

Полученные уравнения описывают динамику движения эластичного колеса в тормозном режиме и могут быть использованы при исследовании устойчивости транспортных средств.

Л и т е р а т у р а

1. Гоберман Л.А. Прикладная механика колесных машин. М., 1973. 2. Хачатуров А.А. и др. Динамика системы дорога - шина - автомобиль - водитель. М., 1976.

УДК 629. 114.2

С.М.Белов, канд.техн.наук,
Ж.П.Фойницкая

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОГО ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА МЕХАНИЗМА НАВЕСКИ ТРАКТОРА С УЧЕТОМ ПОЛОЖЕНИЯ ЦЕНТРА ТЯЖЕСТИ ОРУДИЯ

При проектировании механизма навески геометрические параметры выбираются так, чтобы в процессе подъема орудия из рабочего положения в транспортное обеспечить постоянное значение кинематического передаточного числа или близкое к нему. Это приводит к равномерной нагрузке гидропривода, так как усилие на штоке, в большей степени определяющее давление в магистралях гидросистемы, находится в прямой зависимости от передаточного числа при постоянной массе орудия [1]. Зависимость имеет вид

$$F_{шт} \eta_M = (G_{ор} + F_{ин}) i_s,$$

где $F_{шт}$ - усилие, развиваемое на штоке силового цилиндра; η_M - механический КПД навески; $G_{ор}$ - сила тяжести орудия; $F_{ин}$ - сила инерции орудия; i_s - кинематическое передаточное число.

В основу проектирования навесных систем современных тракторов заложено передаточное число, равное 3,5...4,5, считая при этом, что центр тяжести орудия расположен на оси подвеса. Такое допущение объясняется тем, что при современном расчете навески принят графический метод определения передаточного числа (метод планов скоростей). Громоздкость и трудоемкость этого метода при расчетах для каждой агрега-

тируемой с трактором машины или каждого орудия делают его непригодным для практических расчетов. Поэтому расчеты и выполняются из условия расположения центра тяжести орудия на оси подвеса или в лучшем случае на определенном расстоянии от нее [2], что неизбежно приводит к ошибкам, так как у всех навесных орудий положение центра тяжести различно.

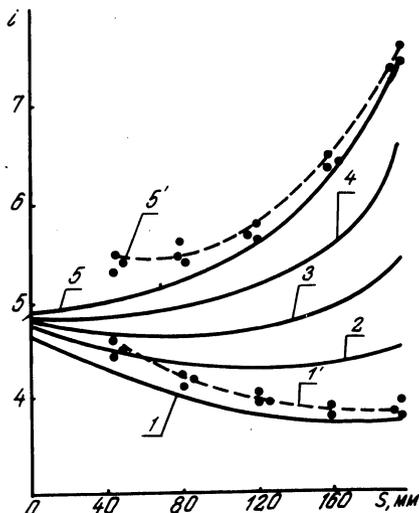


Рис. 1. Зависимость передаточного числа механизма навески от хода штока гидроцилиндра (кривые 1...5 получены при распределении центра тяжести орудия соответственно на оси подвеса и на расстояниях от нее 0,2; 0,4; 0,6 и 0,8 м): ----- расчетные; - - - - - экспериментальные.

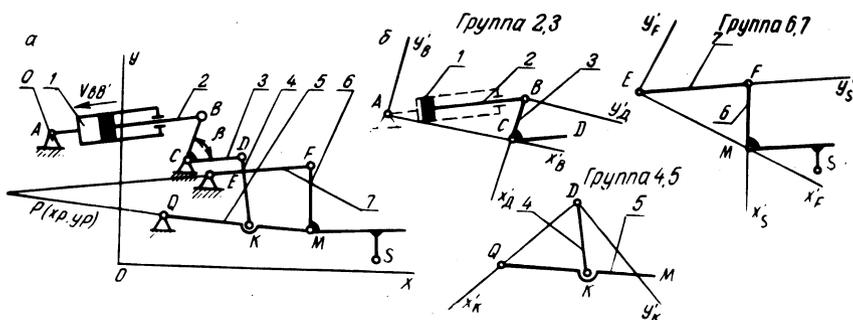


Рис. 2. Структурная схема механизма навески трактора.

