

HALE PROPERTIES OF DRIVING TRAILER WITH NO ADJUSTABLE HYDROSTATICAL DRIVE OF CARRIAGEABLE SYSTEM IN AGGREGATE WITH WHEEL TRACTOR

Summary

In article the basic conditions of maintenance of work in a traction mode of the active semitrailer with a noncontrollable hydrodrive of the wheels, intended for work in the unit with a wheel tractor with mechanical transmission are considered.

ТЯГОВЫЕ СВОЙСТВА АКТИВИЗИРУЕМОГО ПОЛУПРИЦЕПА С НЕРЕГУЛИРУЕМЫМ ГИДРОПРИВОДОМ КОЛЕС ПРИ РАБОТЕ В АГРЕГАТЕ С КОЛЕСНЫМ ТРАКТОРОМ

Резюме

В статье рассмотрены основные условия обеспечения работы в тяговом режиме активного полуприцепа с нерегулируемым гидроприводом колес, предназначенного для работы в агрегате с колесным трактором с механической трансмиссией.

1. Введение

Создание полноприводных машинно-тракторных агрегатов – основной путь повышения их тяговых показателей. Проведенные расчетные и натурные экспериментальные исследования вальных редукторных вариантов привода колес полуприцепа от синхронного вала отбора мощности трактора показали, что они имеют ряд недостатков, более сложны конструктивно, чем варианты нерегулируемого гидрообъемного привода, и не в полной мере обладают необходимой энергетической и эксплуатационной гибкостью [1, 2, 3].

Из анализа рекламных материалов и зарегистрированных в различных странах патентов на изобретения известны примеры технических решений активного прицепа с нерегулируемым гидрообъемным приводом колес. Такой привод достаточно прост использует аксиально-поршневые или героторные гидромоторы, позволяет упростить или исключить механические передачи от вала гидромотора к колесам прицепа или к ребристому ролику, от которого момент передается на колеса полуприцепа (смотри рис. 1).



Рис. 1. Активизируемый ходовой модуль полуприцепа
Fig. 1. The made active running module of the semitrailer

Применение «ломающегося» дышла на полуприцепах такого типа преследует цели совершенствования маневрового свойства и повышения проходимости машинно-тракторных агрегатов на поворотах в стесненных условиях. Сфера использования активизируемых полуприцепов, оборудованных соответствующей грузовой

платформой, широка, особенно в случае неблагоприятных почвенно-климатических условий движения тракторного поезда при выполнении разнообразных сельскохозяйственных работ.

Однако эксплуатационные свойства комбинированного объединенного движителя и ходовой системы такого тракторного агрегата изучены недостаточно, отсутствуют рекомендации по выбору параметров привода колес полуприцепа, рациональных режимов работы и способов управления, как приводом колес, так и приводом дышла.

Представляет научный и практический интерес определение условий обеспечения требуемых показателей тяговых свойств трактора при работе в агрегате с активным прицепом с таким приводом колес.

2. Режимы работы колес полуприцепа с гидроприводом

Рассмотрим работу привода колес полуприцепа от героторных гидромоторов. До включения в ведущий режим мостов полуприцепа текущая угловая скорость $\omega_{3_i}^e$ его колёс, которые находятся в ведомом режиме,

равна $\omega_{3_i}^e = \frac{v_i}{r_3^o}$ - здесь индекс 3 соответствует мостам

полуприцепа, v_i - текущая скорость движения агрегата, r_3^o - радиус качения колес полуприцепа в ведомом режиме. Условно назовём эту величину $\omega_{3_i}^e$ угловой скоростью «по ходу».

Пусть после подключения привода мостов прицепа угловая скорость вала двигателя равна ω_{dv_i} . Ей соответствует угловая скорость вала насоса ω_{H_i} и его текущая подача $Q(\omega_{H_i})$, которая определяет угловую скорость вала гидравлического мотора согласно выражению [4]

$$\omega_{M_i} = \omega_{H_i} \cdot \frac{v_{0_M}}{v_{0_H}} \cdot \eta_{0_H} \cdot \eta_{0_M},$$

где η_{0_H}, η_{0_M} - объемные КПД насоса и гидромотора, v_{0_M}, v_{0_H} - рабочие объемы гидромашин.

