

К ТЕОРИИ РАЗГОНА ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА

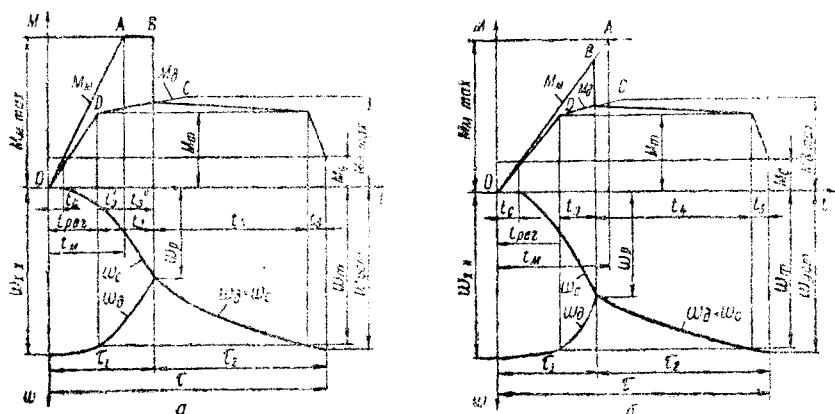
Процесс разгона тракторного агрегата и оценочные измерители

Процесс разгона неподвижного тракторного агрегата может быть разделен на два периода. В течение первого периода разгона коленчатый вал двигателя и первичный вал трансмиссии вращаются с разными угловыми скоростями. Кинематическая независимость валов достигается наличием между ними фрикционной муфты сцепления, которая во время первого периода разгона буксует. С момента выравнивания угловых скоростей валов начинается второй период, который характеризуется тем, что оба эти вала вращаются как одно кинематическое целое.

Моментом, вращающим первичный вал трансмиссии, является крутящий момент, передаваемый ему муфтой сцепления. Поэтому во время первого периода разгона ускорение вала зависит от интенсивности нарастания момента трения муфты. В свою очередь интенсивность нарастания момента оказывает влияние на изменение угловой скорости коленчатого вала двигателя, так как момент трения муфты является для двигателя моментом сопротивления.

У тракторных двигателей, снабженных регуляторами чисел оборотов, подача топлива в цилиндры, а следовательно, и протекание кривой крутящих моментов двигателя при разгоне определяются динамическими свойствами регулятора и не зависят от водителя. В связи с работой регулятора разгон тракторного агрегата возможен лишь при использовании кинетической энергии движущихся масс двигателя, так как регулятор меняет подачу топлива в цилиндры только при снижении угловой скорости коленчатого вала. На безрегуляторной ветви характеристики подача топлива обуславливается только действием корректора. В конце первого периода разгона происходит резкое — теоретически мгновенное — снижение крутящего момента, подводимого к первичному валу трансмиссии, так как с прекращением буксования начинается ускоренное вращение коленчатого вала, в результате чего момент кривой

тельных сил инерции движущихся масс двигателя меняет свой знак.



На рис. 1 приведены теоретические диаграммы разгона тракторного агрегата. На диаграммах *а* и *б* первый период разгона заканчивается после полного включения муфты сцепления, а на диаграмме *б* — до окончания включения. Исходные данные взяты в схематизированном виде. Закон изменения момента трения $M_{тр}$ муфты сцепления при включении принят прямолинейным, а момент трения полностью включенной муфты — величиной постоянной, равной $M_{тр. max}$. Закон изменения крутящего момента M_d двигателя также представлен прямыми линиями: OD на регуляторной ветви характеристики и DC на передгрузочной, при этом влияние неустановившегося режима работы двигателя на величину крутящего момента не учитывалось. Далее, пренебрегая нечувствительностью регулятора, допущено, что крутящий момент двигателя начинает расти одновременно с началом включения муфты. Момент сопротивления M_c на первичном валу трансмиссии принят постоянным.

На диаграммах может быть выделено пять отдельных участ-

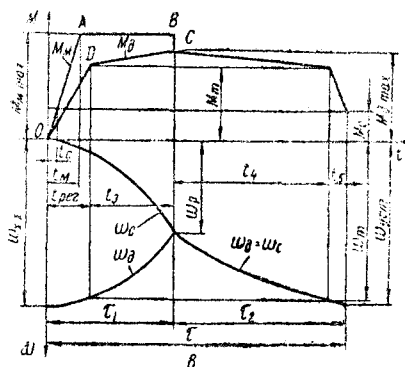


Рис. 1. Диаграмма разгона тракторного агрегата:

а — первый период разгона заканчивается после полного включения муфты сцепления; *б* — первый период разгона заканчивается до завершения включения муфты сцепления; *в* — включение муфты заканчивается до момента перехода двигателя с регуляторной ветви характеристики на передгрузочную.

ков. На первом участке длительностью t_c происходит буксование муфты сцепления при неподвижном первичном вале трансмиссии ($\omega_c = 0$). В конце второго участка крутящий момент двигателя возрастает до своего расчетного значения M_m . На диаграмме *b* этот участок состоит из двух частей: первая доходит до точки, в которой заканчивается процесс включения муфты сцепления, вторая — охватывает время работы двигателя на регуляторе при полностью включенной муфте. Третий участок заканчивается выравниванием угловых скоростей ω_d и ω_c . На диаграмме *a* он может быть разделен на две части с отрезками времени t'_2 и t'_3 . Первая часть охватывает время разгона при переменном значении момента трения муфты сцепления, вторая — при полностью включенной муфте. Четвертый и пятый участки диаграмм приходятся на второй период разгона. Четвертый участок с временем t_4 соответствует работе двигателя на перегрузочной ветви характеристики, а пятый с временем t_5 — работе на регуляторной ветви.

На протекание процесса разгона тракторного агрегата влияют разнообразны́е факторы, причем действие, оказываемое ими на различные стороны процесса, может быть в ряде случаев противоположным. Поэтому полный анализ процесса разгона может быть сделан на основе учета ряда показателей. В качестве оценочных показателей могут быть предложены следующие измерители.

Коэффициент снижения числа оборотов двигателя при разгоне

$$k_p = \frac{\omega_{x,x}}{\omega_p} = \frac{\omega_m}{\omega_p} \cdot \frac{2 + \delta_{\text{per}}}{2 - \delta_{\text{per}}} = \frac{n_m}{n_p} \cdot \frac{2 + \delta_{\text{per}}}{2 - \delta_{\text{per}}}, \quad (1)$$

где

ω_p и n_p — соответственно угловая скорость и число оборотов коленчатого вала двигателя в конце первого периода разгона;

ω_m и n_m — расчетные значения угловой скорости и числа оборотов коленчатого вала;

δ_{per} — степень неравномерности регулятора.

Чтобы двигатель при разгоне не заглох, снижение угловой скорости коленчатого вала при разгоне не должно выходить за пределы, соответствующие числу оборотов n_0 двигателя при максимальном крутящем моменте. Таким образом, возможность разгона тракторного агрегата определяется условием:

$$k_p \leq k_0 \frac{2 + \delta_{\text{per}}}{2 - \delta_{\text{per}}}, \quad (2)$$

где

$k_0 = \frac{n_m}{n_0}$ — коэффициент приспособляемости двигателя по оборотам там при замедленном вращении коленчатого вала.

