

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВРЕМЕНИ И ПУТИ РАЗГОНА МАШИНЫ, ОБОРУДОВАННОЙ КОРОБКОЙ ПЕРЕДАЧ С ПЕРЕКЛЮЧЕНИЕМ БЕЗ РАЗРЫВА ПОТОКА МОЩНОСТИ

Рябев А.В., к.т.н. Парфенов А.П.

Московский политехнический университет, Москва, Россия
Ryabev-Alexander@yandex.ru

Коробки передач с переключением передач без разрыва потока мощности (КПБРМ) получают известное распространение на сельскохозяйственных тракторах, которые имеют большое количество передач для обеспечения различных технологических процессов. Однако целесообразность их применения на быстроходных гусеничных машинах (БГМ), у которых количество передач ограничено, неочевидна из-за большей сложности и стоимости, а также дополнительных потерь мощности сравнительно с широко применяемыми более простыми механическими КП. Для БГМ, а также автомобилей, имеющих количество передач свыше пяти, преимущества переключения передач без разрыва потока мощности могут перевешивать их недостатки, указанные выше. Для армейских ГМ, используемых в военных условиях, время и путь разгона могут иметь решающее значение. В работе проведена сравнительная оценка БГМ, оборудованной пятискоростной механической синхронизированной КП и КПБРМ, которая показала преимущества переключения передач без разрыва потока мощности в снижении времени и пути разгона соответственно в 1,3 и 1,2 раза. Для выполнения расчетов была разработана методика и алгоритм точного расчета параметров разгона машины в сравнении с широко используемым на практике приближенным методом графоаналитического интегрирования проф. Н.А. Яковлева. Методика точного расчета базируется на решении дифференциального уравнения, связывающего ускорение с параметрами разгона ГМ при начальных условиях, соответствующих началу ее движения. Методика и алгоритм расчета могут быть использованы также для определения тягово-скоростных и топливно-экономических качеств других транспортных средств, в том числе, автомобилей.

Ключевые слова: быстроходная гусеничная машина, время разгона, путь разгона, коробка передач с переключением передач без разрыв потока мощности, графоаналитическое интегрирование.

Введение

Коробки передач (КП) с переключением передач без разрыва потока мощности (КПБРМ) или КП с переключением без останковки машины получают известное распространение на сельскохозяйственных тракторах. Не так очевидна целесообразность установки КПБРМ на транспортно-тяговые быстроходные гусеничные машины (БГМ). Преимуществом КПБРМ является поддержание непрерывности технологического процесса, повышение производительности сельскохозяйственных МТА и сокращение времени и пути разгона для БГМ. Если это преимущество КПБРМ для МТА было подтверждено на практике, то для БГМ можно только предполагать о такой возможности.

Действительно, каждое переключение передачи сопровождается снижением скорости машины, тем большим, чем длительнее про-

цесс переключения, что и приводит к увеличению времени и пути разгона машины. Для гусеничных машин эффект снижения скорости должен быть значительнее, чем для колесных, у которых сохраняется движение за счет наката. Экспериментальные данные о влиянии КПБРМ на время и путь разгона БГМ отсутствуют. Не разработана также методика определения времени и пути разгона машин, оборудованных КПБРМ. При определении тягово-скоростных показателей автомобилей, колесных и гусеничных машин, оборудованных механической КП, обычно используют приближенный метод графо-аналитического интегрирования проф. Н.А. Яковлева [1–4].

В данной работе предлагается методика точного расчета времени и пути разгона БГМ, оборудованной КПБРМ, на основе решения дифференциального уравнения $\frac{dv}{dt} = f(v, t)$

при начальных условиях $t = 0, v = 0$. По методике проводится сравнение показателей разгона БГМ, оборудованной механической ступенчатой синхронизированной КП и КПБРМ.

Материалы и методы исследования

В качестве объекта расчетов была выбрана БГМ, близкая по параметрам гусеничному тягачу ГТ-Т. Масса машины с грузом составляет 10400 кг, максимальная скорость движения 45 км/ч (12,5 м/с), габариты (мм): колея 2600, высота 2300, дорожный просвет 450, коэффициент обтекаемости 0,06, КПД трансмиссии 0,9, КПД гусениц при максимальной скорости 0,725, общий КПД машины при максимальной скорости 0,653. Требуемая свободная мощность двигателя 148 кВт, требуемая эффективная мощность 173,2 кВт.

Тяговый расчет машины с указанными параметрами показал, что для нее подходит дизельный двигатель КАМАЗ 740.30-260, параметры внешней скоростной характеристики которого приведены в таблице 1.

