

Теория, конструирование, испытания

УДК 631.3 — 182.8.001.2

Конструктивные параметры широкозахватных МТА на основе МЭС

Д-р техн. наук Г.М.КУТЬКОВ (МГАУ им. В.П.Горячкина),
канд.-тн техн. наук В.Т.НАДЫКТО (ЮФ ИМЭСХ),
Е.В.ГАБАЙ (НАТИ)

Высокая конструктивная и технологическая адаптация модульного энергетического средства (МЭС) позволяет составлять на его основе агрегаты для осуществления перспективных технологий [2].

Особое место среди них занимает возделывание с.-х. культур с применением постоянной технологической колеи [3]. В процессе движения МТА траектория последней копируется двигателями энергетического средства с некоторой неточностью, которая состоит из ошибки копирования следа колеи управляемыми колесами МЭС (ошибки управления) и ошибки отработки динамической системой управляющего и возмущающего воздействий (ошибки функционирования). Поскольку вторая ошибка может иметь место и при отсутствии первой, то это дает возможность оценить точность движения исследуемого МТА по ошибке функционирования. Природу ее можно представить в виде неточности отслеживания траектории постоянной технологической колеи «критическими» точками МТА. В зависимости от схемы агрегата они могут находиться либо на боковых поверхностях управляемых колес энергетического средства, либо на боковых краях смежных с колесей рабочих органов сельхозмашин.

Характер функционирования той или иной системы при отработке управляющего и возмущающего воздействий зависит от ее динамических характеристик, которые (применительно к данному случаю) определяются схемой и соответствующими конструктивными параметрами МТА. В статье дана попытка правильного их выбора с учетом вышеизложенных соображений.

Преобразующие свойства динамической системы можно отобразить соответствующими передаточными функциями и частотными характеристиками. Для их получения разработана математическая модель МТА на основе МЭС. При составлении дифференциальных уравнений движения агрегата приняты следующие допущения:

рабочие орудия жестко связаны с МЭС как в продольном, так и в поперечном направлениях. Взаимная угловая подвижность энергетического и транспортно-технологического модулей МЭС при движении на гоне исключена;

плоскость движения горизонтальна: крен и дифферент агрегата отсутствуют;

угол отклонения продольной оси МЭС от заданного направления движения мал (не превышает 0,08—0,10 рад.);

колебания тягового сопротивления агрегируемых сельхозмашин существенно не влияют на скорость поступательного движения МТА, в результате чего она принята постоянной. Не внося большой ошибки в описание динамики агрегата, данное допущение позволяет уменьшить количество дифференциальных уравнений;

взаимодействие и контакт рабочих органов с обрабатываемой почвой происходит в условных точках, расположенных на одной линии, перпендикулярной продольной оси агрегата;

боковое взаимодействие шин МЭС с деформируемой поверхностью рассматривается в рамках гипотезы «бокового увода». Моменты сопротивления скручиванию шин в вертикальной плоскости не учитываются из-за их малости;

углы увода шин колес, размещенных на одной геометрической оси, а также боковые силы, действующие на них, принимаются одинаковыми;

в условиях прямолинейного движения достаточно малы (не более 0,1 рад.), а поэтому практически равны углы поворота управляемых колес МЭС.

В процессе составления дифференциальных уравнений все силы, действующие на МЭС со стороны агрегируемых машин, представлены в виде главного

(окончание статьи С.В.Симоновича)

полную посадку на корпус жаровни и легкий съем для очистки и санитарной обработки.

Заданная температура поддерживается автоматически. Предусмотрена световая сигнализация наличия питающего напряжения и включенного состояния электронагревателей.