Ускорение тракторного агрегата в течение первого и второго периодов разгона:

$$j_1 = \frac{dv}{dt} = \frac{d\omega_c}{dt} \cdot \frac{r_k}{i_{\text{тр}}\eta_{\text{тр}}} = \frac{M_M - M_c}{I_c} \cdot \frac{r_k}{i_{\text{тр}}\eta_{\text{тр}}}; \quad (3a)$$

$$j_2 = \frac{dv}{dt} = \frac{d\omega}{dt} \cdot \frac{r_k}{i_{\text{тр}}\eta_{\text{тр}}} = \frac{M_\theta - M_c}{I_m + I_c} \cdot \frac{r_k}{i_{\text{тр}}\eta_{\text{тр}}}. \quad (36)$$

Здесь I_m — приведенный момент инерции движущихся деталей двигателя;

I_c — то же поступательно и вращательно движущихся масс трактора и агрегата;

ω — общая угловая скорость вращения валов;

r_k — радиус ведущего колеса трактора;

$i_{\text{тр}}$ и $\eta_{\text{тр}}$ — соответственно передаточное число и к.п.д. трансмиссии.

Ускорение характеризует способность трактора к быстрому разгону. Чем большие значения ускорений разгоняемого агрегата, тем выше средняя скорость его движения и, следовательно, его производительность.

Тракторный двигатель работает на наиболее экономичном режиме, когда нагрузка его близка к максимально возможной. Такой режим работы трактора на повышенных скоростях можно обеспечить, если с изменением условий движения производить переключения с одной передачи на другую, т. е. при маневрировании передачами трактора. Однако при частых переключениях передач, производимых как при полной остановке, так и на ходу трактора, средняя скорость движения будет находиться в прямой зависимости от величины ускорения разгоняемого агрегата.

Ускорение в первый период разгона неподвижного тракторного агрегата является величиной мало определенной. Величина ускорения в этот период так же, как и возможность разгона тракторного агрегата, в значительной степени зависит от потерь на трение в муфте сцепления.

Ускорение трактора не вполне наглядно характеризует его динамические качества как при трогании с места, так и при маневрировании передачами. Более показательным является время, в течение которого агрегат разгоняется до заданной скорости движения. Поэтому наряду с коэффициентом снижения числа оборотов двигателя при разгоне оценочными показателями могут служить также следующие измерители.

$$\text{Время разгона тракторного агрегата } \tau = \tau_1 + \tau_2. \quad (4)$$

Этот измеритель характеризует общую продолжительность разгона и распределение затрат времени по отдельным периодам. Если продолжительность разгона велика, это отрицательно сказывается на возможности маневрирования передачами при выполнении сельскохозяйственных работ. Чем больше время, затрачиваемое на переключение передач, тем менее эффективным будет маневрирова-

ние передачами, а при определенных условиях может оказаться совсем неэффективным. С повышением рабочих скоростей тракторного агрегата замедленный разгон при трогании с места и маневрировании передачами недопустим, поскольку снижает среднюю скорость движения агрегата и его производительность.

Коэффициент работы трения муфты сцепления

$$A = \frac{L}{M_{\text{ш}}}, \quad (5)$$

где

L — работа трения муфты за первый период разгона.

Этот измеритель характеризует, какое влияние оказывают потери энергии при буксовании муфты на возможность разгона и ускорение тракторного агрегата, т. е. в конечном счете на величину средней скорости движения агрегата. Он позволяет также судить о величине потери энергии на трение в муфте сцепления при анализе составляющих энергетического баланса разгоняемого агрегата.

Кроме того, поскольку размеры муфты сцепления берутся в соответствии с величиной $M_{\text{ш}}$ развиваемого двигателем расчетного крутящего момента, данный измеритель характеризует в известной степени влияние режима работы муфты при разгоне на ее нагрев и износ. Наряду с этим длительность буксования и потери на трение в муфте сцепления позволяют судить об изменении динамических нагрузок в трансмиссии в зависимости от режима работы муфты при трогании трактора с места и при переключении передач.

Коэффициент динамической нагрузки как отношение максимального динамического крутящего момента, нагружающего трансмиссию трактора при трогании его с места и при переключении передач, к статическому крутящему моменту

$$k_{\text{дин}} = \frac{M_{\text{дин. макс}}}{M_{\text{ст}}}, \quad (6)$$

где

$M_{\text{дин. макс}}$ — максимальный динамический крутящий момент;

$M_{\text{ст}}$ — статический крутящий момент.

Этот измеритель характеризует в известной степени режим работы трансмиссии при разгоне трактора.

Расчетные схемы и уравнения. При исследовании процессов разгона тракторный агрегат может быть представлен динамической моделью, у которой вращающиеся и поступательно движущиеся массы заменены эквивалентными в динамическом отношении маховиками. Для соблюдения указанной эквивалентности моменты инерции маховиков должны быть подобраны таким образом, чтобы кинетическая энергия каждого маховика была равна суммарной кинетической энергии заменяемых им масс агрегата.

В состав четырехмассовой динамической модели (рис. 2а) входит маховик с моментом инерции I_m , равным моментам инерции

всех движущихся деталей двигателя, приведенным к коленчатому валу, и три маховика с моментами инерции I_{c_1}'' , I_{c_2}'' и I_{c_3}'' , равным приведенным к первичному валу трансмиссии моментам инерции следующих масс агрегата:

I_c'' — вращающихся деталей трансмиссии и ведущих колес трактора;

I_{c_1}'' — поступательно движущихся масс трактора и его вращающихся деталей, кинематически не связанных с трансмиссией;

I_{c_2}'' — поступательно и вращательно движущихся масс прицепа.

Муфта 1 представляет муфту сцепления трактора, а скольжение фрикционной муфты 2 имитирует буксование ведущих колес. Приведенная суммарная жесткость упругой системы «трансмиссия — ведущие колеса» представлена в виде упругого звена 1 эквивалентной жесткости, а упругие качества тягово-сцепного устройства трактора представлены упругим звеном s . Без учета влияния упругости системы «трансмиссия — ведущие колеса» и сцепки динамическая модель превращается в трехмассовую (рис. 2б), в которой $I_c'' = I_{c_1}'' + I_{c_2}''$, а без учета буксования ведущих колес — в двухмассовую (рис. 2в), в которой $I_c'' = I_c' + I_c''$. Эти схемы характерны при разгоне трактора с жесткой сцепкой на высших передачах. Дальнейшие исследования динамики разгона ведутся на базе его упрощенной двухмассовой динамической модели.

Уравнения динамики коленчатого вала двигателя и первичного вала трансмиссии для первого периода разгона имеют соответственно следующий вид:

$$M_M = M_D - I_M \left(-\frac{d\omega_D}{dt} \right) = M_D + I_M \frac{d\omega_D}{dt}; \quad (7a)$$

$$M_M = M_c + I_c \frac{d\omega_c}{dt}. \quad (7б)$$

Знак минус в уравнении (7а) показывает, что во время первого периода разгона коленчатый вал вращается замедленно.