При этом значении ω_{M_i} угловая скорость приводного ролика $\omega_{M_i} = \omega_{P_i}$. Так как можно принять передаточное отношение передачи ролик-шина колесной тележки u_{rsh} величиной постоянной, то получим угловую скорость ведущего колеса полуприцепа $\omega_{3_i}^d = \omega_{P_i} / u_{rsh}$, которую условно назовем его угловой скоростью «по приводу».

Возможны следующие режимы работы привода колес полуприцепа:

1) Если $\omega_{3_i}^d = \omega_{3_i}^k$, то имеет место полное кинематическое соответствие угловой скорости «по ходу» и угловой скорости «по приводу», тогда давление в напорной магистрали гидромотора близко к нулю, и ребристый ролик не будет передавать крутящий момент на колеса тандемной колесной тележки полуприцепа (рис. 1);

2) Если $\omega_{3_i}^d < \omega_{3_i}^k$, то от дороги колесо будет стремиться вращать вал мотора с большей скоростью, чем необходимая скорость «по ходу», это приведет к разрежению в питающей магистрали гидромотора, что недопустимо;

3) Если $\omega_{3_i}^d > \omega_{3_i}^k$, то это приведет к возникновению крутящих моментов на колесах каждого борта полуприцепа в соответствии с нагрузкой на колеса и относительным проскальзыванием – буксованием колеса на данной поверхности движения.

При изменении давления в напорной магистрали героторного мотора от 0 до максимума, ограничиваемого предохранительным клапаном, изменение частоты вращения происходит в соответствии с типовой характеристикой мотора (см. рис. 2).

На характеристике пологие кривые соответствуют давлению рабочей жидкости, а круто падающие кривые – крутящим моментам, развиваемым гидромотором при соответствующих подачах рабочей жидкости.

Так как подача насоса зависит от частоты вращения двигателя, то это даёт возможность обеспечивать работу мостов полуприцепа и на частичных режимах, но только на одной передаче КП в механической ступенчатой трансмиссии трактора, при которой не будет кинематического забегания «по ходу» колес мостов полуприцепа.

Из приведенной в качестве иллюстративного примера технической характеристики героторного мотора следует, что $n_{M_{max}} = 277 \text{ мин}^{-1}$ при максимальном расходе $Q_{M_{max}} = 95 \text{ л/мин}$.

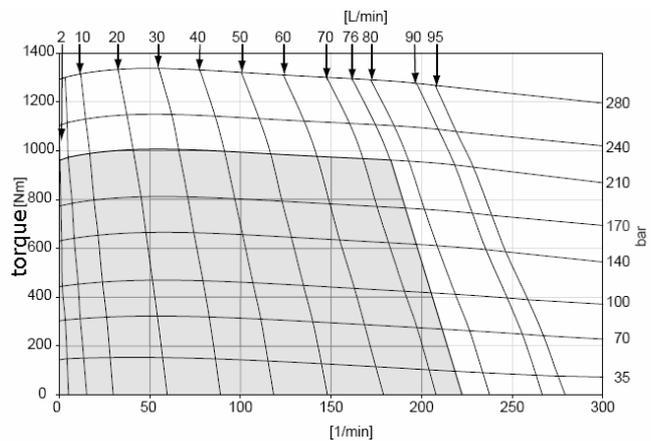


Рис. 2. Типовая характеристика героторного мотора
Fig. 2. The typical characteristic of axial-multipiston hydraulic engine

Определим теперь из характеристики насоса гидросистемы трактора его объемную производительность $Q_{H_{max}}$ при частоте вращения, соответствующей, с учетом передаточного отношения привода вала гидронасоса, номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя. Так как реально, что $Q_{H_{max}} < Q_{M_{max}}$, то значению $Q_{H_{max}}$ будет соответствовать более низкое значение частоты вращения вала гидромотора $n_{M_{max}}(Q_{H_{max}})$.