В результате тягового расчета была выбрана пятискоростная КП с передаточными числами: $u_1 = 4,98; u_2 = 3,15; u_3 = 1,99; u_4 = 1,26; u_5 = 0,79$.

На первом этапе расчетов для определения времени и пути разгона машины с механической ступенчатой КП использовалась традиционная методика приближенных расчетов, базирующаяся на методе проф. Н.А. Яковлева. В соответствии с этим методом скоростной диапазон разбивается на интервалы, размеры которых при малых скоростях не превышают 3–5 км/ч, на высших передачах 5–7 км/ч. Для каждого из диапазонов определяется время и путь разгона, которые затем суммируются. При этом учитывается время и путь разгона с момента начала движения машины до достиже-

ния ею минимальной скорости на первой передаче, а также потери скорости машиной при переключении передач. Методика расчета тягового расчета БГМ изложена в методических указаниях [4].

На втором этапе расчетов определялось время и путь разгона машины, оснащенной КПБРМ. Для этого была разработана специальная программа в форме макроса для книги Excel на языке программирования VBA, которая не приводится из-за ограниченного формата статьи.

Для решения задачи о разгоне БГМ были сначала получены выражения, связывающие скорость и ускорение для каждого этапа разгона, а затем разработана программа, основанная на интегрировании полученных выражений по времени методом Рунге-Кутты 4-го порядка, в результате чего была получена зависимость $v = f(t)$. Ниже приводятся математические уравнения, применяемые при моделировании.

Можно выделить три типовых режима разгона:

- трогание с места;
- разгон на фиксированной передаче;
- переключение передач.

При трогании с места момент на сцеплении нарастает линейно, поэтому система уравнений для определения углового ускорения колес БГМ имеет вид:

$$\begin{cases} M_{c1} = k_1 \cdot t, \\ M_f = f(\omega_A), \\ \eta_1 = f(\omega_A), \\ \varepsilon_A = \frac{M_{c1} \cdot u_1 \cdot \eta_1 - M_f}{J_A}, \\ d\omega_A = \varepsilon_A \cdot dt, \end{cases} \quad (1)$$

Таблица 1

Внешняя скоростная характеристика двигателя 740.30-260

Номинальные обороты двигателя $n_{д.Н}$, мин ⁻¹	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2300
Номинальный момент двигателя $M_{д.Н}$, Нм	991	1059	1079	1050	1001	922	834	0
Номинальная мощность двигателя $N_{д.Н}$, кВт	103,78	133,08	158,19	175,93	188,68	193,10	192,14	0,00
Свободная мощность $N_{св.Н}$, кВт	88,70	113,74	135,20	150,37	161,27	165,05	164,22	0,00
Свободный момент $M_{св.Н}$, Нм	847	905	922	897	856	788	713	0

где M_{c1} – крутящий момент, передаваемый первым сцеплением, Нм; M_f – крутящий момент от сил сопротивления движению, приведенный к колесам, Нм; t – время, с; J_A – момент инерции вращающихся элементов трансмиссии и поступательно движущихся масс БГМ, приведенный к колесам, кгм²; ω_A – угловая скорость колес машины, рад/с¹; ε_A – угловое ускорение колес машины, рад/с²; η_i – общий КПД трансмиссии и двигателя на i -ой (1-ой) передаче; u_i – передаточное число от сцепления к колесам на i -ой (1-ой) передаче; k_1 – коэффициент скорости нарастания момента на сцеплении при трогании, Нм/с; i – номер включенной передачи.

Если момент трения на сцеплении достигает своего предельного значения, то система уравнений несколько меняется:

$$\begin{cases} M_{c1} = \beta \cdot M_{d \max} = \text{const}, \\ M_f = f(\omega_A), \\ \eta_i = f(\omega_A), \\ \varepsilon_A = \frac{M_{c1} \cdot u_i \cdot \eta_i - M_f}{J_A}, \\ d\omega_A = \varepsilon_A \cdot dt, \end{cases} \quad (2)$$

где $M_{d \max}$ – максимальный крутящий момент двигателя, Нм; β – коэффициент запаса сцепления.

