

МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 629.3

А. И. Бобровник, С. А. Рынкевич, М. Аль-Кинани

ПЕРЕКЛЮЧЕНИЕ ПЕРЕДАЧИ НА ЭКОНОМИЧНЫЙ РЕЖИМ НЕЗАВИСИМОГО ВАЛА ОТБОРА МОЩНОСТИ

UDC 629.3

A. I. Bobrovnik, S. A. Rynkevich, M. Al-Kinani

SHIFTING GEARS TO THE ECONOMY MODE OF AN INDEPENDENT POWER TAKE-OFF SHAFT

Аннотация

Описаны процессы переключения передач трактора «Беларус» класса 5.0 при переходе на экономичный режим работы с учетом независимого вала отбора мощности (ВОМ). В конструкции трактора предложено механическое переключение режимов работы экономичного ВОМ заменить на переключение с помощью фрикционных муфт с гидроподжатием. Получена динамическая и математические модели системы с элементами узлов ВОМ. Выражения для расчета работы, времени буксования фрикционных муфт и времени разгона трактора при переключении передач в ВОМ с различной степенью перекрытия универсальны, т. к. позволяют выполнять расчеты при переключении передач как с различной степенью перекрытия, так и при трогании и разгоне с места.

Ключевые слова:

трактор, переключение передач, вал отбора мощности, экономичный режим, переключение под нагрузкой.

Abstract

The paper describes processes of gear shifting in the «Belarus» tractor of 5.0 class, when it is switched to the economy operation with regard to the independent power take-off (PTO) shaft. It has been suggested that the mechanical switching of operation modes of an economical PTO shaft would be replaced by switching by means of friction clutches with hydraulic prepressure. The dynamic and mathematical models of the system with elements of PTO shaft components have been obtained. The obtained expressions are universal for calculating the operation, the time of slipping of friction clutches and the time of tractor acceleration during gear shifting in the PTO shaft with a varying degree of overlap, because they allow calculations to be performed when shifting gears with a varying degree of overlap, and also, when starting and accelerating from stop.

Key words:

tractor, gear shifting, power take-off (PTO) shaft, economy mode, power shifting.

В современных тракторах широко применяют переключение передач в коробках передач с различной степенью перекрытия.

В конструкции трактора «Беларус» класса 5.0 предложено механическое переключение режимов работы

экономичного ВОМ заменить на переключение с помощью фрикционных муфт (ФМ) с гидроподжатием.

Известно, что перекрытие передачи при переключении под нагрузкой осуществляется с кратковременным разрывом и без разрыва потока мощ-

ности, передаваемого от двигателя. При одновременной работе двух передач в течение короткого отрезка времени t_n (времени перекрытия передач) происходит безразрывное переключение передач, параметры которого зависят от параметров машинно-тракторного агрегата и условий его эксплуатации [1, 2].

Процесс переключения с низкой передачи на экономичный рассмотрен на примере схемы привода редуктора ВОМ с двумя параллельными валами (рис. 1) с учетом затрат мощности на сопротивление перекачиванию трактора и сопротивление технологической машины через ВОМ.

Важнейшие параметры привода:

работа буксования фрикционной муфты, время буксования t_b включения экономичного режима, время разгона на заданном режиме. Для их определения используем теоретическую диаграмму разгона (рис. 2).

При построении диаграммы принято, что момент M_T трения включаемой муфты изменяется по линейному закону. Это допущение подтверждено экспериментальными исследованиями разгона различных фрикционов тракторных агрегатов. При принятом темпе включения фрикциона момент трения возрастает по закону, близкому к линейному [1, 2].