Скорости «по ходу» v_{MTA}^k машинно-тракторного агрегата не должны быть большими, чем скорости «по приводу» v_3^d , то есть $v_{MTA}^k \leq v_3^d$ или

$$v_{MTA} \leq \eta_{M_{max}} \cdot \frac{\pi}{30} \cdot \frac{1}{u_{rsh}} \cdot r_3^0 \text{ км/ч.}$$

С учётом оптимального момента подключения привода колес полуприцепа, при $\delta_2^* = 6\%$ [1], где δ_2^* - буксование колес основного ведущего моста трактора, определяем теоретическую (при отсутствии буксования колес) скорость трактора v_{MTA}^{theor} км/ч. Тогда по кинематической характеристике трактора определяем номер той включённой передачи в коробке передач трактора, которая обеспечит выполнение упомянутого условия $v_{MTA}^k \leq v_3^d$.

Такие действительные скорости

$$v_{MTA} = \frac{n_{d_{nom}} \cdot \pi}{30} \cdot \frac{1}{u_{tr_j}} \cdot r_2^0 (1 - \delta_2^*)$$

будут при передаточном

отношении u_{tr_j} трансмиссии трактора, которое

определим из соотношения

$$\frac{n_{d_{nom}} \cdot \pi}{30} \cdot \frac{r_2^0 (1 - \delta_2^*)}{u_{tr_j}} < \frac{n_{M_{max}} \cdot \pi}{30} \cdot \frac{1}{u_{rsh}} \cdot r_3^0,$$

откуда окончательно получим, что

$$u_{tr_j} > \frac{n_{d_{nom}} \cdot r_2^0 (1 - \delta_2^*)}{n_{M_{max}} \cdot r_3^0} \cdot u_{rsh}.$$

Таким образом, привод колес полуприцепа должен подключаться на номерах передач в коробке передач трактора не выше той, на которой передаточное отношение трансмиссии трактора меньше значения, рассчитанного по последнему выражению.

Оценим теперь влияние характеристик поворота на тяговые качества МТА. Так при заблокированном механическом приводе колес трактора и колес полуприцепа коэффициент k_{23} кинематического несоответствия окружных скоростей колес полуприцепа относительно задних колес трактора определяется рассогласованиями: конструктивным рассогласованием привода $k_{pr_{23}}$, рассогласованием мгновенных угловых скоростей $k_{\omega_{23}}$, рассогласованием радиусов траекторий $k_{R_{23}}$ и рассогласованием углов увода ψ_i колес $k_{\psi_{23}}$ [1]:

$$k_{23} = 1 - k_{pr_{23}} \cdot k_{\omega_{23}} \cdot k_{R_{23}} \cdot k_{\psi_{23}} =$$

$$= 1 - \frac{r_2^0}{r_3^0} \cdot \frac{u_3}{u_2} \cdot \frac{\cos \gamma_1 \cdot \cos(\theta_0 - \psi_1) \cdot \cos[(\theta_0 - \psi_1) + \psi_2]}{(1 - \cos^2 \varphi_0 \cdot \sin^2 \gamma_1) \cdot \cos \psi_3 \cdot \cos[(\gamma_1 + \psi_3) - \psi_2]}$$

В случае гидрообъемного привода колес полуприцепа угловая скорость его колес «по ходу» определяется с учётом радиуса траектории (смотри правую схему на рис. 3).

Угловая скорость поворота машинно-тракторного агрегата определяется из выражения $\omega_{MTA} = \frac{v}{R_C}$.

