

**М.Р. Габдуллин, Н.М. Филькин,
Р.С. Музафаров, В.А. Умняшкин**

Ижевский государственный технический университет

РАЗРАБОТКА КЭСУ С АВТОМАТИЧЕСКОЙ БЕССТУПЕНЧАТОЙ ТРАНСМИССИЕЙ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ ОСОБО МАЛОГО КЛАССА (КВАДРОЦИКЛА)

В статье рассмотрены основные параметры, необходимые для создания квадроцикла с комбинированной энергосиловой установкой, а также рассчитан диапазон передаточных чисел автоматической бесступенчатой трансмиссии.

***Ключевые слова:** комбинированная энергосиловая установка, клиноремный вариатор, автоматическая бесступенчатая трансмиссия, квадроцикл.*

Для обеспечения высокой динамики движения квадроцикла в городском ездовом цикле необходимо увеличивать мощность двигателя внутреннего сгорания (ДВС), что в результате увеличит выброс вредных веществ в окружающую среду. Другое решение данной проблемы – использование комбинированных энергосиловых установок (КЭСУ), позволяющих применять два разнотипных двигателя для улучшения скоростных характеристик на различных режимах движения.

В соответствии с требованиями нормативных документов максимальная допустимая мощность энергетической установки (двигателя) для квадроциклов не должна превышать 15 кВт, что также говорит об актуальности применения КЭСУ в конструкциях квадроциклов, обеспечивая на выходном валу КЭСУ постоянную мощность 15 кВт для всего диапазона частот вращения коленчатого вала.

Для обеспечения необходимой динамики движения квадроцикла необходимо обосновать мощностные параметры ДВС и электродвигателя (ЭД) в составе КЭСУ, конструкцию трансмиссии, максимальное и минимальное передаточное число автоматической бесступенчатой трансмиссии.

Для решения этой задачи необходимо определиться с параметрами проектируемого квадроцикла, которые влияют на силы сопротивления его движения. Эксплуатационные скорости движения подобного

типа транспортных средств менее 90 км/ч, поэтому обычно при проектировании мало внимания уделяют аэродинамике, обеспечивая за счет этого большие габаритные размеры для удобства посадки водителя и пассажиров, а также достаточного места для размещения перевозимого груза. В связи с этим можно в расчетах принять значение коэффициента обтекаемости $C_x = 0,4$. В соответствии с габаритными размерами эскизного проекта разрабатываемого квадроцикла (рис. 1) площадь миделева сечения будет не более $2,22 \text{ м}^2$. Следовательно, коэффициент аэродинамического сопротивления для нормальных атмосферных условий будет примерно $0,25 \text{ кг/м}^3$, а фактор обтекаемости – $0,55485 \text{ кг/м}$. Начальное значение коэффициента сопротивления качению подобного типа транспортных средств можно принять $f_0 = 0,0125$. Потери энергии в трансмиссии на начальном этапе проектирования квадроцикла можно учитывать коэффициентом полезного действия трансмиссии, который будет не менее 0,9 [1].