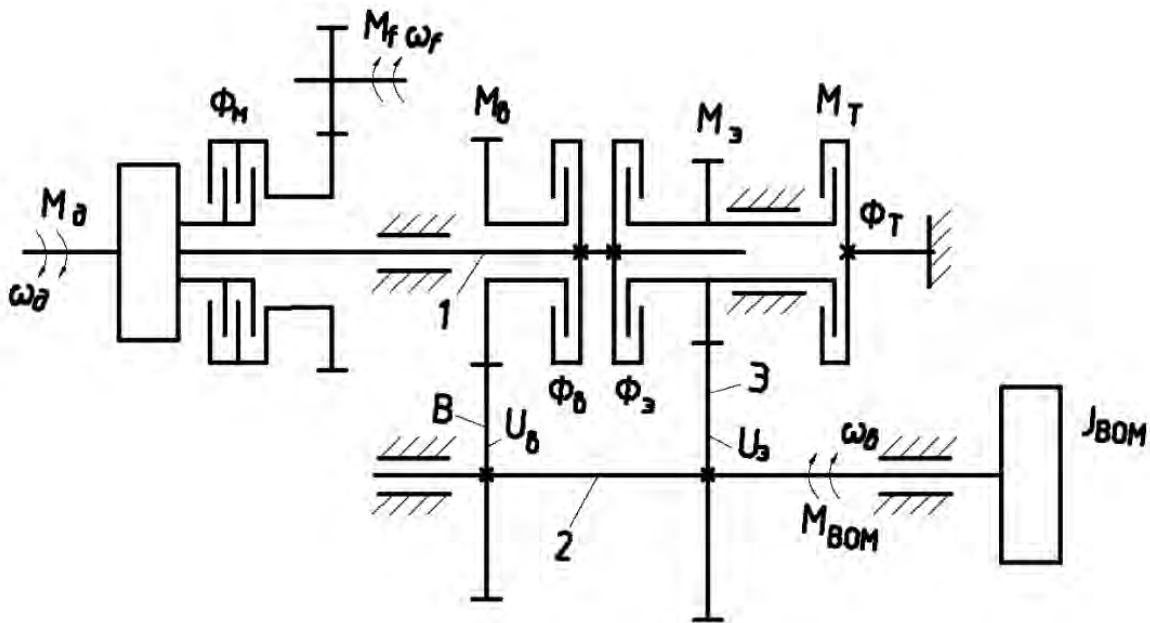


Рис. 1. Двухмассовая динамическая модель системы с элементами узлов ВОМ: 1, 2 – ведущий и ведомый ВОМ; Φ_n и Φ_z – фрикционы высшей и экономичной передач; M_d и ω_d – крутящий момент и угловая скорость вала двигателя, приведенные к валу включаемой ФМ; I_d – момент инерции движущихся частей двигателя и связанных с ними деталей, приведенный к валу включаемой ФМ; $M_{ВОМ}$ и $I_{ВОМ}$ – момент сопротивления движению и момент инерции ВОМ тракторного агрегата; ω_n – угловая скорость ведомого вала; u_v и u_z – передаточные числа; Φ_n – фрикционная передача главной муфты сцепления; M_f – момент сопротивления перекачиванию и угловая скорость при перекачивании трактора

При схематизации закона изменения крутящего момента двигателя M_d примем, что момент сопротивления агрегата изменяется при переключении передачи с передаточного числа i_1 на i_2 .

Крутящий момент двигателя пропорционален текущему времени t вклю-

чения муфты ВОМ и муфты сцепления от $k_3 M_{дн}$ до $k_3 M_{дн}$. Здесь k_3 и k_3 – коэффициенты загрузки двигателя, определяемые соответственно сопротивлением перекачиванию M_f и сопротивлением ВОМ M_c на передаче и при переключении; $M_{дн}$ – номинальный

крутящий момент двигателя, приведенный к валу включаемой фрикционной муфты. При этом полагаем, что в момент времени t_0

$$M_d = M_3 + M_f = M_{\text{ВОМ}} + M_f,$$

где $M_{\text{ВОМ}}$ – момент сопротивления рабочего оборудования от независимого вала отбора мощности, приведенный к валу фрикциона. В интервале времени $t_0 \dots t_m$, к концу которого заканчивается включение фрикционов, принимаем, что M_d изменяется также пропорционально текущему времени буксования, достигая величины $M_{\text{дн}}$; t_m – время включения фрикционной муфты.