Для внутренних колес полуприцепа:

$$v_{vn.k} = \omega_{MTA} \cdot (R_K - 0,5 \cdot b_{tl}) = v \cdot \frac{(R_K - 0,5 \cdot b_{tl})}{R_C}$$

Для наружных колес полуприцепа:

$$v_{nar.k} = \omega_{MTA} \cdot (R_K + 0,5 \cdot b_{tl}) = v \cdot \frac{(R_K + 0,5 \cdot b_{tl})}{R_C}$$

так как $v = \frac{\omega_i}{u_j} \cdot r_2^0$,

тогда $v_{vn.k} = \frac{\omega_i}{u_j} \cdot r_2^0 \cdot \frac{(R_K - 0,5 \cdot b_{tl})}{R_C}$,

$$a \quad \omega_{3vni}^k = \frac{v_{vn.k}}{r_3^0} = \frac{\omega_i}{u_j} \cdot \frac{r_2^0}{r_3^0} \cdot \frac{(R_K - 0,5 \cdot b_{tl})}{(R_C - 0,5 \cdot b_{tl})}$$

$$\omega_{3vni}^{\ddot{a}} = \frac{n_{Mi} \cdot \pi}{30} \cdot \frac{1}{u_{rsh}}$$

где $n_{Mi} = f(\omega_i)$ – и берётся из характеристики гидромотора, тогда

$$k_{23}^{konstr} = \frac{\omega_{3vni}^d - \omega_{3vni}^k}{\omega_{3vni}^d} = 1 - \frac{\omega_{3vni}^k}{\omega_{3vni}^d}, \text{ или, выразив через}$$

соответствующие скорости, получим

$$k_{23}^{konstr} = 1 - \frac{\pi \cdot n_{dvi} \cdot r_2^0}{30 \cdot u_j \cdot r_3^0} \cdot \frac{(R_K - 0,5 \cdot b_{tl})}{R_C} \cdot \frac{30 \cdot u_{rsh}}{n_{Mi} \cdot \pi} =$$

$$= 1 - \frac{n_{dvi}}{n_{Mi}} \cdot \frac{r_2^0}{r_3^0} \cdot \frac{u_{rsh}}{u_j} \cdot \frac{(R_K - 0,5 \cdot b_{tl})}{R_C}$$

что по структуре соответствует выражению для кинематического несоответствия в заблокированном механическом приводе.

Расчеты для реальной конструкции тракторного поезда с активизируемым прицепом показали, что при угле поворота управляемых колес трактора в 30 градусов и изменении угла поворота передней части дышла относительно задней от 0 до 30 градусов коэффициент кинематического несоответствия k_{23}^{konstr} изменяется от 61,4% до 44,65%. Эти значения говорят о том, что колеса полуприцепа сильно забегают, при этом увеличение угла излома поворотной части дышла приводит к уменьшению кинематического несоответствия k_{23}^{konstr} .

Приемлемо допустить, что кривая буксования полуприцепа не изменяется при изменении нормальной нагрузки. Тогда тяговое усилие колеса при нагрузке на колеса одного борта полуприцепа R_{3borta} равна:

$$T_{31} = \varphi_{3_{max}} (1 - e^{-k_3 \cdot \delta_3}) \cdot \frac{R_{3b}}{2}, \text{ двух колес одного борта}$$

$$T_{32} = 2 \cdot T_{31}$$

Теоретически при δ_3 приведенный момент на моторе одного борта полуприцепа должен быть равным