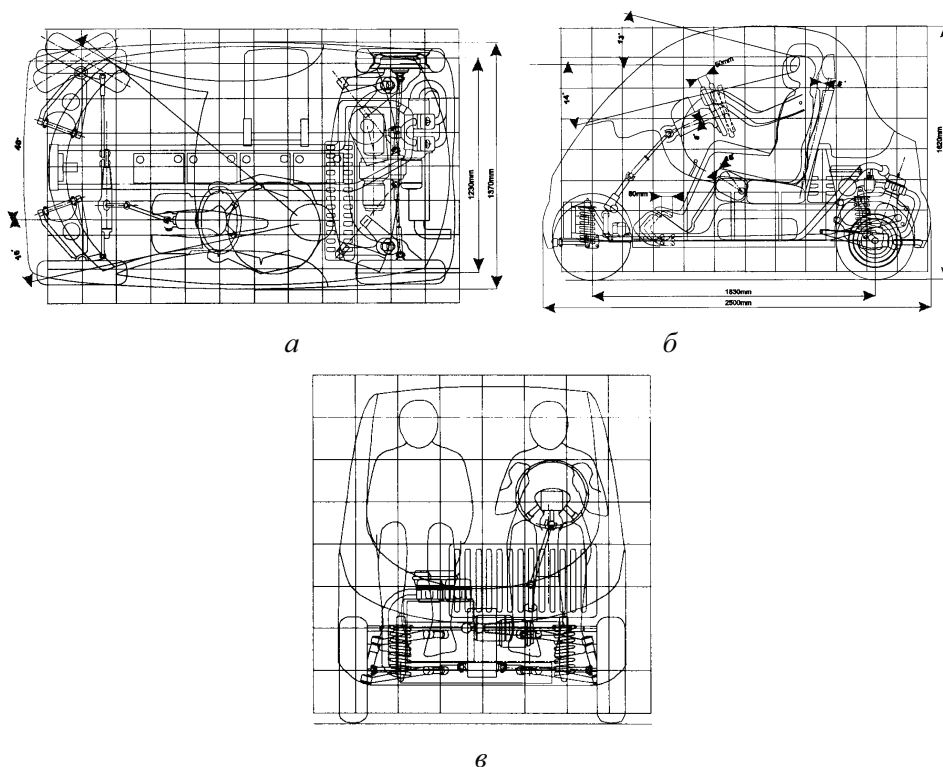


Рис. 1. Эскизная компоновка: *а* – вид в плане; *б* – вид сбоку; *в* – вид спереди

Для обеспечения заданной максимальной скорости движения $V_{\max} = 90 \text{ км/ч} \approx 25 \text{ м/с}$ необходимо преодолевать силу сопротивления качению колес и силу сопротивления воздуха. При помощи принятых выше значений определим эти силы сопротивления движению:

$$f = f_0(1 + 6,5 \cdot 10^{-4} V^2),$$

где V – скорость движения квадроцикла, м/с.

Мощность (кВт), необходимая для преодоления сопротивления качению при движении автомобиля со скоростью V , определяется по формуле

$$N_f = f \cdot G \cdot V / 1000.$$

Как видно из табл. 1, при максимальной скорости движения квадроцикла 25 м/с суммарная затрачиваемая мощность равна 14,5 кВт.

Таблица 1

Зависимость потерь мощности от скорости движения

$V, \text{ м/с}$	f	$N_v, \text{ кВт}$	$N_f, \text{ кВт}$	$N_v + N_f, \text{ кВт}$	$(N_v + N_f) / \eta, \text{ кВт}$
0	0,0125	0	0	0	0
5	0,012703	0,069356	0,635156	0,704513	0,782791667
10	0,013313	0,55485	1,33125	1,8861	2,095666667
15	0,014328	1,872619	2,149219	4,021838	4,468708333
20	0,01575	4,4388	3,15	7,5888	8,432
25	0,017578	8,669531	4,394531	13,06406	14,515625
30	0,019813	14,98095	5,94375	20,9247	23,24966667

На рис. 2 представлена диаграмма мощности, затрачиваемой на преодоление различных сил сопротивления в зависимости от скорости движения.

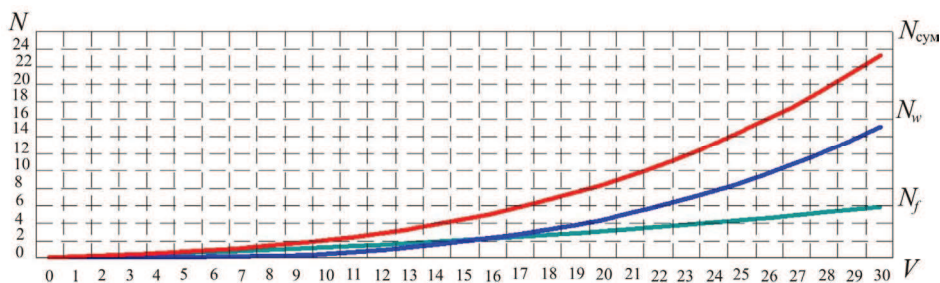


Рис. 2. Зависимости мощностей сопротивления движению квадроцикла от его скорости движения

Выбор компоновочной схемы КЭСУ. В последние годы многие исследователи приходят к выводу, что перспективными механическими вариаторными силовыми приводами транспортных машин являются фрикционные передачи с гибкой связью, т.е. клиноременные вариаторы со специальным металлизированным ремнем, обеспечивающим долговечность работы силового привода.