Техническая характеристика электрожаровни

Диапазон изменения температуры, °С 50 — 300
Время разогрева поверхности противня до температуры 200°С, мин 10

Габаритные размеры, мм:

ЭЖ-1 350×430×263
ЭЖ-2 700×430×263

Масса, кг:

ЭЖ-1 12
ЭЖ-2 21

Среднее потребление электроэнергии для

поддержания температуры 200°С, кВт·ч:
ЭЖ-1 1
ЭЖ-2 2

Телефоны для справок: (095) 923-83-44,
923-97-69

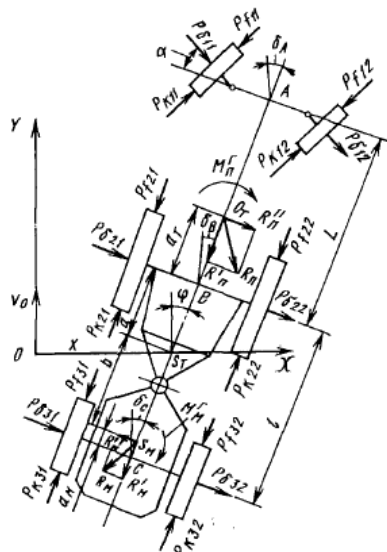


Рис. 1. Схема сил, действующих на МЭС в горизонтальной плоскости

вектора и главного момента (рис. 1), конкретные выражения для которых составлялись с учетом рассматриваемой схемы агрегата.

В статье проанализированы две основные схемы МТА для реализации технологии выращивания пропашных культур по постоянной технологической колесе с шагом ее прокладки, равным 12,6 м. Технологическая часть агрегата состоит (как правило) из трех сельхозмашин. Их присоединение к энергетическому средству может быть следующим:

схема I: одна машина спереди, две сбоку или сзади;

схема II: одна машина сзади, две спереди или сбоку.

В расчетах принято, что ширина захвата центральной (B') и боковых (B'') машин соответствует условию, которое подчеркивает конструктивную особенность МТА (постоянство общей ширины захвата B_p) при маршрутизации его движения:

$$B' + 2B'' = B_p = \text{const.}$$

Общая ширина захвата агрегата постоянна и равна:

$$B_p = H + \Delta,$$

где $H = 12,6$ м — шаг технологической колес; $\Delta = 0,2$ м — общее перекрытие рабочих органов агрегата.

Условия движения МТА по постоянной технологической колесе априори приравнены к условиям его движения по стерне колосовых культур, что нашло отражение при выборе коэффициента сопротивления перекатыванию и расчете касательных сил тяги ведущих колес энергетического средства.

Вертикальные реакции на колесах МЭС определяли путем решения системы уравнений статического

равновесия МТА в продольно-вертикальной плоскости.

В результате математическая модель плоскопараллельного движения агрегата на основе МЭС имеет вид:

$$\begin{aligned} \ddot{x} + A_{11}\dot{x} + A_{12}\dot{\varphi} + A_{13}\varphi &= \\ = f_{11}\alpha + (R'_{n1} - R'_{m1})/m; & \\ \ddot{\varphi} + A_{21}\dot{x} + A_{22}\dot{\varphi} + A_{23}\varphi &= f_{21}\alpha + (M'_n + \\ + M'_m)/I + [R'_{n1}(\alpha_T + a) + R'_{m1}b]/I, & \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \text{где } A_{11} &= (k_A + k_B + k_C) / (mv_0); \\ A_{12} &= [k_A(L + a) + k_Ba - k_C(l - a)] / (mv_0); \\ A_{13} &= -(k_A + k_B + k_C) / m; \\ A_{21} &= [k_A(L + a) + k_Ba - k_C(l - a)] / (v_0I); \\ A_{22} &= [k_A(L + a)^2 + k_Ba^2 + k_C(l - a)^2] / (v_0I); \\ A_{23} &= [k_A(L + a) + k_Ba - k_C(l - a)] / I; \\ f_{11} &= [k_A + (P_{K1} - P_{J1})] / m; \\ f_{21} &= [k_A + (P_{K1} - P_{J1})](L + a) / I. \end{aligned}$$

В данной системе уравнений и на рис. 1 приняты следующие обозначения:

φ, x — обобщенные координаты агрегата в виде курсового угла и поперечного смещения центра масс соответственно; α — угол поворота управляемых колес МЭС; M'_n, R'_{n1}, R'_{m1} и M'_m, R'_{m1}, R'_{m2} — главные моменты и составляющие главных векторов сил, действующих на МЭС со стороны передних и задних агрегатируемых машин; m, I, v_0 — масса, момент инерции и скорость движения МТА; k_A, k_B, k_C — коэффициенты сопротивления уводу передних и задних колес энергетического, а также колес технологического модулей соответственно; $P_{K11}, \dots, P_{K32}, P_{J1}, \dots, P_{J32}$; $P_{K1} = P_{K11} + P_{K12}$; $P_{J1} = P_{J11} + P_{J12}$ — силы сопротивления перекатыванию и касательные силы тяги колес МЭС; $P_{B11}, \dots, P_{B32}$ — боковые силы, вызывающие углы увода переднего (δ_A), заднего (δ_B) мостов энергетического, а также моста технологического (δ_C) модулей МЭС; $L, l, a, b, \alpha_T, a_m$ — конструктивные параметры, смысловая нагрузка которых показана на рис. 1. O_T, S_m, S_T — центры масс соответственно трактора, технологического модуля с сельхозмашиной и МТА.

Дифференциальные уравнения (1) отображают исследуемый агрегат в виде динамической системы, преобразующей в процессе движения входные параметры в выходные. В роли первых выступают управляющее и возмущающее воздействия. Управляющее воздействие представлено углом поворота управляемых колес МЭС, а возмущающее — разностью ΔP_{Kp} тягового сопротивления боковых сельхозмашин, которое в явном виде в системе (1) не присутствует. Для агрегата по схеме I оно входит в выражение, определяющее момент M'_m , а для МТА по схеме II — в выражение, определяющее момент M'_n :

$$M'_m = \Delta P_{Kp}S_0 + 2k_3l_m^2 [\dot{x} - b_0\dot{\varphi} - v_0\varphi] / v_0;$$

$$M'_n = \Delta P_{Kp}S_0 - 2k_3xb_0\dot{\varphi} - v_0\varphi,$$

где $b_0 = \sqrt{a^2 + a_T^2 + l_m^2} + S_0^2$; k_n, k_3 — коэффициенты сопротивления поперечному сдвигу рабочих органов передней и задней сельхозмашин соответственно; S_0 — расстояние по фронту между центрами боковых

машин; l_m^1 — расстояние от центра масс энергетического модуля МЭС до центра масс передней машины; l_m^2 — расстояние от центра масс транспортно-технологического модуля МЭС до центра масс задней сельскохозяйственной машины.

Выходными переменными рассматриваемой динамической системы являются параметры, дающие траекторию движения МТА: угол поворота продольной оси и поперечное смещение его центра масс.

На основе полученных уравнений составлены передаточные функции и рассчитаны амплитудные (АЧХ) и фазовые (ФЧХ) частотные характеристики, положенные в основу оценки адекватности модели и последующей работы с ней.

Проверка математической модели на адекватность заключалась в том, что действительную (полученную экспериментальным путем) нормированную спектральную плотность курсового угла сравнивали с теоретической, рассчитанной по формуле [4]

$$\sigma_{\varphi}^{\text{теор}} = [A_{\alpha}(\omega)]^2 \sigma_{\alpha}(\omega) (D_{\alpha}/D_{\varphi}) + [A_{\Delta P_{\text{кр}}}(\omega)]^2 \sigma_{\Delta P_{\text{кр}}}(\omega) D_{\Delta P_{\text{кр}}}/D_{\varphi},$$

где ω — частота колебаний входных параметров; $A_{\alpha}(\omega)$, $A_{\Delta P_{\text{кр}}}(\omega)$ — АЧХ МТА относительно его курсового угла по управляющему и возмущающему воздействиям соответственно; $\sigma_{\alpha}(\omega)$, D_{α} и $\sigma_{\Delta P_{\text{кр}}}(\omega)$, $D_{\Delta P_{\text{кр}}}$ — нормированная спектральная плотность и дисперсия входных воздействий; D_{φ} — дисперсия курсового угла.

Для получения действительной спектральной плотности курсового угла был подготовлен агрегат, состоящий из МЭС-150, сцепки СН-75М, передненавесной культиваторной секции с шириной захвата 5 м и двух прицепных культиваторов КПС-4.

