

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЗАВИСИМОСТИ ТЯГОВЫХ СВОЙСТВ ОТ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРИВОДА МАШИНЫ

**Ачиллов Вадим Эльмурадович**

старший преподаватель цикла технической подготовки  
Центра подготовки младших специалистов Вооруженных  
Сил Республики Узбекистан, подполковник, город Самарканд

### АННОТАЦИЯ

В статье приводятся результаты теоретического анализа по влиянию колесной формулы и схемы соединения двигателей на тягово-сцепные свойства машин.

**Ключевые слова:** колесная формула, инженерная машина, межколесный дифференциал, технологические операции, тяговые свойства.

### АННОТАЦИЯ

Мақолада машинанинг ғилдирак формуласи ва ҳаракатлантиргичларининг улаш схемасини тортиш-илашиш хусусиятларига таъсири бўйича назарий таҳлили натижалари келтирилган.

**Калит сўзлар:** ғилдирак формуласи, муҳандислик машинаси, ғилдираклараро дифференциал, технологик жараёнлар, тортиш хусусияти.

### ABSTRACT

The article presents the results of a theoretical analysis in the influence of the wheel formula and the connection diagram of the propulsions on the traction and coupling properties of machines.

**Keywords:** wheel formula, engineering machine, cross-axle differential, technological operations, traction properties.

В настоящее время для проведения земляных работ используются различные инженерные машины, комбинированные агрегаты, имеющие большое тяговое сопротивление и требующие значительной мощности для привода рабочих органов.

Как правило, эти машины используются совместно с колесными машинами или, если имеют самостоятельный привод, оборудуются колесными двигателями.

Следует отметить широкое применение колесного движителя для средств специальной техники, предназначенной для грунтов со слабой несущей способностью.

Тяговые свойства колесных машин во многом зависят от колесной формулы их ходовой части, определяющей соотношение между числом ведущих колес (или мостов) и общим числом колес (мостов) машины.

Очевидно, что чем больше мостов из общего числа являются ведущими, тем полнее используется сцепной вес машины и тем, при прочих равных условиях, выше ее тяговые свойства. Так, для автогрейдеров, имеющих колесную формулу 1x2x3 или 1x1x2, коэффициент использования сцепления  $\gamma_p = 0,70 \dots 0,75$ , а для автогрейдеров со всеми ведущими мостами (3x3x3 или 2x2x2)  $\gamma_p = 1$  [2].

В зависимости от конструкции трансмиссии ведущие колеса машины могут иметь между собой различную связь. Они могут быть связаны между собой с помощью дифференциальных механизмов, обеспечивающих, как известно, возможность вращения каждого колеса с различной скоростью, что важно, например, при движении на повороте, когда внешние по отношению к центру поворота колеса машины проходят путь больший, чем внутренние колеса и поэтому должны иметь большую окружную скорость. В других трансмиссиях дифференциалы отсутствуют или заблокированы; в этом случае колеса каждой оси работают совместно как соединенные между собой жестким валом.

Привод ведущих колес может быть выполнен по традиционной схеме: от общего двигателя через коробку передач и распределительную коробку вращающий момент передается ведущим колесам, или по схеме «мотор-колесо», когда каждое ведущее колесо непосредственно или через редуктор приводится от индивидуального электродвигателя или гидромотора.

Различная кинематическая связь между движителями машины обуславливает определенные различия в ее тяговых свойствах.

Для двухосной машины с колесной формулой 4x4 предельное тяговое усилие по сцеплению

$$T_{сц} = (R_{k1} + R_{k2}) \varphi_{сц \min}, \quad (1)$$

где  $R_{k1}$  и  $R_{k2}$  – нормальные реакции поверхности качения на передних и задних колесах машины;  $\varphi_{сц \min}$  – минимальный коэффициент сцепления.

Если между ведущими колесами передней и задней оси отсутствует межосевой дифференциал или этот дифференциал заблокирован, а межколесные дифференциалы каждого моста, распределяющие вращающий момент между левыми и правыми ведущими колесами, не заблокированы, то предельное тяговое усилие, которое может быть реализовано по условию сцепления движителей с

поверхностью качения, будет лимитировано сцеплением колес, для которых значение коэффициента сцепления  $\varphi_{сц}$  будет минимальным

$$T_{сц} = R_{k1} \varphi_{сц 1 \min} + R_{k2} \varphi_{сц 2 \min}, \quad (2)$$

где  $\varphi_{сц 1 \min}$  – минимальные коэффициенты сцепления для ведущих колес соответственно переднего и заднего мостов машины.