В интервале времени $t_m \dots t_6$, в конце которого завершается буксование Φ_3 , примем $M_d = k_3 M_{\text{дн}}$.

При выводе расчетных формул влиянием податливости и демпфированием в элементах трансмиссии и ВОМ, тангенциальной податливостью и буксованием движителя, а также зазорами в зубчатых передачах трансмиссии и в сцепке пренебрегаем.

В качестве расчетной принимаем двухмассовую динамическую систему с двумя фрикционными связями, т. к. при переключении муфт возможен режим, когда мощность от двигателя к валу отбора мощности передается одновременно двумя фрикционными муфтами. При этом разгон ведомых частей включаемых муфт происходит не с нулевой, а с угловой скоростью $\omega_{\text{ВОМ1}}$, соответствующей снижению скорости $\omega_{\text{ВОМ}}$.

Процесс переключения условно разделим на два этапа: перекрытие и разгон. Перекрытие соответствует периоду времени от 0 до t_0 , при котором момент M_3 достигнет значения $M_{\text{ВОМ}}$, приведенного к валу включаемой фрикционной муфты на экономичном режиме.

Принимаем, что в начальный момент времени t_0 муфта M_b замкнута и поток мощности от двигателя передается только через передачу в.

Процесс переключения передач начинается включением Φ_3 и одновременно выключением Φ_b . Принимаем при этом, что Φ_b не буксует, а следовательно, угловая скорость ведомого вала 2 не изменится и будет соответствовать передаче в, т. е.

$$\omega_2 = \frac{\omega_d}{u_b},$$

где ω_d – угловая скорость коленчатого вала двигателя.

Это связано с тем, что момент трения M_b определяется статическим коэффициентом трения в контакте неподвижных дисков, которые по величине существенно больше динамического коэффициента трения подвижных дисков Φ_3 . Угловая скорость вращения ведомых частей Φ_3 определяется как

$$\omega_{\text{п}} = \omega_d = \omega_d \cdot \frac{u_3}{u_b}.$$

При этом $u_3 / u_b < 1$. Следовательно, в начале процесса переключения передач ведущие диски Φ_3 вращаются быстрее ведомых. В результате включаемая Φ_3 , буксуя, начинает передавать мощность в направлении от ведущего вала 1 к ведомому валу 2. Однако момента трения Φ_3 в начале переключения при $t < t_0$ ещё недостаточно для преодоления момента $M_{\text{ВОМ}} = M_c$, приведенного к валу включаемой фрикционной муфты. Поэтому Φ_b для преодоления момента M_c также передает крутящий момент M_b , который при прочих равных условиях зависит от момента трения муфты M_3 , включаемой на передаче э.

Таким образом, на данном этапе переключения передачи мощность от вала 1 к 2 передается двумя параллельными потоками: через передачи в и э (см. рис. 1).

По мере увеличения момента трения муфты M_3 поток мощности, передаваемый через передачу э, возрастает, а через передачу в – уменьшается. Этап безраз-

рывного переключения передачи при оптимальном перекрытии заканчивается, когда поток мощности через передачу в обращается в 0, хотя $\Phi_в$, а следовательно, и передача в ещё могут быть включены. Это происходит при времени t_0 .

Запишем уравнения динамики для ведущих и ведомых частей включаемой Φ_3 (см. рис. 1):

$$M_d - M_\phi - M_в = I_d \cdot \frac{d\omega_d}{dt}; \quad (1)$$

$$M_в \cdot \frac{u_в}{u_3} + M_3 - M_{вОМ} = I_{вОМ} \cdot \frac{d\omega_2}{dt}, \quad (2)$$

где I_d – момент инерции движущихся частей двигателя и связанных с ним деталей, приведенных к валу Φ_3 ; ω_2 – угловая скорость ведомого вала 2; $I_{вОМ}$ – момент инерции деталей вала отбора мощности и рабочей машины, приведенных к валу Φ_3 .