В тот момент, когда скорости дисков сцепления выравниваются, трогание заканчивается и начинается второй этап разгона, характеризующийся наличием жесткой кинематической связи между двигателем и колесами. Для моделирования этого этапа использовалась следующая система уравнений:

$$\begin{cases} M_f = f(\omega_A), \\ \eta_i = f(\omega_A), \\ \omega_d = \omega_A \cdot u_i, \\ M_d = f(\omega_d), \\ \varepsilon_d = \frac{M_d - \frac{M_f}{u_i \cdot \eta_i}}{J_d + \frac{J_A}{u_i^2 \cdot \eta_i}}, \\ \varepsilon_A = \frac{\varepsilon_d}{u_i}, \\ d\omega_A = \varepsilon_A \cdot dt, \end{cases} \quad (3)$$

где M_d – крутящий момент, развиваемый двигателем, Нм; J_d – момент инерции подвижных элементов двигателя и ведущих частей сцепления, приведенный к маховику, кгм²; ω_d – угловая скорость коленчатого вала ДВС, рад/с¹; ε_d – угловое ускорение коленчатого вала ДВС;

Отдельный вопрос – переключение передач. Здесь сложность связана с наличием в КП двух сцеплений, работающих с перекрытием. Рассмотрим его подробнее, для чего обратимся к расчетной схеме (рис. 1). При этом для простоты изложения будем считать, что переключение происходит с первой передачи на вторую.

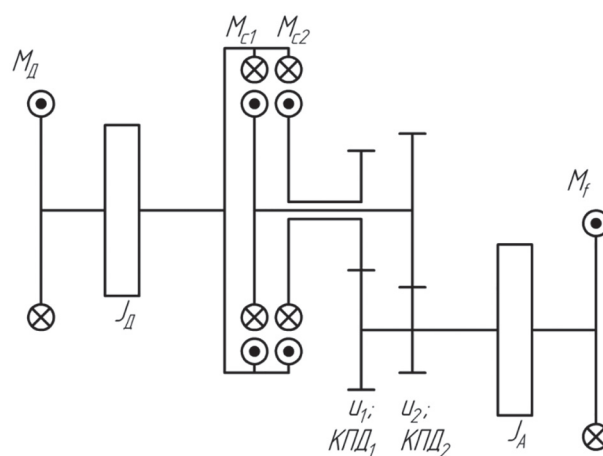


Рис. 1. Расчетная схема переключения передач

Уравнение равновесия для масс, связанных с ведомым валом J_A :

$$M_{c1} \cdot u_1 \cdot \eta_1 + M_{c2} \cdot u_2 \cdot \eta_2 - M_f - J_A \cdot \varepsilon_A = 0, \quad (4)$$

где M_{c2} – крутящий момент, передаваемый вторым сцеплением, Нм.

Отсюда:

$$\varepsilon_A = \frac{M_{c1} \cdot u_1 \cdot \eta_1 + M_{c2} \cdot u_2 \cdot \eta_2 - M_f}{J_A}. \quad (5)$$

В начале переключения, когда нет буксования первого сцепления, угловое ускорение коленчатого вала двигателя может быть выражено через угловое ускорение колес и передаточное число первой передачи:

$$\omega_d = \omega_{c1} = u_1 \cdot \omega_A; \quad \varepsilon_d = \varepsilon_{c1} = u_1 \cdot \varepsilon_A, \quad (6)$$

где ω_{c1} – угловая скорость ведомого диска первого сцепления, рад/с.

Уравнение равновесия для масс, связанных с двигателем:

$$M_d = M_{c1} + M_{c2} + J_d \cdot \varepsilon_d. \quad (7)$$

Используя полученные ранее выражения для ε_d (6) и ε_A (5), получим следующее уравнение:

$$M_d = M_{c1} + M_{c2} + J_d \cdot u_1 \times \frac{M_{c1} \cdot u_1 \cdot \eta_1 + M_{c2} \cdot u_2 \cdot \eta_2 - M_f}{J_A}, \quad (8)$$

$$M_d = M_{c1} \cdot \left(1 + \frac{J_d \cdot u_1 \cdot u_1 \cdot \eta_1}{J_A}\right) + M_{c2} \cdot \left(1 + \frac{J_d \cdot u_1 \cdot u_2 \cdot \eta_2}{J_A}\right) - \frac{J_d \cdot u_1 \cdot M_f}{J_A}. \quad (9)$$

Отсюда для момента на первом сцеплении получим:

$$M_{c1} = \frac{M_d - M_{c2} \cdot \left(1 + \frac{J_d \cdot u_1 \cdot u_2 \cdot \eta_2}{J_A}\right) + \frac{J_d \cdot u_1 \cdot M_f}{J_A}}{1 + \frac{J_d \cdot u_1 \cdot u_1 \cdot \eta_1}{J_A}} \quad (10)$$

Зная момент двигателя и момент сопротивления от внешних сил, мы можем определить зависимость между моментами на сцеплениях M_{c1} и M_{c2} .