Во время полевых опытов измеряли тяговое сопротивление культиваторов КПС-4 ($P_{\text{кр}}$), курсовой угол МТА (φ) и угол поворота управляемых колес МЭС (α), разность которых рассматривалась в виде возмущающего воздействия. Угол φ регистрировали гироскопом ГПК-52, угол α — реохордом с линейной характеристикой, а $P_{\text{кр}}$ — с помощью тяговых звеньев конструкции ВИСХОМа. Все измеряемые параметры фиксировались на ленте осциллографа К-20-22.

Амплитудные частотные характеристики $A_{\alpha}(\omega)$ и $A_{\Delta P_{\text{кр}}}(\omega)$ рассчитывали, используя передаточные функции агрегата относительно курсового угла по управляющему [$W_{\alpha}(S)$] и возмущающему [$W_{\Delta P_{\text{кр}}}(S)$] воздействиям:

$$W_{\alpha}(S) = \frac{A_1^{\alpha}(S) + A_0^{\alpha}}{S(S^2 + B_1S + B_0)},$$

$$W_{\Delta P_{\text{кр}}}(S) = \frac{A_1^{\Delta P_{\text{кр}}}(S) + A_0^{\Delta P_{\text{кр}}}}{S(S^2 + B_1S + B_0)},$$

где S — оператор дифференцирования; $A_1^{\alpha} = f_{21}$; $A_1^{\Delta P_{\text{кр}}} = f_{22}$; $A_0^{\alpha} = f_{21}A_{11} - f_{11}A_{21}$; $A_0^{\Delta P_{\text{кр}}} = f_{22}A_{11}$; $B_1 = A_{11} + A_{22}$; $B_0 = A_{11}A_{22} - A_{12}A_{21} + A_{23}$.

С использованием полученных АЧХ рассчитывали теоретическую нормированную спектральную плотность угла. Сравнение ее с экспериментальной пока-

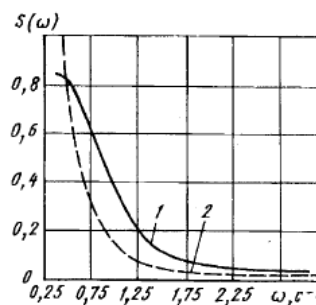


Рис. 2. Нормированные спектральные плотности курсового угла МТА по реализациям натурной (1) и модельной (2) экспериментов ($v = 1,77$ м/с; $D_1 = 2,8 \cdot 10^{-2}$ рад²; $D_2 = 3,1 \cdot 10^{-2}$ рад²)

зало, что колебания курсового угла имеют примерно одинаковый частотный характер (рис. 2). Основной спектр дисперсий в обоих случаях сосредоточен в диапазоне частот $0,3 \dots 2,5$ с⁻¹. При скорости движения агрегата 1,77 м/с расчетный F-критерий Фишера сравниваемых экспериментальной и теоретической дисперсий выходного параметра равен 1,11, а при скорости 2 м/с — 1,16. Табличное значение этого критерия для 95 %-й доверительной вероятности как в реальных, так и в модельных условиях составляет 1,39 [1]. Следовательно, разность сравниваемых дисперсий носит чисто случайный характер и, следовательно, ноль-гипотеза об их равенстве не отклоняется. Другими словами, дисперсии колебаний выходной величины (угла φ) в условиях натурального и модельного экспериментов являются статистическими оценками одной и той же генеральной совокупности. Это практически подтверждает адекватность разработанной модели и правомерность ее использования для теоретических исследований.

В результате последующего моделирования установлено, что на качество обработки агрегатом управляющего и возмущающего воздействий при его движении по постоянной технологической колее наибольшее влияние оказывают соотношение между шириной захвата передней (задней) и боковых сельскохозяйственных машин, а также продольная координата размещения последних.

Анализ обработки управляющего воздействия МТА как по схеме I, так и по схеме II заключался в составлении передаточной функции по поперечному смещению управляемых колес МЭС относительно поперечного смещения рабочих органов боковых машин и расчете на ее основе амплитудных и фазовых частотных характеристик, сравниваемых затем с желаемыми АЧХ и ФЧХ. В качестве последних принимались частотные характеристики идеальной следящей динамической системы (рис. 3).