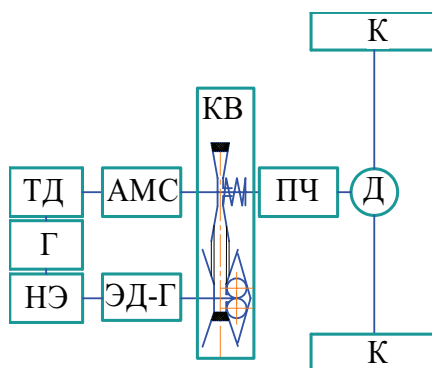


Рис. 3. Структурная схема КЭСУ с автоматической бесступенчатой трансмиссией легкового автомобиля: ТД – тепловой двигатель, ЭД-Г – электродвигатель-генератор, Г – генератор, НЭ – накопитель энергии, ПЧ – преобразующая часть, АМС – автоматическая муфта сцепления, Д – дифференциал, KB – клиноременный вариатор, К – колесо

Введение клиноременного вариатора вместо согласующего редуктора позволит бесступенчато изменять вращающий момент на ведущих колесах в диапазоне, позволяющем преодолевать суммарное дорожное сопротивление, а также дает возможность изменить конструкцию трансмиссии, а именно исключить коробку передач, соединив двигатель внутреннего сгорания через автоматическую муфту сцепления напрямую к главной передаче. Такое изменение конструкции позволит получить достаточно высокий КПД трансмиссии, что, в свою очередь, позволит увеличить топливную экономичность. Структурная схема бесступенчатой трансмиссии представлена на рис. 3. Таким образом, получается автоматическая электромеханическая трансмиссия.

Выбор теплового двигателя. Для проведения расчетов тягово-скоростных свойств на начальном этапе создания квадроцикла можно внешнюю скоростную характеристику мощности задавать в виде эмпирической формулы, например в виде формулы С.Р. Лейдермана [2]:

$$N_{\text{ДВС}} = N_{\text{max}} \frac{n_e}{n_N} \left[A_1 + A_2 \frac{n_e}{n_N} - \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 \right],$$

где n_N – частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальной мощности, об/мин; N_{max} – максимальная мощность двигателя, кВт; n_e – текущее значение частоты вращения коленчатого вала двигателя; A_1, A_2 – коэффициенты, характеризующие тип двигателя.

Результаты расчетов внешних скоростных характеристик по формуле С.Р. Лейдермана представлены в табл. 2, по которым построен график зависимости мощности на выходном валу двигателя от частоты вращения коленчатого вала (рис. 4).

Таблица 2

**Зависимость мощности и момента ДВС
от частоты вращения коленчатого вала**

n_e	N_e	M_e
1000	3,2977	32,76589
1500	5,16035	32,85423
2000	7,061872	33,72044
2500	8,924522	34,09167
3000	10,67055	33,96793
3500	12,22222	33,34921
4000	13,50178	32,2355
4500	14,43149	30,62682
5000	14,93359	28,52316
5500	14,93035	25,92452

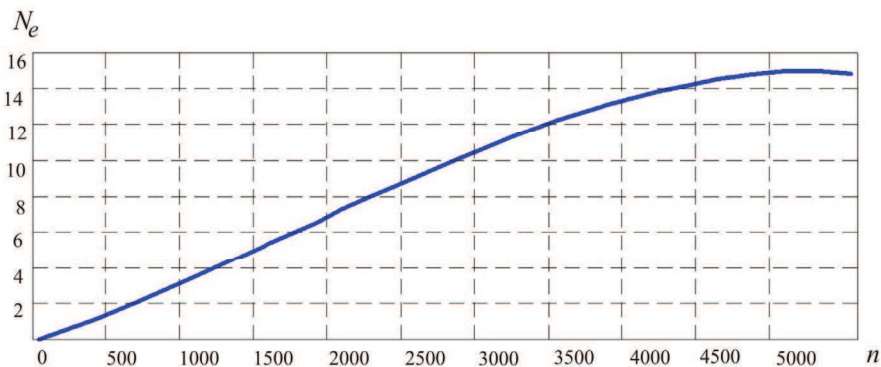


Рис. 4. График зависимости мощности на выходном валу от частоты вращения коленчатого вала