Пусть в первом приближении момент двигателя, КПД машины и момент сопротивления постоянны, а момент трения на втором сцеплении нарастает линейно. Тогда момент на первом сцеплении будет линейно уменьшаться (рис. 2). При этом целесообразно уменьшать давление в бустере управления первым сцеплением таким образом, чтобы в то время, когда крутящий момент, передаваемый первым сцеплением, упадет до нуля, давление в контакте дисков этого сцепления также стало равным нулю, и сцепление полностью выключилось. В противном случае момент на первом сцеплении станет отрицательным, и в системе возникнет циркуляция мощности. Такой режим, называемый избыточным перекрытием [6], нежелателен, поэтому при моделировании он не учитывался (предполагается, что система управления КП настроена таким образом, чтобы избежать его появления).

Следует отметить, что на протяжении всего первого этапа переключения при нормальной работе КП в первом сцеплении не возникает буксования, что подтверждается эксперимен-

тальными и теоретическими исследованиями [6]. Это обеспечивается тем, что определяемый давлением масла в бустере максимальный крутящий момент M_{c1max} , который может передать выключаемое сцепление, всегда поддерживается большим, чем фактически передаваемый им крутящий момент M_{c1} , определяемый из выражения (10).

Первый этап переключения завершается тогда, когда первое сцепление перестает передавать крутящий момент. После этого M_{c1} в уравнениях можно считать равным нулю. Теперь скорость вала двигателя начинает уменьшаться, выравниваясь со скоростью ведомых дисков второго сцепления, а давление в бустере второго сцепления продолжает нарастать. При этом целесообразно отключить подачу топлива в двигатель, поэтому в моделировании мы считали, что его крутящий момент становится отрицательным и способствует скорейшему выравниванию угловых скоростей ведомых и ведущих дисков.

Второй этап переключения оканчивается в тот момент, когда скорости ведущих и ведомых дисков выравниваются. При этом крутящий момент M_{c2} , передаваемый вторым сцеплением, скачкообразно уменьшается до некоторого значения, соответствующего работе сцепления в обычных условиях без буксования. Это соответствует завершению процесса переключения и переходу трансмиссии в режим разгона на следующей передаче.

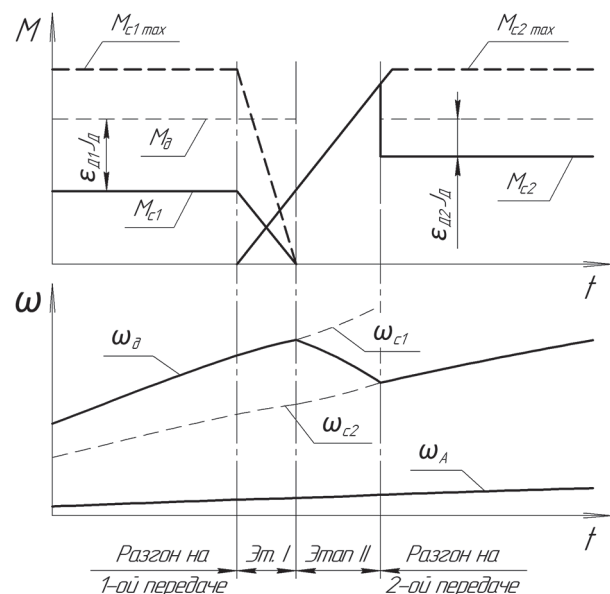


Рис. 2. Изменение крутящих моментов и угловых скоростей двигателя и сцеплений в процессе переключения

Если же принять во внимание то, что момент двигателя, КПД и момент сопротивления движению являются величинами переменными, то решать задачу о переключении следует пошагово. Как уже отмечалось, на практике это делается при использовании метода Рунге-Кутты 4-го порядка. Полученные расчетные нелинейные зависимости $M_d(t)$, $M_{c1}(t)$ и $M_{c2}(t)$ здесь не приводятся из-за ограничений по объему статьи. Отметим лишь, что для моделирования переключения с перекрытием была использована следующая система уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_f = f(\omega_A), \\ \omega_d = \omega_A \cdot u_j, \\ M_d = f(\omega_d), \\ M_{c2} = k_2 \cdot t_c \text{ (но не более} \\ M_{c2\max} = \beta \cdot M_{d\max}), \\ M_{c1} = \frac{M_d - M_{c2} \cdot \left(1 + \frac{J_d \cdot u_1 \cdot u_2 \cdot \eta_2}{J_A}\right) +}{1 + \frac{J_d \cdot u_1 \cdot u_1 \cdot \eta}{J_A}} + \\ \frac{J_d \cdot u_1 \cdot M_f}{J_A}, \\ \varepsilon_A = \frac{M_{c1} \cdot u_1 \cdot \eta_1 + M_{c2} \cdot u_2 \cdot \eta_2 - M_f}{J_A}, \\ d\omega_A = \varepsilon_A \cdot dt, \end{array} \right. \quad (12)$$

где k_2 – коэффициент скорости нарастания момента на сцеплении при переключении передач, Нм/с; t_c – время с момента начала включения сцепления, с.