Из уравнения (1) следует, что на первом этапе переключения передачи момент M_d от вала 1 к валу 2 передается через две фрикционные муфты одновременно двумя параллельными потоками. При этом каждая из передач трансформирует подводимую к ней часть момента M_d в соответствии со своим передаточным числом. Следовательно, пренебрегая потерями в зацеплении зубчатых колес, получаем силовое передаточное число рассматриваемого узла на первом этапе переключения: $u_3 < \hat{u} < u_в$.

Если принять, что ω_d в период перекрытия не изменяется и $d\omega_d/dt = 0$, то уравнения (1) и (2) примут вид:

$$M_d - M_в - M_3 = 0;$$

$$M_в \cdot \frac{u_в}{u_3} + M_3 - M_{вОМ} = 0.$$

На этапе оптимального перекрытия в интервале времени от 0 до t_0

$$M_T = M_{дн} \cdot k_3 \cdot \frac{t}{t_0}.$$

Здесь $t_0 = t_m \cdot \frac{k_3}{\beta}$, где β – коэффициент запаса включаемой ФМ.

Здесь $t_0 = t_m \cdot \frac{k_3}{\beta}$, где β – коэффициент запаса включаемой ФМ.

$$M_c = k_3 M_{дн};$$

$$\frac{u_3}{u_в} = \frac{k'_3}{k_3};$$

$$M_d = k'_3 M_{дн} + M_{дн} \frac{k_3 t}{t_0 \left(1 - \frac{u_3}{u_в}\right)};$$

$$M_в = M_{дн} \left(k'_3 - k_3 \cdot \frac{t \cdot u_3}{t_0 u_в} \right).$$

Анализ полученного выражения показывает, что при $t = t_0 M_в = 0$. В этот момент времени заканчивается первый этап переключения передачи при оптимальном перекрытии, т. е. момент на валу $M_в$ равен нулю тогда, когда момент на валу Φ_3 становится достаточным для преодоления момента $M_{вОМ}$. Следовательно, начиная с момента t_0 одновременная работа двух передач отсутствует.

Силовое передаточное число \hat{u} узла переключения за период оптимального перекрытия будет изменяться согласно выражению

$$\hat{u} = \frac{u_в}{1 + t \left(\frac{u_в}{u_3} - 1 \right) \frac{1}{t_0}}.$$

При $t = 0 \hat{u} = u_в$.

По мере нарастания времени t число \hat{u} уменьшается, а при $t = t_0 \hat{u} = u_3$.

Кинематическое передаточное число $u = \frac{u_d}{u_{вОМ}}$ узла переключения на

первом этапе переключения остается постоянным и равным $u_в$.

Работа буксования Φ_3 в интервале времени $0 \dots t_0$ характеризуется интегралом

$$L_0 = \int_0^{t_0} M_3 (\omega_d - \omega_2) dt,$$

заменив в котором параметры M_3 , ω_d , ω_2 , получим

$$L_0 = 0,5 M_{дн} \omega_{дв} k_3^2 t_m \left(1 - \frac{u_3}{u_b} \right) \frac{1}{\beta}.$$

Здесь

$$\omega = \omega_{дх} - k'_3 (\omega_{дх} - \omega_{дн}),$$

где $\omega_{дв}$ и $\omega_{дх}$ – угловые скорости вала двигателя при эксплуатационной нагрузке ВОМ на передаче в и на холостом ходу, приведенная к валу включения Φ_3 .