$$M_{M_b}^{priv} = T_{31} \cdot 2 \cdot u_{rsh} \cdot r_3^0$$

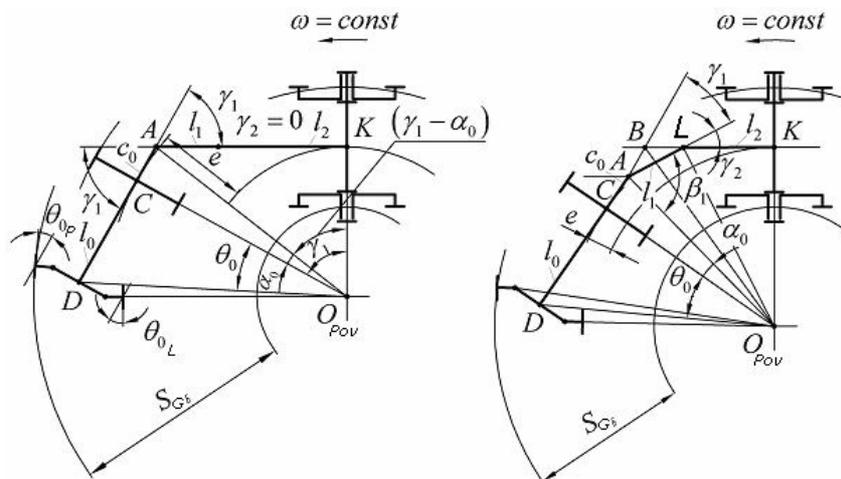


Рис. 3. Схемы поворота трактора с полуприцепом: с различными углами поворота «ломающейся» части дышла
Fig. 3. Schemes of a tractor turn with the semitrailer: with various corners of turn of a "breaking" part of semitrailer shaft

Однако, если $M_{M_{borta}}^{priveden} > M_{M_{bmax}}$, то это приведёт к тому, что давление в питающей магистрали мотора достигнет предельного, ограничиваемого настройкой перепускного клапана, часть рабочей жидкости не будет проходить через мотор, его частота вращения уменьшится до значения, соответствующего $M_{M_{max}}$. А этому значению $M_{M_{max}}$ при известной нагрузке на колесо, равной $\frac{R_{3borta}}{2}$, будет соответствовать истинное буксование δ_3^{istin} колеса, меньшее, чем δ_3^{theor} .

Таким образом, силовое согласование приводов заднего моста трактора и колёс (по бортам) тандемной колёсной тележки полуприцепа будет соответствовать радиусам описываемых колёсами траекторий. Эта же картина наблюдается и при прямолинейном движении. В случае, если $k_{23} > 0$ и $k_{23} = \delta_3^{theor} < \delta_3^d$ – по кривой буксования колёса, то есть, если колеса полуприцепа «забегают», то можно найти рабочую точку привода. Частоты вращения валов насоса и гидромотора определяются из выражения [4]:

$$n_H = \frac{n_d}{u_{dn}} \text{ и } n_M = n_H \cdot \frac{V_{0H}}{V_{0M}} \cdot \eta_{0H} \cdot \eta_{0M},$$

тогда

$$k_{23}^{konstr} = 1 - \frac{V_2^{divig}}{V_3^M}, \quad \text{где} \quad V_2^{divig} = \frac{n_d \cdot 3,14 \cdot r_2^0}{30 \cdot u_{trj}};$$

$$V_3^M = \frac{n_M \cdot 3,14 \cdot r_3^0}{30 \cdot u_{rsh}}.$$

Так как $n_M = \frac{n_d}{u_{dn}} \cdot \frac{V_{0H}}{V_{0M}} \cdot \eta_{0H} \cdot \eta_{0M}$, то

$$V_3^M = \frac{n_d}{u_{dn}} \cdot \frac{V_{0H}}{V_{0M}} \cdot \eta_{0H} \cdot \eta_{0M} \cdot \frac{3,14 \cdot r_3^0}{30 \cdot u_{rsh}}.$$

Тогда

$$k_{23}^{konstr} = 1 - \frac{r_2^0}{r_3^0} \cdot \frac{u_{dn} \cdot u_{rsh}}{u_{trj}} \cdot \frac{V_{0H}}{V_{0M}} \cdot \frac{1}{\eta_{0H} \cdot \eta_{0M}}.$$

Так как $v_2 = f(\delta_2)$ зависит от тяговой нагрузки $v_2^{deistv} = v_2^{po-divig} (1 - \delta_2)$, тогда теоретическое буксование – кинематическое рассогласование колёс полуприцепа:

$$k_{23} = \delta_3(\delta_2) = 1 - \frac{r_2^0 (1 - \delta_2)}{r_3^0} \cdot \frac{u_{dn} \cdot u_{rsh}}{u_{trj}} \cdot \frac{V_{0H}}{V_{0M}} \cdot \frac{1}{\eta_{0H} \cdot \eta_{0M}}.$$