Дополнительные исходные данные, использованные при моделировании процесса разгона, приведены в таблице 2.

Они подбирались таким образом, чтобы обеспечить соответствие исходным данным, использованным в произведенном ранее тяговом расчете по методу проф. Н.А. Яковлева. Отдельно следует описать способ определения расчетных моментов инерции движителя J_k и двигателя J_d . В классической методике [4] используется коэффициент условного приращения массы машины δ , определяемый по формуле:

$$\delta = 1,2 + 0,002 \cdot u_i^2.$$

Раскладывая его на составляющие, которыми, в основном, являются поступательно движущаяся масса машины m_A , момент инерции движителя J_k и момент инерции двигателя J_d , мы можем получить следующее равенство:

$$\delta = \frac{m + J_k \cdot r_k^2 + J_d \cdot u_i^2 \cdot r_k^2}{m} = 1 + 0,2 + 0,002 \cdot u_i^2$$

из которого можно получить эквивалентные значения J_k и J_d , дающие в результате тот же коэффициент условного приращения массы машины:

$$J_k = \frac{0,2 \cdot m}{r_k^2}; \quad J_d = \frac{0,002 \cdot m}{r_k^2}.$$

Результаты исследования и их обсуждение

Для корректного сравнения результатов расчета пути и времени разгона машины с различными КП необходимо максимально точно определить время, требуемое на переключение передач. В упоминавшейся ранее методике [4] предлагается для коробок передач с синхронизаторами принимать время переключения передач равным 2 с. Полученное при этом допущении общее расчетное время разгона до скорости 40 км/ч составляет 20,04 с. При этом расчетный путь, проходимый машиной до достижения максимальной скорости, составляет 117,3 м.

Для современных коробок передач время переключения может исчисляться долями секунды, поэтому нами был рассмотрен известный прототип КП. Ориентируясь на момент инерции сцепления и размеры синхронизаторов, мы оценили время синхронизации при переключениях по методике, изложенной в учебнике [5]. Принятые для расчетов данные представлены в табл. 3.

Эти же данные мы использовали для расчета разгона машины с КПБМ, где они понадобились для определения времени, затрачиваемого на предвключение передачи. Здесь подразумевается, что коробка передач построена по схеме с двойным сцеплением (рис. 3), при которой все нечетные передачи включаются с одного сцепления, а четные – с другого. В этом случае для осуществления переключения необходимо, чтобы за время разгона на одной из передач сцепление следующей передачи успело синхронизироваться с выходным валом КП, т.е. чтобы произошло предвключение. Поскольку время разгона на низших передачах

Таблица 2

Исходные данные для расчета параметров разгона БГМ с КПБРМ

Параметры	Обозначение	Переменная	Значение
Суммарный момент инерции деталей движителя, кгм ²	J_k	Jk	157,5
Радиус колеса, м	r_k	rk	0,275
Постоянная составляющая в обеих трансмиссиях	u_0	u0	6,40
КПД трансмиссии (не считая КП)	η_0	kpd0	0,900
Тип и модель двигателя	Дизель КАМАЗ 740.30-260		
Минимальные обороты двигателя, мин ⁻¹	$n_{d\ min}$	nd_min	1000
Максимальные обороты двигателя, мин ⁻¹	$n_{d\ max}$	nd_max	2200
Момент инерции двигателя, кгм ²	J_d	Jd	1,57
Коэффициент запаса сцепления	β	beta	1,26
Время включения сцепления при трогании, с	$t_{вкл\ тр}$	t_c vkl_tr	1,00
Минимальное время включения сцепления, с	$t_{вкл\ min}$	t_vkl_min	0,20

Таблица 3

Данные для расчета времени синхронизации

i	I	II	III	IV	V
u	4,98	3,15	1,99	1,26	0,79
$M_{синхр}$, Нм	112,7		92,8	46,2	35,5
$J_{синхр\ прив}$, кгм ²	7,440	2,977	1,188	0,476	0,187