Если по окончании первого этапа муфта Φ_b не будет выключена, то начинается второй этап переключения с избыточным перекрытием. Он начинается в момент времени t_0 , когда крутящий момент M_b обратится в нуль. В момент времени $t = t_0$ $M_b = 0$ даже при полностью включенной ФМ. Это связано с тем, что в момент времени $t = t_0$ момент M_3 становится достаточным для преодоления сопротивления ВОМ, а Φ_b не буксует.

При $t > t_0$ момент M_3 продолжает увеличиваться. В результате этого включаемая передача начинает подводить к ведомому валу большую мощность, чем требуется для обеспечения движения ВОМ со скоростью V_b , соответствующей передаче в, что должно было бы выровнять скорости V_b и V_3 . Однако если момент M_b выключаемой передачи ещё достаточно велик, то передача в препятствует разгону ВОМ, отводя избыточную мощность, подводимую передачей э, обратно с ведомого вала 2 на ведущий вал 1. Это приводит к циркуляции мощности в контуре узла, образованном валами 1 и 2 и передачами в и э.

В результате на этом этапе исключается возможность разгона агрегата при буксовании фрикциона с постоянной относительной угловой ско-

ростью (см. рис. 2). Возникающая циркуляция мощности не вызывает нарушения всего потока мощности, поступающей от двигателя к ВОМ, поскольку циркулирует только избыточная часть мощности, подводимая к ведомому валу передачей э. При полном выключении Φ_b этап избыточного перекрытия заканчивается.

Уравнения динамики для ведущих и ведомых частей включаемой Φ_3 для интервала времени $t_0 \dots t_n$ отличаются от уравнений (1) и (2) знаком при моменте M_b , определяющемся, как и на предыдущем этапе (см. рис. 2).

Преодоление внешней нагрузки, сопровождаемое циркуляцией мощности и буксованием Φ_3 , может приводить к перегрузке двигателя. Анализ зависимости ω_d от длительности циркуляции мощности (времени избыточного перекрытия) и других параметров показывает, что снижение ω_d при переключении передач с избыточным перекрытием увеличивается по мере возрастания коэффициента k_3 загрузки двигателя на передаче в, коэффициента β запаса Φ_3 и отношения $\frac{u_b}{u_3}$. При этом

чем выше коэффициент k , тем меньше снижения ω_d .

$$\omega_d = \omega_{дв} + 0,5 M_{дн} \beta (t_n - t_0)^2.$$

$$\frac{\left[k - \beta \left(1 - \frac{u_3}{u_b} \right) - k'_3 \right]}{t_m \left[I_d + I_{ВОМ} \left(\frac{u_3}{u_b} \right)^2 (\beta - k_3) \right]}.$$

Однако, как показывает практика, на этапе избыточного перекрытия ω_d изменяется незначительно [3]. Поэтому при схематизации закона изменения ω_d с целью упрощения математических зависимостей примем, что на этапе избыточного перекрытия (как и на этапе оптимального перекрытия) угловая скорость вала двигателя, а следовательно, и ведомых частей трансмиссии не изменяются.

В интервале времени $t_0 \dots t_{\pi}$ переключения передач (см. рис. 2) работа буксования Φ_3 при $\frac{d\omega_d}{dt} = 0$ определяется выражением

$$L_1 = 0,5M_{\text{дн}}\omega_{\text{дв}}k_3(t_{\pi} - t_0)^2 \cdot \left(\frac{1 - u_3 / u_B}{t_0} \right).$$

Рассмотрим этап разгона ведомых частей агрегата, начинаемый после выключения Φ_B . В начале этапа $\omega_{\text{дв}} = \omega_{\text{д}} \frac{u_3}{u_B}$, следовательно, ведомые диски Φ_3 вращаются с меньшей угловой скоростью, чем ведущие, Φ_M буксует и мощность от вала 1 к валу 2 передается через передачу ε (см. рис. 2). Вследствие этого под действием момента M_3 агрегат разгоняется и одновременно снижается $\omega_{\text{д}}$. Важно отметить, что только на данном этапе происходит изменение кинематического передаточного числа $u = \omega_{\text{д}} / \omega_2$ узла ВОМ от u_B до u_3 . После окончания буксования Φ_3 ВОМ разгоняется на передаче k до скорости установившегося движения. На этом процесс переключения передач заканчивается.