Проведенные авторами экспериментальные исследования показали, что с удалением центра тяжести от оси подвеса передаточное число, а следовательно, и усилие на штоке в процессе подъема орудия из рабочего положения в транспортное изменяется, значительно возрастая к концу подъема, в то время как при расположении центра тяжести на оси подвеса передаточное число меняется незначительно и соответствует зало-

женным при проектировании (рис. 1, кривые 1'; 5'). Этот факт говорит о том, что при проектировании навесных систем, в частности, при выборе геометрических параметров механизма навески трактора следует учитывать характер изменения передаточного числа для орудий с наиболее удаленным расположением центра тяжести, так как возрастание передаточного числа навески к концу подъема может привести к перегрузке гидро-механизма системы.

В настоящей статье предлагается аналитический метод расчета передаточного числа механизма навески. Применение его позволит производить выбор рациональных кинематических схем механизма на стадии проектирования, их анализ и расчет при помощи ЭЦВМ, что доступно конструктору средней квалификации.

В общем виде кинематическое передаточное число механизма навески определяется по зависимости

$$i_s = \frac{v_s^y}{v_{bb'}^x} \quad (1)$$

где v_s^y - вертикальная составляющая скорости перемещения центра тяжести навесного орудия; $v_{bb'}^x$ - поступательная скорость перемещения штока относительно цилиндра.

Исходными расчетными параметрами являются: координаты точек А, С, Е, Q крепления навески к заднему мосту трактора, размеры звеньев рычажного механизма СВ, CD, DK, QK, QM, MF, FE, угол между рычагами β , поступательная скорость перемещения штока относительно цилиндра $v_{bb'}^x$, положение центра тяжести орудия (рис. 2). Согласно зависимости (1) задача определения i_s сводится к нахождению v_s^y из выражения

$$v_s^y = \omega_6 PS^x, \quad (2)$$

где ω_6 - угловая скорость звена 6 (навесного орудия); PS^x - проекция расстояния PS на ось OX, точка P - мгновенный центр вращения звена 6, точка S - центр тяжести навесного орудия.

Методика определения координат точек звеньев механизма В, D, K, M, F, P, S приведена в работе [3]. В табл. 1 представлены расчетные зависимости. Для определения угловой

Таблица 1. К расчету координат точек механизма навески

Группа	Расчетные зависимости
2, 3	$X_B = X_A + (AC_x X'_B - AC_y Y'_B) : AC;$ $Y_B = Y_A + (AC_y X'_B + AC_x Y'_B) : AC;$ $X_D = X_B + (BC_x X'_D - BC_y Y'_D) : BC;$ $Y_D = Y_B + (BC_y X'_D + BC_x Y'_D) : BC, \text{ где } X'_B =$ $= \frac{AB^2 + AC^2 - BC^2}{2AC}; Y'_B = \sqrt{AB^2 - (X'_B)^2};$ $X'_D = \frac{BD^2 + BC^2 - DC^2}{2BC}; Y'_D = \sqrt{BD^2 - (X'_D)^2}$
4, 5	$X_K = X_D + (DQ_x X'_K - DQ_y Y'_K) : DQ;$ $Y_K = Y_D + (DQ_y X'_K + DQ_x Y'_K) : DQ; \text{ где}$ $X'_K = \frac{DK^2 + DQ^2 - KQ^2}{2DQ}; Y'_K = \sqrt{DK^2 - (X'_K)^2}$
6, 7	$X_F = X_E + (EM_x X'_F - EM_y Y'_F) : EM;$ $Y_F = Y_E + (EM_y X'_F + EM_x Y'_F) : EM;$ $X_S = X_F + (FM_x X'_S - FM_y Y'_S) : FM;$ $Y_S = Y_F + (FM_y X'_S + FM_x Y'_S) : FM, \text{ где}$ $X'_F = \frac{EF^2 + EM^2 - FM^2}{2EM}; Y'_F = \sqrt{EF^2 - (X'_F)^2};$ $X'_S = \frac{FS^2 + FM^2 - MS^2}{2FM}; Y'_S = \sqrt{FS^2 - (X'_S)^2}$