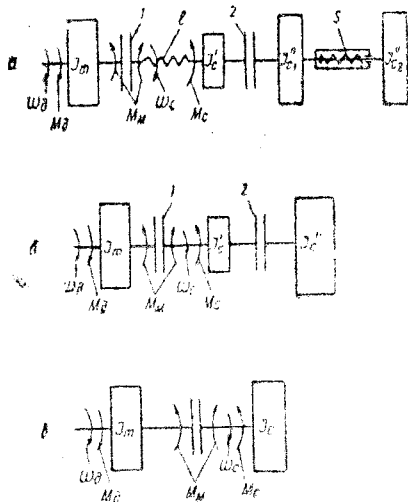


Рис. 2. Схемы динамических моделей тракторного агрегата:

а — четырехмассовая; б — трехмассовая;
в — двухмассовая

Из этих уравнений определим значения угловых скоростей колчатого вала двигателя и первичного вала трансмиссии в момент окончания буксования муфты сцепления:

$$\omega_{дв} = \omega_{х.х} - \int_0^{\tau_1} (M_m - M_d) \frac{dt}{I_m}$$

и

$$\omega_{св} = \int_{t_c}^{\tau_1} (M_m - M_c) \frac{dt}{I_c}$$

В соответствии с принятыми допущениями (рис. 1а) момент трения муфты сцепления при ее включении выразится уравнением $M_m = \frac{M_{m,max} t}{t_m} = \frac{\beta M_m t}{t_m}$, а при полном включении — $M_{m,max} = \beta M_m$, а крутящий момент двигателя на регуляторной и перегрузочной ветвях характеристики — соответственно уравнениями

$$M_d = M_m \frac{t}{t_{per}} \quad \text{и} \quad M_d = M_m \left[1 + (k_m - 1) \frac{t - t_{per}}{\tau_1 - t_{per}} \right].$$

Здесь β — коэффициент запаса муфты сцепления;

k_m — коэффициент приспособляемости двигателя по моменту;

t_m — время, затраченное на полное включение муфты;

t_{per} — общее время работы на регуляторе.

Представив интегралы в виде их суммы, характеризующей изменения угловых скоростей валов на отдельных участках диаграммы разгона, и заменив моменты M_m и M_d их значениями на соответствующих участках, а также, учитывая, что время начала вращения первичного вала трансмиссии равняется

$$t_c = t_m \frac{M_c}{M_m} = t_m \frac{\gamma_{дв}}{\beta},$$

где $\gamma_{дв} = \frac{M_c}{M_m}$ — коэффициент загрузки двигателя, после соответствующих преобразований имеем:

$$\omega_{дв} = \omega_{х.х} - \frac{M_m}{2I_m} \left[(2\beta - k_m - 1)\tau_1 - \beta t_m + k_m t_{per} \right]; \quad (8)$$

$$\omega_{св} = \frac{M_m}{2I_c} \left[2(\beta - \gamma_{дв})\tau_1 - (\beta^2 - \gamma_{дв}^2) \frac{t_m}{\beta} \right]. \quad (9)$$

В конце первого периода разгона $\omega_{дв} = \omega_{св}$. Приравнявая выражения (8) и (9), определяем длительность первого периода разгона:

$$\tau_1 = \frac{2 \frac{I_m}{M_m} \omega_{x,x} + \beta t_m - k_m t_{\text{пер}} + (\beta^2 - \gamma_{\text{дв}}^2) \frac{1}{\beta} t_m}{2\nu(\beta - \gamma_{\text{дв}}) + (2\beta - k_m - 1)}, \quad (10)$$

где

$\nu = \frac{I_m}{I_c}$ — отношение приведенных моментов инерции масс тракторного агрегата.

Подставив значение τ_1 в одно из уравнений (8) или (9), найдем угловую скорость ω_p в конце первого периода разгона, а следовательно, и коэффициент снижения числа оборотов

$$k_p = \frac{1 + \frac{2\beta - (k_m + 1)}{2\nu(\beta - \gamma_{\text{дв}})}}{1 + \frac{M_m}{2I_m \omega_{x,x}} \left\{ \left[\beta - \frac{(\beta + \gamma_{\text{дв}})(2\beta - k_m - 1)}{2\beta} \right] t_m - k_m t_{\text{пер}} \right\}}. \quad (11)$$

Входящее в уравнения (10) и (11) значение времени $t_{\text{пер}}$ работы двигателя на регуляторе может быть определено из условия, что в момент перехода с регуляторной ветви характеристики на перегрузочную угловая скорость коленчатого вала равна ω_m . Подставляя

в уравнение $\omega_m = \omega_{x,x} - \int_0^{t_{\text{пер}}} (M_m - M_d) \frac{dt}{I_m}$ значения моментов M_m и M_d , после интегрирования и преобразования получим

$$t_{\text{пер}} = \frac{t_m}{2\beta} \left[1 + \sqrt{1 + \frac{16\beta}{t_m} \cdot \frac{I_m \omega_m}{M_m} \cdot \frac{\delta_{\text{пер}}}{2 - \delta_{\text{пер}}}} \right]. \quad (12)$$

Найденные выражения оценочных параметров процесса разгона можно несколько упростить, если пренебречь снижением угловой скорости коленчатого вала в интервале времени $0 \div t_{\text{пер}}$ и запасом крутящего момента двигателя при работе на перегрузочной ветви характеристики, т. е. принять, что $\omega_{\lambda(0 \div t_{\text{пер}})} = \omega_{x,x}$ и $k_m = 1$. Такое допущение в конечном итоге не оказывает существенного влияния на получаемые результаты, так как уменьшение крутящего момента на перегрузочной ветви характеристики в определенной степени компенсируется повышением его до величины $M_d = M_m$ при работе двигателя на регуляторе. С учетом принятых допущений имеем:

$$\tau_1 = \frac{\frac{I_m}{M_m} \omega_{x,x} + \frac{t_m}{2\beta} \left[(\beta^2 - 1) + \nu(\beta^2 - \gamma_{\text{дв}}^2) \right]}{(\beta - 1) + \nu(\beta - \gamma_{\text{дв}})}; \quad (10a)$$

$$k_p = \frac{1 + \frac{(\beta - 1)}{\nu(\beta - \gamma_{\text{дв}})}}{1 + \frac{M_m}{2I_m \omega_{x,x}} \cdot \frac{t_m}{\beta} (\beta - 1)(1 - \gamma_{\text{дв}})}; \quad (11a)$$

$$t_{\text{пер}} = \frac{t_M}{\beta} \quad (12a)$$

Коэффициент работы трения муфты сцепления за первый период разгона выражается уравнением

$$A = \frac{L}{M_m} = \frac{1}{M_m} \int_0^{\tau_1} M_M (\omega_d - \omega_c) dt = \frac{\beta}{t_M} \int_0^{t_c} \omega_d t dt + \frac{\beta}{t_M} \int_{t_c}^{t_{\text{пер}}} (\omega_d - \omega_c) t dt + \frac{\beta}{t_M} \int_{t_{\text{пер}}}^{t_M} (\omega_d - \omega_c) t dt + \beta \int_{t_M}^{\tau_1} (\omega_d - \omega_c) dt \quad (13)$$

Определив значения угловых скоростей ω_d и ω_c с учетом принятых выше допущений, что $\omega_d(0=t_{\text{пер}}) = \omega_{x,x}$ и $k_M = 1$, и подставив их в соответствующие интегралы, найдем уравнение для определения коэффициента A работы трения муфты сцепления:

$$A = 0,5\beta(2\tau_1 - t_M)\omega_{x,x} - \frac{M_M}{2J_M} \left\{ t_M^2 \left[\frac{\beta^2}{4} - \frac{2\beta}{3} - \frac{1}{2} - \frac{1}{12\beta^2} \right] + \left[\frac{\beta^2}{4} - \frac{2\beta\tau_{дв}}{3} + \frac{\tau_{дв}^2}{2} - \frac{\tau_{дв}}{12\beta^2} \right] + (\tau_1 - t_M) \left[(\beta - 1)(\beta\tau_1 - t_M) + (\beta - \tau_{дв})(\beta\tau_1 - \tau_{дв}t_M) \right] \right\} \quad (14)$$

Время τ_1 определяется по приближенной формуле (10a).