Этап разгона ведомых частей отличается от этапа разгона тракторного агрегата (ТА) с места только начальными условиями, и в его начале относительная угловая скорость $\omega_{\text{отн}}$ ведомых и ведущих дисков Φ_3 определяется отношением $\omega_{\text{отн}} = \omega_{\text{дв}} \cdot (1 - u_3 / u_3 - 1)$.

В интервале времени $t_{\pi} \dots t_M$ для случая разгона ТА по диаграмме с полкой (см. рис. 2) моменты M_3 и $M_{\text{д}}$ и угловые скорости $\omega_{\text{д}}$ и $\omega_{\text{ВОМ}}$ могут быть найдены по формулам:

$$\begin{aligned} M_3 &= M_{\text{дн}}(\beta - k_3)(t - t_0) / (t_M - t_0) + M_{\text{ВОМ}}; \\ M_{\text{д}} &= M_{\text{дн}}(k - k_3)(t - t_0) / (t_M - t_0) + M_{\text{ВОМ}}; \\ \omega_{\text{д}} &= \omega_{\text{дв}} - 0,5M_{\text{дн}}(\beta - k) \times \\ &\times (t - t_0)^2 / [I_B(t_M - t_0)]; \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \omega_{\text{ВОМ}} &= \omega_{\text{дв}} u_3 / u_B + 0,5M_{\text{дн}}(\beta - k_3) \times \\ &\times (t - t_0)^2 / [I_B(t_M - t_0)], \end{aligned} \quad (4)$$

с учетом которых работа буксования Φ_3 примет вид

$$\begin{aligned} L_2 &= M_{\text{дн}}\beta[0,5\omega_{\text{дв}}(1 - u_3) / u_B] \times \\ &\times (t_M^2 - t_{\pi}^2) - 24^{-1}M_{\text{дн}}(t_M - t_{\pi})^2 \times \\ &\times ((\beta - k) / I_{\text{д}} + (\beta - k_3) / I_{\text{ВОМ}}) \times \\ &\times ((3t_M + t_{\pi}) - (t_{\pi} - t_0) \cdot (3t_{\pi} + t_M) : \\ &: (t_M - t_0)) / t_M, \end{aligned}$$

Время буксования t_6 может быть найдено из выражений (3) и (4) при $t = t_6$ и $\omega_B = \omega_{\text{ВОМ}}$.

На заключительном этапе разгона ТА по диаграмме с полкой в интервале времени $t_M \dots t_6$ работу буксования можно рассчитать по формуле

$$\begin{aligned} L_3 &= 0,5M_{\text{дн}}\beta(t_6 - t_M) \times \\ &\times \left\{ \begin{aligned} &2\omega_{\text{дв}}(1 - u_3) / u_B - \\ &- M_{\text{дн}}(t_6 - t_{\pi}) \times (\beta - k) : \\ &: I_{\text{д}} + (\beta - k_3) / I_{\text{ВОМ}} \end{aligned} \right\}. \end{aligned}$$

Полная работа L буксования ФМ включаемой передачи ВОМ для диаграммы разгона с полкой определяется суммой $L = L_0 + L_1 + L_2 + L_3$,

Для расчета работы L буксования ФМ необходимо знать, к какому из случаев следует отнести разгон ТА. Для этого находят время t_M включения ФМ для частного случая разгона, при котором $t_M = t_6$:

$$\begin{aligned} t'_M &= 2\omega_{\text{дв}}(1 - u_3 / u_B) : \\ &: [M_{\text{дн}} \cdot ((\beta - k) / I_{\text{д}} + (\beta - k_3) / I_{\text{ВОМ}})] + t_{\pi}, \end{aligned}$$

если $t'_M > t_M$, то $t_{\text{д}} > t_M$, а если $t'_M \leq t_M$, то $t_{\text{д}} \leq t_M$ и работу L и время t_6 буксования ФМ включаемой передачи рассчитывают по соответствующим формулам.