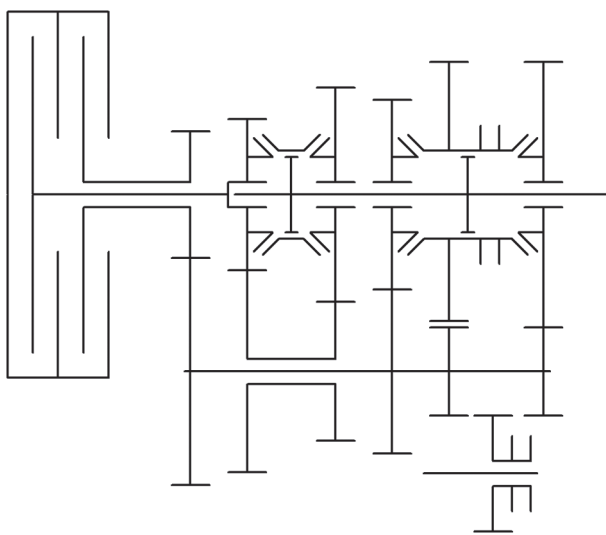


Рис. 3. Схема четырехступенчатой КПБРМ с двойным сцеплением (из патента SU 846328 завода имени Лихачева, 1979 г.)

мало, оно может оказаться меньше времени предвключения следующей передачи, и в этом случае переключение произойдет с задержкой.

Для того чтобы исключить погрешность, вносимую методикой расчета, моделирование

разгона машины с обеими КП мы производили в одной и той же программе. Результаты исследования представлены на рисунках 4 и 5 в виде графиков зависимости времени и пути разгона от скорости БГМ, оборудованной механической ступенчатой КП и механической КПБРМ.

На первом графике (рис. 4) показана зависимость времени разгона от скорости для БГМ, оборудованной механической ступенчатой КП при условии, что время переключения вычисляется с учетом реального времени синхронизации. Как можно заметить, скорость 40 км/ч достигается через 12,12 с. На этом же рисунке показана характеристика разгона для машины с КПБРМ, из которой видно, что переключения передач происходят плавно, без снижения скорости. Как следствие, время разгона БГМ до 40 км/ч уменьшается на 3 с или примерно в 1,3 раза и составляет 9,12 с. При этом можно заметить небольшие задержки переключений на третью и четвертую передачи (участки А и В на графике) из-за малого времени разгона на этих передачах сравнительно с временем предвключения, о чем говорилось ранее.

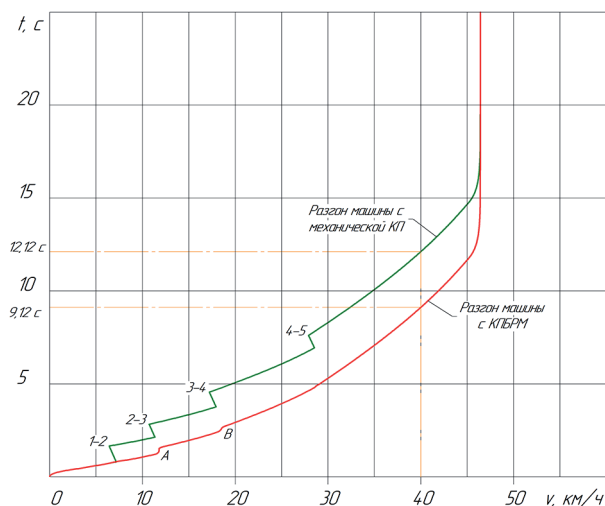


Рис. 4. Сравнение характеристик разгона машин с механической ступенчатой КПП и с КПБРМ по времени

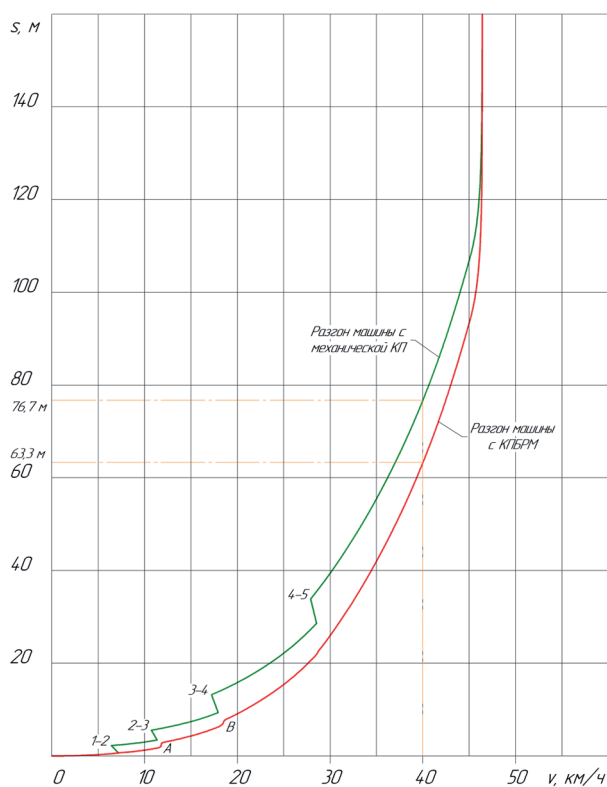


Рис. 5. Сравнение характеристик разгона машин с механической ступенчатой КПП и с КПБРМ по пути