Продолжительность второго периода разгона можно определить из уравнения динамики

$$M_d = M_c + (I_m + I_c) \frac{d\omega}{dt} \quad (15)$$

откуда

$$\tau_2 = t_a + t_b = \int_0^{\tau_2} dt = \int_{\omega_0}^{\omega_m} \frac{I_m + I_c}{M_d - M_c} d\omega + \int_{\omega_m}^{\omega_{уст}} \frac{I_m + I_c}{M_d - M_c} d\omega \quad (16)$$

Здесь ω — общая угловая скорость вращения валов;

$\omega_{уст}$ — установившаяся угловая скорость коленчатого вала (и всей системы) в конце разгона.

В соответствии с рис. 3 принимаем, что крутящий момент двигателя на перегрузочной и регуляторной ветвях характеристики выразится соответственно уравнениями:

$$M_d = M_m \left[1 + (k_M - 1) \frac{\omega_m - \omega}{\omega_m - \omega_0} \right]$$

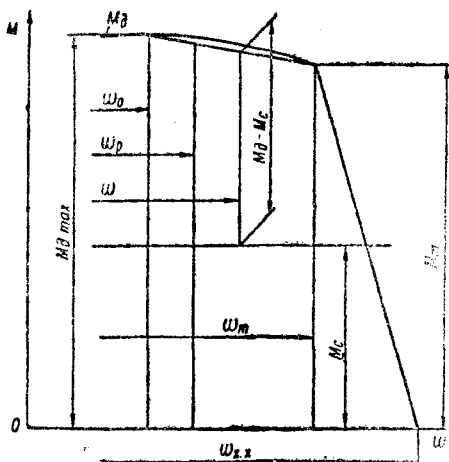


Рис. 3. Схема к определению продолжительности второго периода разгона тракторного агрегата

в уравнении (16) условным значением $\omega_{усл} = \chi \omega_m$, получаем, что при $\gamma_{дв} = 1$

$$\tau_2 = t_4 = \frac{I_m \omega_m}{M_m} \left(1 + \frac{1}{\nu} \right) \left(1 - \frac{1}{k_0} \right) \frac{1}{k_m - 1} \ln \frac{\omega_m - \omega_p}{(1 - \chi) \omega_m}. \quad (17)$$

При $\gamma_{дв} < 1$ время t_4 является конечной величиной, а время $t_5 = \infty$. Аналогично предыдущему заменяем верхний предел второго интеграла условной величиной $\omega_{усл} = \chi \omega_{уст}$, после интегрирования получаем

$$\tau_2 = \frac{I_m \omega_m}{M_m} \left(1 + \frac{1}{\nu} \right) \left(1 - \frac{1}{k_0} \right) \frac{1}{k_m - 1} \ln \left[1 + \frac{(k_m - 1)(\omega_m - \omega_p)}{(1 - \gamma_{дв})(\omega_m - \omega_0)} \right] + \frac{I_m \omega_m}{M_m} \left(1 + \frac{1}{\nu} \right) \left(\frac{\omega_{x,x}}{\omega_m} - 1 \right) \ln \frac{(\omega_{x,x} - \omega_m)(1 - \gamma_{дв})}{(\omega_{x,x} - \chi \omega_{уст}) - \gamma_{дв}(\omega_{x,x} - \omega_m)}. \quad (18)$$

Установившееся значение угловой скорости может быть найдено из схемы (рис. 3): $\omega_{уст} = \omega_{x,x} - \gamma_{дв}(\omega_{x,x} - \omega_m)$.

Общая продолжительность τ разгона трактора определяется как сумма $\tau_1 + \tau_2$.

Входящее в уравнения оценочных измерителей процесса разгона отношение $\frac{I_m \omega_m}{M_m}$ можно преобразовать, зная величину запаса

кинетической энергии $W = \frac{1}{2} I_m (\omega_{x,x}^2 - \omega_0^2)$ и мощность двигателя

N_m . Назовем величину $\frac{W}{N_m}$, характеризующую отношение запаса

$$M_d = M_m \frac{\omega_{x,x} - \omega}{\omega_{x,x} - \omega_m}.$$

Разность моментов $M_d - M_c$ в уравнении (16) уменьшается по мере того, как возрастает скорость движения трактора. Так как в пределе разность моментов $M_d - M_c$ стремится к нулю, продолжительность разгона теоретически затягивается до бесконечности. Принимаем, что разгон осуществляется до условной скорости $\omega_{усл} = \chi \omega_{уст}$, где $\chi = 0,95 \div 0,98$.

При коэффициенте загрузки двигателя $\gamma_{дв} = 1$ время

разгона двигателя $\tau_{дв} = 1$

кинетической энергии двигателя и его номинальной мощности, потенциалом кинетической энергии и обозначим его через W_n . Выражая мощность N_m двигателя через крутящий момент M_m и угловую скорость ω_m коленчатого вала, находим, что

$$W_n = \frac{W}{N_m} = 37,5 \frac{I_m \omega_m}{M_m} \left[\left(\frac{2 + \delta_{\text{пер}}}{2 - \delta_{\text{пер}}} \right)^2 - \frac{1}{k_0^2} \right].$$

Отсюда можно определить значения $\frac{I_m \omega_m}{M_m}$ или $\frac{M_m}{I_m \omega_m}$ и подставить их в соответствующие уравнения оценочных измерителей.

Уравнения оценочных измерителей выведены для случая, когда буксование муфты сцепления прекращается после полного ее включения (рис. 1а). Условие, когда $\tau_1 < t_m$ (рис. 1б), удовлетворяет неравенство $\omega_{\text{дв}}(\text{при } \tau_1 = t_m) < \omega_{\text{св}}(\text{при } \tau_1 = t_m)$ или, если заменить угловые скорости $\omega_{\text{дв}}$ и $\omega_{\text{св}}$ их значениями из уравнений (8) и (9) при $\tau_1 = t_m$, неравенство примет вид

$$\nu > \frac{2I_m \omega_{\text{х.х}} - t_m(\beta - k_m - 1) - k_m t_{\text{пер}}}{\frac{t_m}{\beta}(\beta - \tau_{\text{дв}})^2} \quad (19)$$

При легких условиях разгона, когда скорости, до которых нужно разогнать агрегат, относительно невелики или когда увеличивается продолжительность включения муфты сцепления, буксование муфты может прекратиться до полного ее включения.

Условие, при котором $t_{\text{пер}} > t_m$, будет иметь место, если $\omega_d(\text{при } t_m = t_{\text{пер}}) > \omega_m$. Определив угловую скорость ω_d при $t_m = t_{\text{пер}}$, получаем следующее неравенство:

$$\beta < 2 \frac{I_m \omega_m}{M_m t_m} \left(\frac{2 + \delta_{\text{пер}}}{2 - \delta_{\text{пер}}} - 1 \right). \quad (20)$$

Из неравенства следует, что на условие, при котором $t_{\text{пер}} > t_m$, оказывают влияние только параметры двигателя, коэффициент запаса муфты сцепления и продолжительность ее включения.

В обоих рассмотренных случаях выведенные ранее уравнения оценочных измерителей k_p , A и τ_1 неприменимы. Однако при работе трактора на повышенных скоростях при нормальных условиях эксплуатации эти случаи, как правило, мало вероятны.

Анализ процесса разгона тракторного агрегата. При исследовании влияния отдельных факторов на динамику разгона тракторного агрегата рассмотрим наиболее характерный случай, когда буксование муфты сцепления прекращается после полного ее включения.