скорости ω_6 , как и при нахождении координат точек, механизм задней навески представлен в виде групп звеньев по классификации И.И.Артоболевского [4] (рис. 2, б). Такое разделение механизма позволяет выводить формулы применительно к механизму в целом и к отдельным его группам. Составив для каждой группы векторные уравнения скоростей и выразив их компоненты через угловые скорости звеньев, после несложных преобразований [3] получаем

$$\omega_6 = -\omega_5 \frac{(\vec{QM} \times \vec{FE})}{(\vec{ME} \times \vec{FE})},$$

где ω_5 - угловая скорость нижних тяг навески (звено 5). Определяется из выражения

$$\omega_5 = -\omega_3 \frac{(\vec{CD} \times \vec{DK})}{(\vec{KQ} \times \vec{DK})},$$

где ω_3 - угловая скорость поворотного рычага (звено 3)

$$\omega_3 = -\frac{v_{bb'} \text{ AB}}{(\vec{BC} \times \vec{AB})}.$$

После соответствующих преобразований и подстановок получим окончательно зависимость для определения передаточного числа навески

$$i_s = -ABPS^x \frac{(\vec{CD} \times \vec{DK})(\vec{QM} \times \vec{FE})}{(\vec{KQ} \times \vec{DK})(\vec{MF} \times \vec{FE})(\vec{BC} \times \vec{AB})}. \quad (3)$$

Из выражения (3) видно, что кинематическое передаточное число не зависит от величины поступательной скорости перемещения штока относительно цилиндра $v_{bb'}$, а является функцией хода штока цилиндра (положения механизма, определяемого параметром АВ), размеров звеньев механизма, положения центра тяжести орудия (PS^x). На рис. 1 представлены кривые изменения передаточного числа в зависимости от хода штока гидроцилиндра для механизма навески трактора МТЗ-80. Рас-

чет сделан на ЭЦВМ "Минск-32" по предложенной методике. Анализ полученных графиков показывает, что при расположении центра тяжести на оси подвеса передаточное число изменяется от 4,62 в начале подъема до 3,68 - в конце его, обеспечивая довольно равномерную нагрузку на гидропривод по мере подъема орудия. При смещении центра тяжести на расстояние 0,8 м, что соответствует плугу ПН-3-35Р, передаточное число возрастает к концу подъема до 7,5 с 4,81 - в начале. Данные расчеты хорошо согласуются с результатами эксперимента (кривые 1' и 5').

В итоге исследования получены аналитические зависимости для расчета кинематики механизма задней навески трактора. Установлена зависимость кинематического передаточного числа от положения центра тяжести орудия.

Формула может быть применена при силовых расчетах навесных устройств трактора, динамических исследованиях навесного тракторного агрегата с целью определения приведенных сил и масс навесного орудия, а также при проектировании навесных систем трактора.

Л и т е р а т у р а

1. Чудаков Д.А. Основы теории навесных сельскохозяйственных агрегатов. М., 1954.
2. Тракторы сельскохозяйственные. Методы испытаний. ГОСТ 7057-73. М., 1973.
3. Фойницкая Ж.П. Аналитическое исследование с использованием ЭЦВМ механизма задней навески трактора. - В кн.: Сб. науч. трудов аспирантов. Минск, 1974.
4. Артоболевский И.И. Теория механизмов. М., 1967.

УДК 629.114

Ю.Е.Атаманов, В.В.Будько

ПРИМЕНЕНИЕ АВТОМАТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ ПОВЫШЕНИЯ ПРОХОДИМОСТИ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ

Автоматически действующие системы управления (АСУ) могут быть созданы для управления работой межосевого привода машины 4х4, догрузателей ведущих колес, централизованной системы изменения давления воздуха в шинах, дифференциалов с принудительной блокировкой, а также выдвигных почвозащитов.