Выбор электрического двигателя. Известно, что ЭД постоянного тока со смешанным возбуждением имеет максимальные вращающие моменты на малых частотах вращения выходного вала, а с увеличением частоты вращения момент ЭД уменьшается примерно по экспонентной зависимости. Следовательно, эксплуатировать ЭД в составе КЭСУ на высоких частотах с точки зрения обеспечения высоких показателей динамики разгона нерационально. На этих частотах вращения при необходимости следует переводить работу ЭД в генераторный режим для подзарядки накопителей электрической энергии КЭСУ, которая была потрачена в процессе разгона. В соответствии с расчетными данными из табл. 2 и условиями обеспечения квадроциклу мощности на выходном валу КЭСУ не более 15 кВт ЭД следует переводить в генераторный режим при частотах вращения его выходного вала более 3000–3500 об/мин.

Выбираем ЭД из условия максимального крутящего момента 100 Н·м, который уменьшается с увеличением частоты вращения вала по экспоненте и при 3000 об/мин равен 18,297 Н·м, что согласно зависимости $M_{\text{ДВС}} = 9550 \frac{N_{\text{ДВС}}}{n_e}$ соответствует 4,79 кВт. В этом случае функциональную зависимость изменения вращающего момента ЭД от частоты вращения его вала можно записать в виде

$$M_{\text{ЭД}} = 100e^{-\frac{n_e}{1595,13}},$$

где $e \approx 2,72$. Численные значения мощности ЭД и суммарной мощности КЭСУ представлены в табл. 3, по которым построен график зависимости мощности на выходном валу двигателя от частоты вращения выходного вала (рис. 5) [1].

Таблица 3

**Зависимость мощности от частоты вращения
электрического двигателя и суммарная мощность КЭСУ**

n_e	$M_{\text{ЭД}}$	$N_{\text{ЭД}}$
0	100	0
500	73,09179	3,825137
1000	53,4241	5,591723
1500	39,04864	6,130636

Окончание табл. 3

n_e	$M_{ЭД}$	$N_{ЭД}$
2000	33,72044	5,974656
2500	20,86138	5,45829
3000	15,24796	4,787859
3500	11,14501	4,082788
4000	8,146086	3,410495
4500	5,592311	2,804391
5000	4,351974	2,277533
5500	3,180936	1,831159

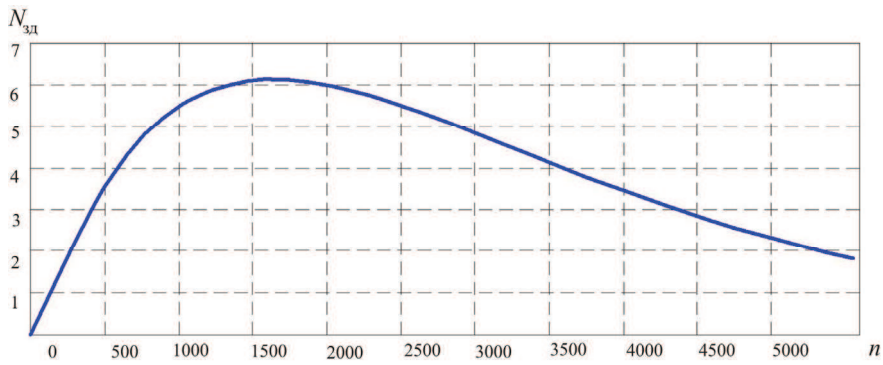


Рис. 5. График зависимости мощности ЭД на выходном валу от частоты вращения

Выбор передаточного числа главной передачи. Для данных параметров квадроцикла с полной массой 1000 кг и максимальной мощностью ДВС 15 кВт, достигаемой при частоте вращения коленчатого вала в диапазоне 5000–5500 об/мин, минимальное передаточное число трансмиссии должно обеспечивать максимальную скорость 90 км/ч.