Возможность разгона тракторного агрегата определяется усло-

вием $k_p \leq k_0 \frac{2 + \delta_{\text{рег}}}{2 - \delta_{\text{рег}}}$. Положив в уравнении (11) $k_p = k_0 \frac{2 + \delta_{\text{рег}}}{2 - \delta_{\text{рег}}}$, можно найти максимальное значение приведенного момента инерции агрегата $I_{c,\text{max}}$.

На рис. 4 приведен график, который назовем **характеристикой разгона** тракторного агрегата. Характеристика разгона построена

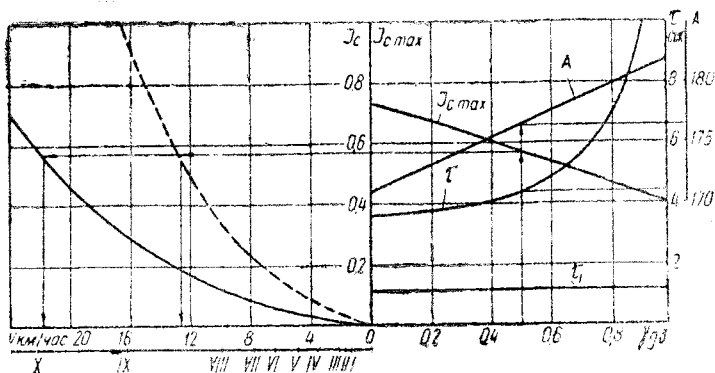


Рис. 4. Характеристика разгона тракторного агрегата

на применительно к трактору типа МТЗ-5М для значения времени включения муфты сцепления $t_m = 0,5$ сек. На правой половине графика нанесены кривые $I_{c,\text{max}}$, A и τ_{dv} в функции от коэффициента загрузки двигателя, на левой половине построены кривые изменения приведенного момента инерции I_c тракторного агрегата в функции от скорости трактора v . Здесь же на оси абсцисс отмечены номера передач, которым соответствуют расчетные значения скорости трактора.

Характеристика разгона позволяет определить скорость, до которой можно разогнать агрегат без переключения передач, и соответствующие этой скорости значения коэффициента работы трения муфты сцепления и времени разгона агрегата. Способ пользования характеристикой показан на рисунке стрелками. Характеристика разгона позволяет также определить значение коэффициента τ_{dv} загрузки двигателя, который должен устанавливаться при комплектовании агрегата с тем, чтобы трактор мог трогаться с места на заданной передаче, и определить, чему при этом будут равны время разгона и коэффициент работы трения муфты сцепления.

Скорость тракторного агрегата, до которой может быть осуществлен разгон без переключения передач, будет тем выше, чем больше запас кинетической энергии двигателя и его мощность, чем меньше суммарный вес агрегата и чем меньше приведенный момент сопротивления движению.

Из графика видно, что при обычно встречающихся значениях времени включения муфты сцепления $t = 1 \div 2$ сек

осуществить разгон трактора на высших передачах можно лишь при небольших значениях коэффициентов $\gamma_{дв} = \frac{M_c}{M_m}$ и $\Gamma = \frac{G_{арр}}{G}$.

Из произведенных расчетов и анализа уравнений оценочных показателей процесса разгона можно установить следующее. С изменением отношения $\frac{I_m \omega_m}{M_m}$ величина $v_{min} = \frac{I_m}{I_{с. max}}$ изменяется в незначительных пределах, особенно при $\gamma_{дв} = 1$. Полное время разгона тракторного агрегата τ и коэффициент работы трения муфты сцепления A могут при этом существенно изменяться.

Увеличение момента инерции движущихся масс двигателя благоприятно влияет только на возможность разгона, остальные показатели процесса разгона по мере увеличения I_m значительно ухудшаются.

Потери энергии на трение в муфте сцепления при любых значениях коэффициента $\gamma_{дв}$ загрузки двигателя с увеличением I_m интенсивно возрастают. Продолжительность разгона тракторного агрегата при увеличении I_m возрастает, при этом τ растет более интенсивно при значениях $\gamma_{дв}$, близких к единице. Это можно объяснить тем, что с увеличением коэффициента $\gamma_{дв}$ загрузки двигателя уменьшается избыточный момент, который можно затратить на сообщение ускорения разгоняемому агрегату. Кроме того, величина кинетической энергии, которая была использована для разгона во время буксования муфты сцепления и которую нужно возратить движущимся массам двигателя во второй период разгона, возрастает по мере увеличения I_m .

При коэффициенте загрузки двигателя $\gamma_{дв} = 1$ с увеличением продолжительности включения муфты сцепления возможность разгона практически не изменяется, а показатели τ и A возрастают. При малых значениях коэффициента загрузки двигателя с увеличением t_m несколько улучшается возможность разгона, но при этом растут также потери на трение в муфте сцепления и продолжительность разгона.

Регулятор топливного насоса увеличивает подачу топлива в цилиндры двигателя только при снижении угловой скорости вращения коленчатого вала. Поэтому при разгоне кривая крутящего момента двигателя при наличии регулятора проходит ниже кривой момента трения муфты сцепления, т. е. всегда разность моментов $M_m - M_d > 0$, и разгон тракторного агрегата осуществляется с использованием кинетической энергии движущихся масс двигателя.

В первый период разгона можно увеличить количество энергии, получаемой в единицу времени от топлива, сжигаемого в цилиндрах двигателя. Это возможно, если количество подаваемого топлива определяется не динамическими качествами регулятора, а зависит от интенсивности принудительной подачи.

Более интенсивной подачей топлива можно добиться такого изменения закономерности кривой крутящего момента в первый период разгона, что разность моментов $M_m - M_d$ в каком-то интервале

времени будет величиной отрицательной или равной нулю. Разгон на этом участке будет осуществляться без использования кинетической энергии движущихся масс двигателя; буксование муфты сцепления прекратится при более высоком числе оборотов коленчатого вала.

Произведенные расчеты показывают, что, если в интервале времени $0 \div t_{\text{пер}}$ разгон тракторного агрегата осуществляется при $\omega_d = \omega_{x,x}$, приведенный момент инерции $I_{c,\text{max}}$ возрастает в среднем примерно на 10% при практически неизменных значениях продолжительности τ_1 первого периода разгона, а коэффициент работы трения муфты сцепления при этих условиях изменяется незначительно.

Если в интервале времени $0 \div t_{\text{пер}}$ топливо в цилиндры подавать так, чтобы крутящий момент двигателя M_d был больше момента трения муфты M_m ($M_m - M_d < 0$), коленчатый вал будет вращаться ускоренно и возможность разгона тракторного агрегата улучшится.

При работе двигателя на перегрузочной ветви характеристики количество топлива, подаваемого в цилиндры, определяется действием корректора. Если на этих участках разгона топливо подавать принудительно в несколько больших пределах, чем это делает корректор, разность моментов $M_m - M_d$ и, следовательно, замедление коленчатого вала в первый период разгона уменьшаются; разность моментов $M_d - M_c$, затрачиваемая на сообщение ускорения разгоняемому агрегату во второй период разгона, увеличивается. Расчеты, произведенные для случая, когда в интервале времени $0 \div t_{\text{пер}}$ $M_d = M_m$, а при работе двигателя на перегрузочной ветви характеристики во время первого и второго периодов разгона крутящий момент двигателя остается величиной постоянной, равной $M_{d,\text{max}} = 1,2 M_m = \text{const}$, показывают, что по сравнению с обычными условиями разгона трактора с использованием регулятора $I_{c,\text{max}}$ возрастает в среднем примерно на 25%, а полное время разгона уменьшается тем интенсивней, чем больше коэффициент загрузки двигателя.

