения и исходное отношение натяжений ветвей ремня m не следует назначать одинаковыми для передач с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным вне и внутри контура ремня. Необходимо провести дополнительные, более расширенные испытания, а также теоретическое исследование таких передач.

Литература

1. ГОСТ 1284.2-89. Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Передаваемые мощности. М.: ИПК Издательство стандартов, 1997.

2. Пронин Б.А., Овчинникова А.А. Расчет клиноременных передач // Вестник машиностроения. 1982. № 3. с. 23-26.
3. Пронин Б.А., Баловнев Н.П., Жуков К.П. Ременные передачи. В кн. МАШИНОСТРОЕНИЕ. ЭНЦИКЛОПЕДИЯ. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка. М.: Машиностроение, 1995, с. 606-631.
4. Баловнев Н.П. Анализ методов расчета клиноременных передач. В сб. Агрегатирование и приводы сельскохозяйственных машин. М.: НПО ВИСХОМ, 1985 с. 60-71.
5. Баловнев Н.П., Вавилов П.Г. Пути совершенствования механического привода генератора энергоснабжения пассажирского вагона. Научный рецензируемый журнал. – М., Известия МГТУ «МАМИ», № 2(4), 2007, с. 76-78.
6. Баловнев Н.П., Вавилов П.Г. О совершенствовании индивидуальной системы энергоснабжения пассажирских вагонов. Тяжелое машиностроение. 2009. № 3. с. 35-39.
7. Мартынов В.К., Дмитриева Л.А. Новая модель работы клиноременной передачи// Трение и смазка в машинах и механизмах. 2012. №4. С.12-16.
8. Семин И.Н. Экспериментальная оценка тяговой способности клиноременной передачи. // Справочник. Инженерный журнал, 2006, №12, стр. 26-31.
9. Пронин Б.А., Ревков Г.А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы). М.: Машиностроение, 1980, 320 с.

К вопросу исследования устойчивости и управляемости гибридного автомобиля с изменяемым в процессе движения типом привода

к.т.н. Баулина Е.Е., к.т.н. доц. Дементьев Ю.В., Итурральде П., Кислов А.А.
Университет машиностроения
8(495)223-05-23 (1204) baulina@mami.ru

Аннотация. В статье рассмотрены проблемы устойчивости и управляемости автомобиля с комбинированной энергетической установкой (КЭУ) при изменении типа привода в процессе движения.

Ключевые слова: КЭУ, параллельная схема КЭУ с приводом на разные оси, устойчивость, управляемость, смена привода, отклонение бокового ускорения, отклонение угловой скорости

В связи с ухудшением экологической обстановки в настоящее время в современном автомобилестроении прослеживается тенденция развития автомобилей с комбинированной энергетической установкой (КЭУ). Интерес к таким автомобилям объясняется тем, что они обладают меньшим расходом топлива и меньшей токсичностью отработавших газов, что весьма актуально для крупных городов с большим автомобильным парком. Возможны различные схемы КЭУ: последовательная, параллельная, дифференциальная (которую часто называют английским термином "сплит") и последовательно-параллельная, отличающиеся наличием или отсутствием механической связи ДВС и ведущих колёс автомобиля [1].

В мировом автомобилестроении реализованы комбинированные установки трёх схем. Многие автомобили с КЭУ выполнены по параллельной схеме [1], т.к. она имеет и возможность применения одной электромашины вместо двух. Параллельная схема может быть реализована в двух вариантах. В первом варианте ДВС и обратимая электромашина связаны с ведущими колесами через общую трансмиссию, во втором – они установлены в приводе разных осей. При работе КЭУ параллельной схемы, выполненной по второму варианту, у автомобиля при переходе с работы от одного двигателя на работу от другого неизбежно меняется тип привода. Например, начавшееся движение на электродвигателе с приводом на переднюю ось продолжается на ДВС с приводом на заднюю, или наоборот. Алгоритм управления КЭУ автоматизирован и, как правило, создается с целью снижения вредных выбросов и расхода топлива. В этом случае переключение силовой установки происходит независимо от типа привода автомобиля. О влиянии при этом смены привода на устойчивость и управляемость информация практически отсутствует. Таким образом, в параллельной схеме КЭУ с приво-