На рис. 5 приведены характеристики разгона БГМ по пути. Суммарный путь, проходимый за время разгона до 40 км/ч БГМ, оснащенной механической синхронизированной КПП, составил 76,7 м, в то время как этот же показатель для машины с КПБРМ оказался равным 63,3 м, что в 1,2 раза меньше.

Сравнение этих результатов с теми, что были получены приближенным методом гра-

фо-аналитического интегрирования проф. Н.А. Яковлева [4], показывает существенную разницу, которая прежде всего объясняется завышенными значениями времени переключения передач. Так, полученное время разгона отличается на 65%, а путь – на 53%. Однако даже если использовать в расчетах время переключения передач, равное реальному времени синхронизации, разница составит порядка 15–20%.

Главная причина этого – различный способ учета инерции вращающихся масс. В классической методике для расчета ускорения машины используется формула:

$$j = \frac{g \cdot (D - f)}{\delta},$$

$$\text{где } D = \frac{P_k - F_w}{g \cdot m_A}, \text{ а } P_k = \frac{M_d \cdot u_i \cdot \eta_i}{r_k}.$$

При этом получается, что на разгон двигателя, момент инерции которого учтен коэффициентом условного приращения массы машины δ , затрачивается часть крутящего момента двигателя, уже умноженного на КПД трансмиссии. В методике же, положенной в основу использованной нами программы, ускорение определяется иначе. Например, для моделирования разгона в пределах одной передачи:

$$j = r_k \cdot \varepsilon_A = r_k \cdot \frac{\varepsilon_d}{u_i}, \text{ где } \varepsilon_d = \frac{M_d - \frac{M_f}{u_i \cdot \eta_i}}{J_d + \frac{J_A}{u_i^2 \cdot \eta_i}}.$$

Здесь на КПД умножается только та часть крутящего момента двигателя, которая затрачивается на разгон колес и поступательно движущихся масс. В результате ускорения, полученные по методике проф. Яковлева, оказываются несколько меньше. Частично устранить эту разницу можно, закладывая КПД в коэффициент условного приращения массы машины:

$$\delta = \frac{m + J_k \cdot r_k^2 + J_d \cdot \eta_i \cdot u_i^2 \cdot r_k^2}{m}.$$

Однако при этом должно учитываться, что КПД гусеничной машины зависит от скорости движения. Но это не обеспечивается при использовании в классическом расчете формулы вида:

$$\delta = A + B \cdot u^2,$$

где A и B – некоторые постоянные числовые коэффициенты.

Из этого следует, что предлагаемая нами методика является более точной.

Полученные результаты исследований говорят о положительном влиянии установки КПБРМ вместо механической ступенчатой КП на параметры разгона БГМ, а также об эффективности разработанного метода определения параметров разгона БГМ и специальной программы расчета.

Из проведенных расчетов следует также, что с увеличением времени переключения передач и числа передач в КП время и путь разгона увеличиваются, что свидетельствует о большей эффективности переключения передач без разрыва потока мощности для многоступенчатых КП с увеличенным временем переключения передач.

Выводы

Разработаны программа и алгоритм решения дифференциального уравнения $\frac{dv}{dt} = f(v, t)$ при начальных условиях $t = 0, v = 0$ в форме макроса для книги Excel на языке программирования VBA. В отличие от широко применяющегося графоаналитического метода определения тягово-скоростных характеристик транспортных колесных и гусеничных машин, программа автоматизирует расчеты и позволяет получить более точные результаты.

С помощью разработанной программы были выполнены расчеты параметров разгона (пути и времени разгона) БГМ, оборудованной двумя различными КП: механической ступенчатой и коробкой передач без разрыва потока мощности. Разгон во втором случае происходил более плавно, а время и путь разгона оказались ниже соответственно в 1,3 и в 1,2 раза за счет снижения потерь скорости в процессе переключения передач. Можно ожидать, что для механической КП с увеличением числа ступеней и времени переключения передач указанные различия в параметрах разгона увеличатся.

Разработанная программа и алгоритм решения соответствующего дифференциального уравнения могут быть применены при решении аналогичных задач для других типов транспортных машин, в том числе автомобилей.