Однако это буксование будет только в случае, если момент на колесе по тяговой характеристике будет равен моменту, развиваемому гидромотором при данных оборотах двигателя:

$$r_3^0 \cdot R_{3b} \cdot \varphi_{3max} \cdot \left(1 - e^{-k_3 \delta_3^{at M_{M_{max}}}}\right) = M_{M_b} u_{rsh},$$

Тогда по $\delta_3^{at M_{M_{max}}}$ – определим из последнего выражения, прологарифмировав обе части:

$$\delta_3^{at M_{M_{po kрivoi buks}}} = -\frac{1}{k_3} \cdot \ln \left(-\frac{M_{M_{bortmax}}}{r_3^0 \cdot R_{3b} \cdot \varphi_{3max}} + 1 \right).$$

При $k_{23} \neq \delta_3^{at M_{M_{max}}}$ – любое малое отклонение от этой рабочей точки в сторону больших k_{23} приведёт к выходу гидромотора за пределы рабочей зоны и затем к срабатыванию предохранительных клапанов в приводе гидромотора. При уменьшении сопротивления движению МТА, если $\delta_3^{at M_{M_{min}}} \leq k_{23}^{konstr}$, то колёса полуприцепа станут отстающими и привод должен быть отключён.

Так в одном из вариантов расчетов на лесной почве для упомянутого тракторного поезда при $k_3 = 5,48$ и $\varphi_{3max} = 0,55$ было получено $\delta_3^{at M_{M_{max}}} = 5,66\%$. При прямолинейном движении и реализации полного момента в случае $u_j = 138,4973$ и $\delta_2 = 0,05$ на 4-ой передаче 1-го диапазона коробки передач

$$k_{23} = 1 - \frac{V_2^{divig}}{V_3} = 3,25\%$$

то есть колёса полуприцепа забегают, поэтому гидромотор начнёт передавать нагрузку и его частота вращения упадёт в соответствии с его характеристикой так, чтобы «свести» кинематическое несоответствие к нулю. При этом установится новый динамический равновесный режим [4]:

$$\eta \cdot \frac{R_{SK}}{4} \cdot \varphi_{max} \cdot r_3^0 \cdot \left[1 - e^{-k_3 \left(1 - \frac{\left(\frac{n_{dv} \cdot (1 - \delta_2) \cdot r_2^0}{u_{trj}} \right)}{\frac{n_M \cdot r_3^0}{u_{rsh}}} \right)} \right] = M_M \cdot u_{rsh}$$

В результате аппроксимации рабочей ветви характеристики гидромотора аналитическим выражением

$$M_M = f(n_M) = \frac{A}{n_M} - B,$$

после подстановки в предыдущее выражение получим::

$$\frac{R_{SK}}{2} \cdot \varphi_{max} \cdot r_3^0 \cdot \left[1 - e^{-k_3 \left(1 - \frac{n_{dv} \cdot (1 - \delta_2) \cdot r_2^0 \cdot u_{rsh}}{n_M \cdot r_3^0 \cdot u_{trj}} \right)} \right] = \left(\frac{A}{n_M} - B \right) \cdot u_{rsh},$$

откуда находим n_i и M_M , а, далее, значение действительного буксования колёс полуприцепа δ_x – по выражению:

$$\delta_x = -\frac{1}{k_3} \cdot \ln \left(1 - \frac{M_M \cdot u_{\delta\phi} \cdot 2}{R_{SK} \cdot \varphi_{max} \cdot r_3^0} \right).$$

В рассматриваемом варианте расчета получено:

$n_i = 73,408$ об/мин; $M_M = 190,668$ Н·м;
 $\delta_3 = 0,012 = 1,2\%$, а тяговое усилие всех колёс полуприцепа равно $T_{\Sigma} = 2 \cdot M_M \cdot u_{\delta\phi} \cdot \frac{1}{r_3^0} = 2416,016$ Н.