Для определения времени t_p разгона ТА на включаемой передаче рассмотрим временной интервал $t_6 \dots t_p$, когда разгон обеспечивается запасом крутящего момента двигателя. Запишем уравнение моментов для двухмассовой

динамической модели применительно к элементарному узлу ВОМ (см. рис. 1) с условием, что Φ_3 в данном интервале времени уже не буксует.

$$M_d - M_{\text{ВОМ}} = (I_d + I_{\text{ВОМ}}) d\omega_d/dt. \quad (5)$$

При прочих равных условиях время разгона будет зависеть от вида диаграммы разгона. Поэтому рассмотрим оба случая ТА на заданной передаче.

Из уравнения (5) для случаев разгона по диаграмме с полкой и по треугольной диаграмме при $t = t_p$ и $\omega_d = \omega_{\text{рк}}$ соответственно получим

$$t_p = t_0 + 2(\omega_{\text{рк}} - \omega_d) \times \\ \times (I_d + I_{\text{ВОМ}}) / [M_{\text{дн}}(k - k_3)];$$

$$t_p = t_0 + 2(\omega_{\text{рк}} - \omega_d)(I_d + I_{\text{ВОМ}}) \times \\ \times (t_m / t'_m)^{0,5} / [M_{\text{дн}}(k - k_3)],$$

где $\omega_{\text{рк}}$ – угловая скорость вала двигателя при эксплуатационной нагрузке на передаче k , приведенная к валу Φ_1 ,

$$\omega_{\text{рк}} = \omega_{\text{дх}} - k_3(\omega_{\text{дх}} - \omega_{\text{дн}}).$$

Полученные выражения для расчета работы L , времени t_0 буксования ФМ и времени t_p разгона ТА при переключении передач в ВОМ с различной степенью перекрытия универсальны, т. к. позволяют выполнять расчеты при переключении передач как с различной степенью перекрытия, так и при трогании и разгоне с места. Для случая разгона с места на заданной передаче принимаем время перекрытия $t_{\text{п}} = 0$ и отношение $\frac{u_3}{u_b} = 0$. В результате расчет-

ные зависимости принимают вид, приведенный в работе для случая разгона ТА с места на заданной передаче.

Для проверки достоверности математической модели процесса буксования ФМ в ВОМ и методики расчета его работы буксования при переключении передач с различной степенью перекрытия расчетную работу буксования сопоставляли с экспериментальной.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Переключение передач в КП трактора без разрыва потока мощности / В. М. Шарипов [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. – 2012. – № 5. – С. 19–23.
2. Теория и проектирование фрикционных сцеплений колесных и гусеничных машин / В. М. Шарипов [и др.] ; под общ. ред. В. М. Шарипова. – М. : Машиностроение, 2010.
3. Львовский, К. Я. Исследование процессов переключения передач под нагрузкой в тракторных трансмиссиях : дис. ... канд. техн. наук / К. Я. Львовский. – М., 1970.

Статья сдана в редакцию 24 июня 2013 года

Александр Иванович Бобровник, д-р техн. наук, Белорусский аграрный технический университет.
Сергей Анатольевич Рынкевич, д-р техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
Мухаммед Аль-Кинани, аспирант, Белорусский аграрный технический университет.

Aleksandr Ivanovich Bobrovnik, DSc (Engineering), Belarusian State Agrarian Technical University.
Sergey Anatolyevich Rynkevich, DSc (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
Mohammed Al-Kinani, PhD student, Belarusian State Agrarian Technical University.