Поскольку БГМ являются машинами двойного применения, улучшенные параметры разгона могут иметь большое значение для улучшения такой важной тактико-технической характеристики, как подвижность.

Литература

1. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1975. 448 с.
2. Гусеничные транспортеры-тягачи / Под ред. В.Ф. Платонова. М.: Машиностроение, 1978. 351 с.
3. Платонов В.Ф., Коробкин В.А., Платонов С.В. Многоцелевые гусеничные шасси. Под редакцией В.Ф. Платонова. М.: Машиностроение, 1998. 342 с.
4. Парфенов А.П., Щетинин Ю.С. Тяговый расчет гусеничной транспортно-тяговой машины. Методические указания для выполнения курсовой работы «Теория колесных и гусеничных транспортно-тяговых машин» для студентов специальности 150100 «Автомобиле- и тракторостроение». М.: МГТУ «МАМИ», 2002. 75 с.
5. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. Учебник для студентов вузов. 2-е изд. перераб. и доп. М.: Машиностроение, 2009. 752 с.
6. Шарипов В.М. и др. К вопросу о буксовании фрикционных сцеплений при переключении передач без разрыва потока мощности в коробках передач автомобилей и тракторов // Тракторы и сельхозмашины. 2015, № 6.

References

1. Zabavnikov N.A. *Osnovy teorii transportnyh gusenichnyh mashin* [The fundamentals of the theory of transport caterpillar vehicles]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1975. 448 p.
2. *Gusenichnye transportory-tyagachi* [Crawler machines and tractors]. Pod red. V.F. Platonova. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1978. 351 p.
3. Platonov V.F., Korobkin V.A., Platonov S.V. *Mnogocel'evye gusenichnye shassi* [Multi-purpose tracked chassis]. Pod redakciej V.F. Platonova. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1998. 342 p.
4. Parfyonov A.P., SHCHetinin YU.S. *Tyagovyj raschyot gusenichnoj transportno-tyagovoj mashiny* [Tractive calculation of caterpillar transport and traction vehicle]. Metodicheskie ukazaniya dlya vypolneniya kursovoj raboty «Teoriya kolyosnyh i gusenichnyh transportno-tyagovyh mashin» dlya studentov special'nosti 150100 «Avtomobile- i traktorostroenie». Moscow: MGTU «MAMI» Publ., 2002. 75 p.
5. SHaripov V.M. *Konstruirovaniye i raschyot traktorov* [Design and calculation of tractors]: Uchebnik dlya studentov vuzov. 2-e izd. pererab. i dop. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2009. 752 p.
6. SHaripov V.M. i dr. Slippage of frictional clutches when shifting gears without breaking the power flow in gearboxes of automobiles and tractors. *Traktory i sel'hozmashiny*. 2015, No 6 (in Russ.).

DETERMINATION OF THE TIME AND THE PATH OF ACCELERATION OF A VEHICLE EQUIPPED WITH A GEARBOX WITHOUT SWITCHING-OFF OF THE POWER FLOW

A.V. Ryabev, PhD in Engineering **A.P. Parfenov**
Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia
Ryabev-Alexander@yandex.ru

Gearbox with gears switching without switching-off of the power flow (GWSPF) are known to spread on agricultural tractors, which have a large number of gears to support various technological processes. However, the expediency of using them on high-speed crawler machines (HSCM), which has the limited number of gears, is not obvious due to greater complexity and cost, as well as additional power losses compared to the widely used simpler mechanical gearboxes. For HSCM, as well as vehicles with a number of gears of more than five, the advantages of shifting without breaking the power flow can outweigh their disadvantages mentioned above. For army crawler machines used in military conditions the time and the path of dispersal can be decisive. The paper gives a comparative evaluation of HSCM equipped with a five-speed mechanical synchronized gearbox and GWSPF, which showed the advantages of gear shift without breaking the power flow in reducing the time and acceleration path by 1.3 and 1.2 times, respectively. To perform the calculations, a technique and algorithm for calculating the parameters of the acceleration of the machine was developed in comparison with the approximate method of graphical integration of professor N. Yakovlev. The exact calculation technique is based on solving a differential equation relating the acceleration to the speeding up parameters of the crawler machines under the initial conditions corresponding to the beginning of its motion. The methodology and calculation algorithm can also be used to determine the traction-speed and fuel-economic qualities of other vehicles, including automobiles.

Ключевые слова: *high-speed tracked vehicle, acceleration time, acceleration path, gearbox with gears switching without switching-off of the power flow, graphical integration.*