Так как суммарная сила сопротивления движению полуприцепа при этом оказалась равна $F_{\Sigma} = 4 \cdot 21160 \cdot 0,1 = 8464$ Н, а суммарная тяга колёс полуприцепа $\sum_{i=1}^4 T_{3i} = 2416,016$ Н, то это обеспечит усилия растяжения в буксирном устройстве, что

благоприятно сказывается на устойчивости движения МТА. Если включить в КП следующую - более высокую передачу с $u_{j+1} = 114,8176$, то аналогичные вычисления дадут следующие значения: $\delta_3 = k_{23} = -0,1669 = -16,7\%$. То есть в этом случае колёса полуприцепа становятся «отстающими», и привод колес не должен быть включённым, так как колёса полуприцепа будут вращаться от толкающего воздействия рамы полуприцепа с большей угловой скоростью, чем может обеспечить гидромотор. Приведенные числовые примеры показывают, что для нормальной работоспособности привода (на лесной почве) необходимо работать только на одной передаче коробки передач.

Определим, при какой нагрузке полуприцепа перевозимым грузом на конкретной поверхности движения целесообразно включать привод колёс полуприцепа.

Так как в рабочей зоне характеристики гидромотора максимальный крутящий момент изменяется очень незначительно, то с учётом характеристики буксования колёс полуприцепа можно определить предельное буксование, которое не будет приводить к перегрузке гидромотора по моменту на различных видах опорных поверхностей из выражения:

$$\frac{M_{M_{\max}} \cdot u_{rsh}}{2} = \frac{R_{\Sigma K}}{4} \cdot \varphi_{\max} \cdot (1 - e^{-k \cdot \delta_{dop}}) \cdot r_3^0,$$

откуда

$$\delta_{dop} = -\frac{1}{k} \cdot \ln \left(1 - \frac{2 \cdot M_{M_{\max}} \cdot u_{rsh}}{R_{\Sigma K} \cdot \varphi_{\max} \cdot r_3^0} \right)$$

Расчеты позволили получить следующие значения по видам поверхностей движения: лесная почва – $\delta_{dop} = 6,7\%$, грунтовая дорога – $\delta_{dop} = 4,7\%$, асфальт –

$\delta_{dop} = 1,3\%$, заснеженная грунтовая дорога –

$\delta_{dop} = 24,8\%$.

Суммарная нагрузка на мосты полуприцепа $R_{\Sigma K}$ должна удовлетворять условию

$$R_{\Sigma K_{\min}} \geq \frac{2 \cdot M_M \cdot u_{\partial\theta}}{\varphi_{\max} \cdot r_3^0} = \frac{C_G}{\varphi_{\max}},$$

где C_G - константа.

Тогда при такой суммарной нормальной нагрузке на колеса полуприцепа привод колёс полуприцепа может реализовать максимальный крутящий момент гидромоторов. При этом буксования колёс не будут превышать значений, указанных на рисунке 4. То есть при нерегулируемом гидроприводе колес полуприцепа ограничиваются возможности полной реализации сцепного веса колёс полуприцепа. Активизация колес полуприцепа при включении гидрообъемного привода ребристого ролика приводит к значительному перераспределению тяговых нагрузок между мостами тракторного агрегата.

Из приведенных результатов следует, что обеспечить в эксплуатации приемлемый узкий диапазон буксований колес полуприцепа сложно без регулирования привода колес полуприцепа. Если допустить кратковременно возможность работы гидромоторов привода ребристых роликов на режиме включения предохранительных клапанов, то возможна реализация максимального крутящего момента гидромотора. Сила тяги, которая при этом реализуется колесами полуприцепа, обычно значительно меньше тяговых возможностей по сцеплению колес с грунтом. В то же время тяговый потенциал активного полуприцепа в тяжелых дорожных условиях может составлять до половины тягового усилия трактора.