Поступный разгон тракторного агрегата. При этом способе разгона трактор трогается с места на низшей передаче с последующим переключением на более высокую. Если во время переключения передач крутящий момент к ведущим колесам не подводится, скорость трактора снижается под действием внешних сил сопротивления, т. е. сообщенная тракторному агрегату кинетическая энергия теряется. Тракторы с обычной трансмиссией допускают переключенные передачи только при полной остановке трактора, следовательно, их разгон осуществляется непосредственно на рабочей передаче.

На тракторе МТЗ-50 между муфтой сцепления 1 и коробкой передач 10 имеется планетарный механизм, включаемый и выключаемый без остановки трактора (рис. 5а). При выключенной муфте 3 вращение от ведущей шестерни 6 планетарного механизма к ведомой шестерне 9 передается через сателлиты 7 и 8, водило 5 при этом удерживается от вращения муфтой свободного хода 4. В этом положении планетарный механизм представляет собой редуктор с не-

подвижными осями, состоящий из двух пар цилиндрических шестерен 6—7 и 8—9. По мере включения муфты 3 передаточное число планетарного механизма постепенно уменьшается и, когда водило

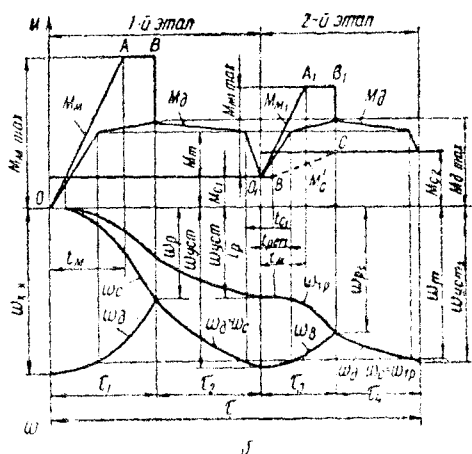
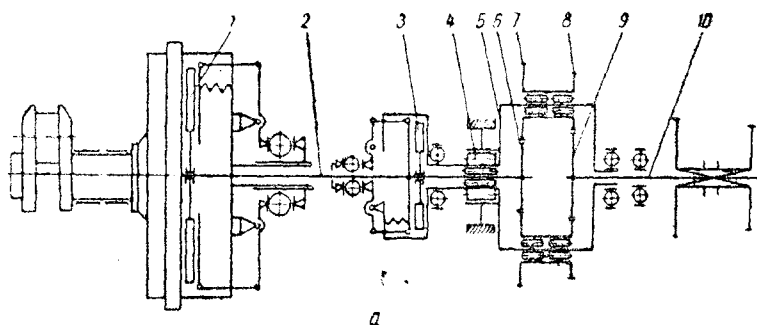


Рис. 5. а) схема планетарного механизма для переключения передач на ходу трактора «Беларусь» МТЗ-50;
б) диаграмма поэтапного разгона трактора без нарушения потока мощности при переключении передач

начинает вращаться заодно целое с валом 2, планетарный механизм превращается в простую соединительную муфту с передаточным числом, равным единице.

Планетарный механизм частично обеспечивает поэтапный разгон трактора без нарушения потока мощности на ведущих колесах. Приобретенная агрегатом за первый этап разгона кинетическая энергия во время переключения на высшую передачу не теряется. Планетарный механизм позволяет также маневрировать передачами.

На рис. 5б приведена диаграмма поэтапного разгона тракторно-

го агрегата без нарушения потока мощности на ведущих колесах. Второй этап разгона начинается с момента включения муфты планетарного механизма. Момент трения муфты при ее буксовании является ведущим для водила и разгоняемых масс агрегата и тормозным для двигателя.

В течение времени t_{c1} водило остается неподвижным, его вращение начинается, когда момент трения муфты достигает величины $M_{м1} = M_{c2} - M_{c1}$. В период буксования муфты двигатель нагружается моментом $M_{м1} + M_{c1}$, этот момент передается валом 2 (рис 5а). Момент сопротивления M'_c возрастает по мере уменьшения передаточного числа планетарного механизма от M_{c1} до M_{c2} (линия BC на рис 5б). Коэффициент загрузки двигателя на втором этапе разгона определяется моментом сопротивления M_{c2} . Второй период второго этапа разгона начинается после выравнивания угловых скоростей ω_d коленчатого вала двигателя и $\omega_{тр}$ первичного вала коробки передач.

Уравнения динамики для коленчатого вала двигателя и планетарного механизма для первого периода второго этапа разгона имеют соответственно следующий вид:

$$M_{м1} = (M_d - M_{c1}) + I_{м1} \frac{d\omega_d}{dt}; \quad (21a)$$

$$M_{м1} = (M_{c2} - M_{c1}) + I_{c1} \frac{d\omega_b}{dt}, \quad (21б)$$

где

$I_{м1}$ — приведенный к коленчатому валу момент инерции движущихся деталей двигателя на втором этапе разгона;

I_{c1} — приведенный к первичному валу трансмиссии момент инерции масс агрегата на втором этапе разгона; его величина определяется разностью скоростей конца и начала второго этапа разгона и моментом инерции вращающихся деталей планетарного механизма;

ω_b — угловая скорость вращения водила.

Принимая, что в начальный момент второго этапа разгона $\omega_d = \chi \omega_{уст}$, и учитывая, что водило начинает вращаться спустя время t_{c1} от начала второго этапа разгона и что для планетарного механизма (рис. 5а) при любых значениях угловых скоростей ω_d и ω_b

справедливо выражение $\omega_{тр} = \frac{\omega_d}{i_p} + \omega_b \left(1 - \frac{1}{i_p}\right)$, можно определить

значения угловых скоростей коленчатого вала двигателя и первичного вала коробки передач в момент прекращения буксования муфты планетарного механизма

$$\omega_{дв1} = \chi \omega_{уст} - \int_0^{t_{c1}} \left[M_{м1} - (M_d - M_{c1}) \right] \frac{dt}{I_{м1}}$$

и

$$\omega_{\text{трв1}} = \frac{1}{i_p} \omega_{\text{дв1}} + \left(1 - \frac{1}{i_p}\right) \int_{t_{\text{cl}}}^{\tau_3} \left[M_{\text{м1}} - (M_{\text{с2}} - M_{\text{с1}}) \right] \frac{dt}{I_{\text{с1}}}.$$

Аналогично первому этапу разгона принимаем, что момент трения муфты $M_{\text{м1}} = \frac{M_{\text{м1.макс}} t}{t_{\text{м1}}} = \frac{\beta_1 M_{\text{м}} t}{t_{\text{м1}}}$ и $M_{\text{м1.макс}} = \beta_1 M_{\text{м}}$, а крутящий момент двигателя на регуляторной и перегрузочной ветвях характеристики

$$M_{\text{д}} = M_{\text{м}} \left[\gamma_{\text{дв1}} + (1 - \gamma_{\text{дв1}}) \frac{t}{t_{\text{пер1}}} \right]$$

и

$$M_{\text{д}} = M_{\text{м}} \left[1 + (k_{\text{м}} - 1) \frac{t - t_{\text{пер1}}}{\tau_3 - t_{\text{пер1}}} \right].$$

Коэффициент запаса β_1 муфты планетарного механизма связан с коэффициентом запаса β главной муфты сцепления следующей зависимостью:

$$\beta_1 = \frac{M_{\text{м1.макс}}}{M_{\text{м}}} = \frac{\beta(M_{\text{м}} - M_{\text{с1.макс}})}{M_{\text{м}}} = \frac{\beta M_{\text{м}} (1 - \gamma_{\text{дв1.макс}})}{M_{\text{м}}} = \beta \left[1 - \frac{1}{i_p \gamma_p} \right]. \quad (22)$$

При такой зависимости коэффициентов β и β_1 обе муфты сцепления при перегрузках пробуксовывают одновременно.