Данная структура трансмиссии обеспечивает прямое соединение ДВС и главной передачи, поэтому передаточное отношение на максимальных оборотах будет равно 1. Исходя из приведенных данных можно определить передаточное число главной передачи:

$$i_0 = \frac{\pi \cdot n_{\max} \cdot r_{\text{д}}}{30v_{\max}},$$

где n_{\max} – номинальная частота вращения коленчатого вала, $r_{\text{д}}$ – динамический радиус колеса, v_{\max} – максимальная скорость движения.

В результате было рассчитано передаточное число главной передачи, равное 4,41.

Выбор максимального и минимального передаточного числа вариатора. Определим максимально необходимое передаточное число вариатора $i_{в\ max}$ для движения при максимальном дорожном сопротивлении, которое должен преодолевать квадроцикл, двигаясь без буксования ведущих колес. Эти условия можно записать в виде следующего неравенства:

$$P_{\phi} \geq P_{\max} \geq P_{\Psi},$$

где $P_{\max} = M_{\max} i_{в\ max} i_0 \eta_{тр} / r_d$ – максимальная сила тяги на ведущих колесах квадроцикла; $P_{\Psi} = G \Psi_{\max}$ – сила максимального дорожного сопротивления; $P_{\phi} = G_{сц} \phi$ – максимальная сила сцепления колес с дорогой; $\eta_{тр}$ – коэффициент полезного действия трансмиссии на первой передаче; Ψ_{\max} – максимальный суммарный коэффициент дорожных сопротивлений (рекомендуется для квадроциклов $\Psi_{\max} = 0,45-0,6$); G – вес квадроцикла, Н; $G_{сц}$ – вес квадроцикла, приходящийся на ведущие колеса, Н; M_{\max} – максимальный вращающий момент двигателя, Н·м; ϕ – коэффициент сцепления шин с дорогой [2].

Если подставить в рассмотренное неравенство значения максимальной силы тяги, силы максимального дорожного сопротивления и силы сцепления шин колес с дорогой, то после несложных преобразований получаем пределы, в которых должно лежать значение передаточного числа первой передачи:

$$\frac{G \Psi_{\max} r_d}{M_{\max} i_0 \eta_{тр}^1} \leq i_{в\ max} \leq \frac{G_{сц} \phi r_d}{M_{\max} i_0 \eta_{тр}^1}.$$

Обычно передаточное число $i_{в\ max}$ определяют по заданному значению Ψ_{\max} , т.е. по значению левой части неравенства:

$$i_{в\ max} = \frac{G \Psi_{\max} r_d}{M_{\max} i_0 \eta_{тр}^1}.$$

В нашем случае максимальный вращающий момент гибридной энергетической установки достигается при движении с малыми частотами вращения выходного вала. Считаем, что максимальное дорожное сопротивление $\Psi_{\max} = 0,6$ преодолевается квадроциклом при $n_e = 1000$ об/мин, т.е. при $M_{\max} \approx 94$ Н·м. Другие исходные данные для расчета $i_{в \max}$: $G = 9810$ Н, $r_d = 0,2$ м, $i_0 = 4,41$, $\eta_{\text{тр}}^1 = 0,9$. Тогда $i_{в \max} = 3,16$.

Минимальное передаточное число вариатора $i_{в \min}$ рассчитывается в зависимости от максимальной частоты вращения ЭД и максимальной частоты вращения ДВС для обеспечения наилучшего согласования.

Список литературы

1. Автомобили особо малого класса (квадроциклы) с гибридной энергосиловой установкой / В.А. Умняшкин [и др.] / под общ. ред. В.А. Умняшкина; НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика». – Ижевск, 2004. – 138 с.

2. Умняшкин В.А., Филькин Н.М., Музафаров Р.С. Теория автомобиля: учеб. пособие. – Ижевск: Изд-во Ижев. гос. техн. ун-та, 2006. – 272 с.

Получено 28.02.2012