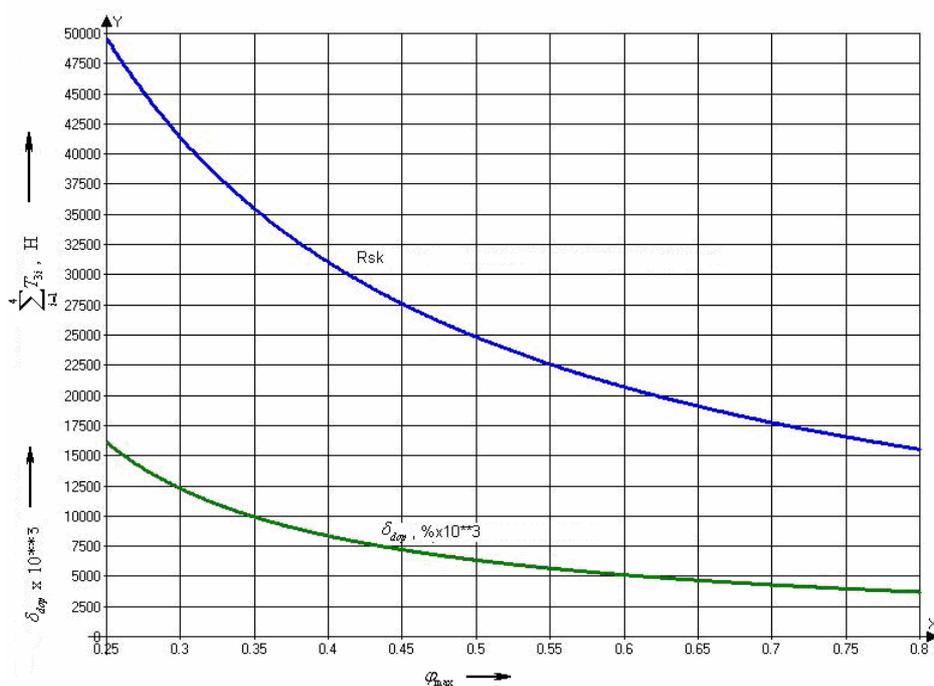


Рис. 4. Условия нормальной работы привода колес полуприцепа в тяговом режиме
Fig. 4. Conditions of normal work of wheels drive of the semitrailer in a traction mode

3. Заключение

Получены аналитические выражения основных условий обеспечения работы в тяговом режиме активного полуприцепа с нерегулируемым гидроприводом колес, предназначенного для работы в агрегате с колесным трактором с механической трансмиссией.

4. Литература

- [1] Таяновский Г.А. Транспортный агрегат на базе энергонасыщенного универсально-пропашного трактора класса 2. Автореф. дис. на соискание уч. степени канд.техн. наук. Мн.: БПИ, 1987. – 16 с.
- [2] Богдан Н.В., Таяновский Г.А. Новые средства оперативной активизации и улучшения показателей динамики движения большегрузных тракторных прицепов.– Мн.: БелНИИНТИ, 1992.- 60 с.
- [3] Таяновский Г.А., Дроздовский В, Кленицкая Л.Г. Влияние параметров тракторного поезда с ведущими колесами прицепа на свойства межмостового привода. Каунас, КПИ, 1985.
- [4] Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин: Объемные гидро- и пневмомашины и передачи / А.Ф. Андреев, Богдан Н.В. и др.; Под ред. В.В. Гуськова. – Мн.: Выш. Шк., 1987. – 310 с.
- [5] Tajanowski G., Tanas W., 2004: the Estimation of distribution of traction forces on wheels of multibridge traction means. MOTROL. Motorization and power industry in agriculture. Polish Academy of Sciences Branch in Lublin. V6. Lublin. Pod redakcja Krasowskiego E., 2005: Kinematyka i dynamika agregatow maszynowych. Dzialy wybrane. Ropczyce Wyzsza Szkola Inzynieryjno-Ekonomiczna w Ropczycach.