Если представить выражения угловых скоростей $\omega_{\text{дв1}}$ и $\omega_{\text{трв1}}$ в виде суммы интегралов, заменить моменты $M_{\text{м1}}$ и $M_{\text{д}}$ их значениями на соответствующих участках и учесть, что $t_{\text{с1}} = t_{\text{м1}} \frac{M_{\text{с2}} - M_{\text{с1}}}{M_{\text{м1.макс}}} = t_{\text{м1}} \frac{\gamma_{\text{дв2}} - \gamma_{\text{дв1}}}{\beta_1}$, после преобразований получим:

$$\omega_{\text{св1}} = \chi \omega_{\text{уст}} - \frac{M_{\text{м}}}{2I_{\text{м1}}} \left\{ \left[2(\beta_1 + \gamma_{\text{дв1}}) - k_{\text{м}} - 1 \right] \tau_3 - \beta_1 t_{\text{м1}} + (k_{\text{м}} - \gamma_{\text{дв1}}) t_{\text{пер1}} \right\}; \quad (23)$$

$$\omega_{\text{трв1}} = \frac{1}{i_p} \omega_{\text{дв1}} + \left[1 - \frac{1}{i_p} \right] \frac{M_{\text{м}}}{2I_{\text{с1}}} \times \left\{ 2[\beta_1 - (\gamma_{\text{дв2}} - \gamma_{\text{дв1}})] \tau_3 - [\beta_1^2 - (\gamma_{\text{дв2}} - \gamma_{\text{дв1}})^2] \frac{t_{\text{м1}}}{\beta_1} \right\}. \quad (24)$$

В конце первого периода разгона $\omega_{\text{дв1}} = \omega_{\text{трв1}}$. Приравнявая выражения (23) и (24), определяем длительность первого периода второго этапа разгона

$$\tau_3 = \frac{2 \frac{I_{m1}}{M_m} \chi \omega_{уст} + \beta_1 t_{m1} - (k_m - \gamma_{д1}) t_{пер1} + \nu_1 [\beta_1^2 - (\gamma_{дв2} - \gamma_{дв1})^2] \frac{t_{m1}}{\beta_1}}{2\nu_1 [\beta_1 - (\gamma_{дв2} - \gamma_{дв1})] + 2(\beta_1 + \gamma_{дв1}) - k_m - 1}, \quad (25)$$

где

$\nu_1 = \frac{I_{m1}}{I_{с1}}$ — отношение приведенных моментов инерции масс агрегата на втором этапе разгона.

Подставляя полученное значение τ_3 в одно из уравнений (23) или (24), можно определить общую угловую скорость $\omega_{р1} = \omega_{дв1} = \omega_{рв1}$ коленчатого вала двигателя и первичного вала коробки передач в момент окончания первого периода разгона и, следовательно, коэффициент $k_{р1}$ снижения числа оборотов двигателя на втором этапе разгона

$$k_{р1} = \frac{\chi \omega_{уст}}{\omega_{р1}} = 1 + \frac{2(\beta_1 + \gamma_{дв1}) - k_m - 1}{2\nu_1 [\beta_1 - (\gamma_{дв2} - \gamma_{дв1})]} \cdot \frac{1 + \frac{M_m}{2I_m \chi \omega_{уст}} \left\{ \left[\beta_1 - \frac{[\beta_1 + (\gamma_{дв2} - \gamma_{дв1})][2(\beta_1 + \gamma_{дв1}) - k_m - 1]}{2\beta_1} \right] t_{m1} - (k_m - \gamma_{дв1}) t_{пер1} \right\}}{1 + \frac{M_m}{2I_m \chi \omega_{уст}} \left\{ \left[\beta_1 - \frac{[\beta_1 + (\gamma_{дв2} - \gamma_{дв1})][2(\beta_1 + \gamma_{дв1}) - k_m - 1]}{2\beta_1} \right] t_{m1} - (k_m - \gamma_{дв1}) t_{пер1} \right\}} \quad (26)$$

Возможность разгона тракторного агрегата на втором этапе определяется условием

$$k_{р1} \leq k_0 \chi \left[\left(1 - \gamma_{дв1} \right) \frac{2 + \delta_{пер}}{2 - \delta_{пер}} + \gamma_{дв1} \right].$$

Время работы двигателя на регуляторе равняется

$$t_{пер1} = \frac{(1 - \gamma_{дв1}) t_{m1}}{2\beta_1} \left[1 + \sqrt{1 + \frac{8\beta_1}{t_{m1}} \cdot \frac{I_{m1} (\chi \omega_{уст} - \omega_m)}{M_m (1 - \gamma_{дв1})}} \right]. \quad (27)$$

Упрощенные формулы величин τ_3 , $k_{р1}$ и $t_{пер1}$, полученные при $\omega_{д(0 \rightarrow t_{пер1})} = \chi \omega_{уст}$ и $k_m = 1$, имеют следующий вид:

$$\tau_3 = \frac{\frac{I_{m1}}{M_m} \chi \omega_{уст} + \frac{t_{m1}}{2\beta_1} \left\{ \left[\beta_1^2 - (1 - \gamma_{дв1})^2 \right] + \nu_1 \left[\beta_1^2 - (\gamma_{дв2} - \gamma_{дв1})^2 \right] \right\}}{[\beta_1 - (1 - \gamma_{дв1})] + \nu_1 [\beta_1 - (\gamma_{дв2} - \gamma_{дв1})]}; \quad (25a)$$

$$k_{р1} = \frac{1 + \frac{\beta_1 - (1 - \gamma_{дв1})}{\nu_1 [\beta_1 - (\gamma_{дв2} - \gamma_{дв1})]}}{1 + \frac{I_m}{2I_{m1} \chi \omega_{уст}} \cdot \frac{t_{m1}}{\beta_1} [\beta_1 - (1 - \gamma_{дв1})] (1 - \gamma_{дв2})}; \quad (26a)$$

$$t_{пер1} = (1 - \gamma_{дв1}) \frac{t_{m1}}{\beta_1}. \quad (27a)$$

Коэффициент работы трения муфты планетарного механизма определяется аналогично первому этапу разгона и равняется:

$$\begin{aligned}
 A_1 = & 0,5\beta_1(2\tau_3 - t_{m1})\chi \omega_{уст} - \\
 - & \frac{M_m}{2I_{m1}} t_{m1}^2 \left\{ \left[\frac{\beta_1^2}{4} - \frac{2\beta_1}{3}(1 - \gamma_{дв1}) + \frac{1}{2}(1 - \gamma_{дв1})^2 - \frac{1}{12\beta_1^2}(1 - \gamma_{дв1})^4 \right] + \right. \\
 + & \left. \gamma_1 \left[\frac{\beta_1^2}{4} - \frac{2\beta_1}{3}(\gamma_{дв2} - \gamma_{дв1}) + \frac{1}{2}(\gamma_{дв2} - \gamma_{дв1})^2 - \frac{1}{12\beta_1^2}(\gamma_{дв2} - \gamma_{дв1})^4 \right] \right\} - \\
 - & \frac{M_m}{2I_{m1}} (\tau_3 - t_{m1}) \left\{ [\beta_1 - (1 - \gamma_{дв1})][\beta_1\tau_3 - t_{m1}(1 - \gamma_{дв1})] + \right. \\
 + & \left. [\beta_1 - (\gamma_{дв2} - \gamma_{дв1})][\beta_1\tau_3 - t_{m1}(\gamma_{дв2} - \gamma_{дв1})] \right\}. \quad (28)
 \end{aligned}$$

Продолжительность τ_4 второго периода второго этапа разгона можно определить по формулам (17) и (18), если подставить в них вместо I_m ; ν ; $\gamma_{вд}$; ω_p и $\omega_{уст}$ соответствующие значения величин I_{m1} ; ν_1 ; $\gamma_{дв2}$; $\omega_{р1}$ и $\omega_{уст1}$, где $\omega_{уст1} = \omega_{х.х} - \gamma_{дв2}(\omega_{х.х} - \omega_m)$.