При отсутствии или блокировке межосевого и межколесных дифференциалов предельное тяговое усилие машины по сцеплению ее движителей с поверхностью качения

$$T_{сц} = R_{kA} \varphi_{сц A} + R_{kB} \varphi_{сц B} + R_{kV} \varphi_{сц V} + R_{kD} \varphi_{сц D} =, \quad (3)$$

где  $R_{kA}$ ,  $R_{kB}$ ,  $R_{kV}$ ,  $R_{kD}$  – нормальные реакции поверхности качения на каждом ведущем колесе;  $\varphi_{сц A}$ ,  $\varphi_{сц B}$ ,  $\varphi_{сц V}$ ,  $\varphi_{сц D}$  – коэффициенты сцепления для соответствующих колес;

$n$  – число ведущих колес.

Как видно, при заблокированных дифференциалах предельное тяговое усилие машины будет зависеть только от сил сцепления каждого ведущего колеса с поверхностью качения.

Для машины с колесной формулой 4x2, для которой сцепной вес  $G_{сц} = G_2$ , где  $G_2$  – вес, приходящийся на ее ведущий мост, предельное тяговое усилие по сцеплению при неблокированном дифференциале

$$T_{сц} = G_2 \varphi_{сц \min}. \quad (4)$$

При межколесном заблокированном дифференциале и  $R_{kV} = R_{kD} = G_2/2$ , получим  $T'_{сц} = R_{kV} \varphi_{сц V} + R_{kD} \varphi_{сц \min} = \frac{G_2}{2}(\varphi_{сц V} + \varphi_{сц \min})$ . (5)

Степень увеличения предельного тягового усилия при блокировании межколесного дифференциала характеризуется отношением (6)

Для трехосной машины со всеми ведущими колесами (колесная формула 6x6) при соединении ведущих мостов и колес каждого моста через дифференциалы предельное тяговое усилие  $T_{сц} = (R_{k1} + R_{k2} + R_{k3}) \varphi_{сц \min}$ , (7)

где  $R_{k1}$ ,  $R_{k2}$ ,  $R_{k3}$  – нормальные реакции поверхности качения на колесах первого, второго и третьего ведущих мостов.

При блокировании или отсутствии межосевого дифференциала и наличии межколесного дифференциала

$$T_{сц} = R_{k1} \varphi_{сц 1 \min} + R_{k2} \varphi_{сц 2 \min} + R_{k3} \varphi_{сц 3 \min}, \quad (8)$$

т.е. в этом случае тяговое усилие, развиваемое машиной, зависит от сил сцепления каждой пары колес, а не ограничивается минимальным сцеплением колеса, находящегося на скользком участке дороги.

Оценить тяговые свойства машин можно также по тяговому КПД машины  $\eta_t$ , равному отношению тяговой мощности  $N_{tv}$  данный момент времени к соответствующей мощности двигателя  $N_d$ ,

$$\eta_t = \frac{N_t}{N_d} = \frac{N_t}{N_p} \eta_k \eta , \quad (9)$$

где  $\eta_k$ –КПД движителя;  $N_p$ –мощность на крюке.

Таким образом, теоретический анализ по влиянию колесной формулы и схема соединения движителей на тягово-сцепные свойства машины показывает, что тяговый КПД машины в отличие от КПД движителя, зависящего только от параметров колеса и физико-механических свойств поверхности качения, зависит также от характеристики привода машины.

### **СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ: (REFERENCES)**

1. Скотников В. А., Пономарев А. В., Климанов А. В. Проходимость машин.– Минск.: Наука и техника, 1982.–328 с.
2. Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости: Учебник для вузов/ Н.Ф. Бочаров., И.С. Цитович, А.А. Полунгян и др.; Под общ. ред. Н.Ф. Бочарова. – М.:Машиностроение, 1983.–299 с.
3. Ванцевич В. В., Дубовик Д.А., Николаев Ю.И. Дифференциал повышенного трения // Автомобильная промышленность. №4.–2006.–С.18-20.