Рассмотрим, как влияет передаточное число планетарного механизма на оценочные показатели при поэтапном разгоне тракторного агрегата без нарушения потока мощности на ведущих колесах. График, приведенный на рис. 6, построен применительно к трактору типа «Беларусь» МТЗ-50 с прицепом. Суммарный вес тракторно-

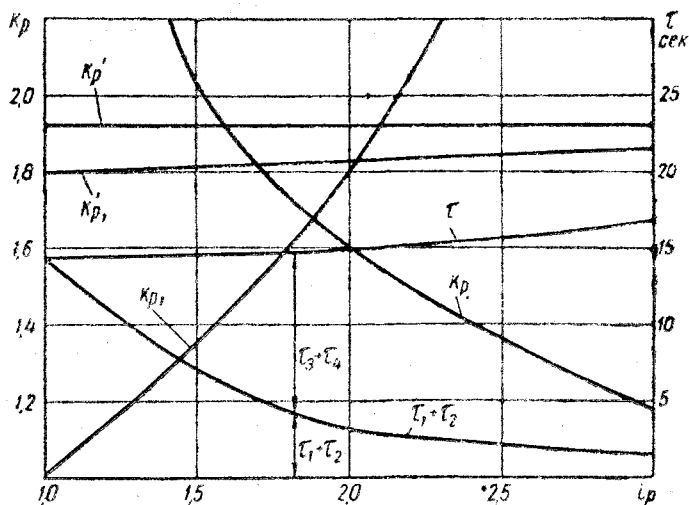


Рис. 6. График, иллюстрирующий, как изменяются оценочные показатели поэтапного разгона в функции от передаточного числа планетарного механизма

го агрегата 5000 кг, что составляет 100 кг на одну лошадиную силу мощности двигателя. Условно принято, что в конце разгона коэффициент загрузки двигателя $\gamma_{дв2}=1$, разгон осуществляется до максимальной скорости $v=24,3$ км/час. Время включения муфт сцепления $t_{\mu} = t_{\mu1} \Rightarrow 1$ сек.

На графике по оси ординат отложены коэффициенты снижения числа оборотов k_p первого этапа и k_{p1} второго этапа разгона и полное время разгона $\tau = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \tau_4$.

Передаточное число планетарного механизма $i_p \Rightarrow 1$ соответствует разгону трактора без переключения передач до максимальной скорости движения.

На графике нанесены линии $k_p^i = k_{o2} \frac{2 + \delta_{per}}{2 - \delta_{per}}$ и

$k_p^i = k_o \chi \left[(1 - \gamma_{дв1}) \frac{2 + \delta_{per}}{2 - \delta_{per}} + \gamma_{дв1} \right]$, определяющие возможность разгона тракторного агрегата соответственно на первом и втором этапах разгона.

Так как возможность разгона тракторного агрегата определяется условием $k_p \leq k_p^i$ на первом этапе и $k_{p1} \leq k_{p1}^i$ на втором этапе, то участки кривых $k_p = f(i_p)$ и $k_{p1} = t(i_p)$, лежащие соответственно выше линий k_p^i и k_{p1}^i , соответствуют такому случаю, когда угловая скорость коленчатого вала двигателя снижается ниже допустимой величины и двигатель при разгоне может заглохнуть.

Из графика следует, что при принятых нами условиях разгон тракторного агрегата можно осуществить до максимальной скорости движения только для передаточных чисел планетарного механизма, изменяющихся в пределах $i_p \approx 1,6 \div 2,0$.

ВЫВОДЫ

Совокупность предложенных оценочных измерителей процесса разгона тракторного агрегата — коэффициента снижения числа оборотов двигателя, ускорения, продолжительности разгона, коэффициента работы трения муфты сцепления и коэффициента динамической нагрузки — позволяет наиболее полно оценить, как влияют различные факторы на динамику разгона и маневрирование передачами трактора и на режим работы отдельных его узлов при трогании с места и разгоне агрегата.

Предложенная характеристика разгона тракторного агрегата позволяет определить, на какой передаче может разогнаться тракторный агрегат без переключения передач в заданных условиях движения. Если же трактор по агротехническим требованиям должен работать на какой-то определенной передаче, то характеристика разгона позволяет определить величину коэффициента загрузки двигателя, которая должна устанавливаться при комплектовании агрегата. По характеристике определяется продолжительность разгона и коэффициент работы трения муфты сцепления, соответствующие выбранной скорости и коэффициенту загрузки двигателя.

Теоретический анализ процесса разгона позволяет установить следующее: чем больше запас мощности двигателя, тем лучше динамика разгона трактора; увеличение момента инерции маховика улучшает только возможность разгона, остальные параметры при этом ухудшаются, а вес маховика увеличивается; подача топлива в цилиндры двигателя более интенсивная, чем это может сделать регулятор топливного насоса при снижении угловой скорости вращения коленчатого вала, улучшает показатели процесса разгона.

Применение в трансмиссиях механизмов, обеспечивающих переключение передач на ходу трактора (типа планетарного механизма трактора МТЗ-50), несколько повышает производительность его за счет улучшения динамики разгона и возможности маневрирования передачами. Проблемы разгона и маневрирования передачами могут быть решены полностью, если создать трансмиссию, обеспечивающую включение любой передачи на ходу трактора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Чудаков Д. А. Основы теории трактора и автомобиля. Сельхозгиз, Москва, 1962.

2. Болтинский В. Н. Разгон машинно-тракторных агрегатов на повышенных скоростях. «Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства», 1961, № 3.

3. Львов Е. Д. Теория трактора. Машгиз, 1961.

4. Медведев М. И. Определение момента инерции маховика тракторного двигателя. «Автомобильная и тракторная промышленность», 1955, № 6.

5. Мадановский В. Э. Тракторные муфты сцепления постоянно замкнутого типа. НАТИ. Выпуск 115. «Исследование узлов тракторных трансмиссий». Машгиз, 1960.

6. Крюков А. Д., Кирдяшев Ю. Н. Экспериментальное определение коэффициента трения фрикционных муфт. «Автомобильная и тракторная промышленность», 1956, № 1.

7. Петров В. А. Буксование сцепления автоматической коробки передач. «Автомобильная и тракторная промышленность», 1955, № 12.

8. Покорный Б. М. О выборе момента инерции маховика транспортных двигателей внутреннего сгорания. «Автомобильная и тракторная промышленность», 1954, № 4.

9. Ахаткин В. М. Обоснование выбора коэффициента запаса сцепления тракторных муфт. «Автомобильная и тракторная промышленность», 1955, № 7.