При обработке возмущения рассматривали передаточную функцию МТА по курсовому углу.

Оценку чувствительности агрегата к управляющему воздействию проводили в диапазоне рабочей частоты ω , верхняя граница которого, как следует из результатов экспериментальных исследований, не превышает $2 \dots 2,5$ с⁻¹ (см. рис. 2).

В процессе проверки модели на адекватность установлено, что основная доля дисперсии разности тяго-

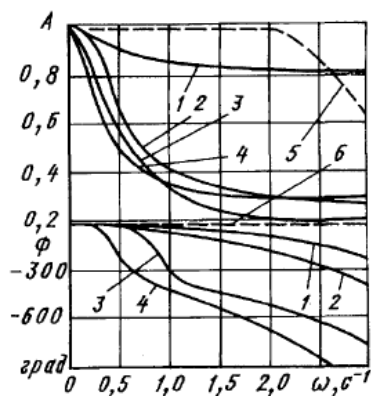


Рис. 3. Амплитудные (A) и фазовые (Φ) частотные характеристики отработки агрегатом управляющего воздействия при различном продольном удалении рабочих органов боковых машин от управляемых колес МЭС: 1 — 1,94 м; 2 — 4,58 м; 3 — 7,22 м; 4 — 9,86 м; 5, 6 — желаемые АЧХ и ФЧХ.

вого сопротивления боковых машин МТА сосредоточена в диапазоне частот, верхняя граница которого не превышает 6—7 с⁻¹. С учетом этого оценку чувствительности агрегата к возмущающему воздействию проводили в интервале рабочих частот $0,5 \leq \omega \leq 6,5$ с⁻¹.

Соотношения ширины захвата центральной (передней или задней) и боковых сельхозмашин, принятые для моделирования МТА на основе МЭС при его движении по постоянной технологической колее, приведены ниже:

Ширина захвата, м:				
МТА B_p				12,8
центральной сельхозмашины $B_{ц}$	8,50	6,40	4,27	2,56
боковой сельхозмашины $B_{б}$	2,12	3,20	4,27	5,12
Соотношение k величин $B_{ц}$ и $B_{б}$	4:1	2:1	1:1	0,5:1
Расстояние S_0 по фронту между центрами боковых машин, м	5,33	4,80	4,27	3,84

Данные моделирования показывают, что с ростом соотношения ширины захвата передней сельхозмашины к ширине захвата боковой АЧХ реакции агрегата на управляющее воздействие изменяются несущественно. Так, например, при соотношении ширины захвата передней и боковых машин $k = 4:1$ и $0,5:1$ на частоте 0,25—1,5 с⁻¹ отличаются на 0,05—0,06, а ФЧХ — на 4,3—0,1° соответственно.

Следует, однако, отметить, что с увеличением ширины захвата передней машины возрастает ее тяговое сопротивление, вертикальная составляющая которого разгружает (путем воздействия через тяги переднего навесного механизма) управляемые колеса МЭС. Это отрицательно сказывается на величине развиваемой ими касательной силы тяги. Если при $k = 0,05:1$ вертикальная реакция на колесах переднего моста энергетического модуля составляет 13,8 кН, то при $k = 4:1$ это значение уменьшается до 11,2 кН, т.е. на 2,6 кН. Потеря касательной силы тяги управляемых колес МЭС равна при этом 1 кН.

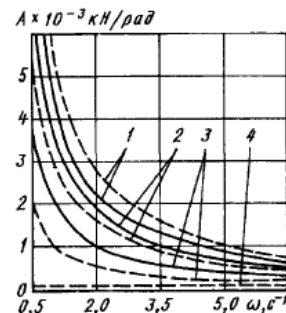


Рис. 4. АЧХ отработки возмущающего воздействия агрегатом по схеме I при максимальном (—) и минимальном (---) соотношениях k и различных значениях продольного удаления рабочих органов боковых машин от управляемых колес МЭС: 1 — 1,94 м; 2 — 4,58 м; 3 — 9,86 м; 4 — желаемая АЧХ

Более весомо на характер АЧХ и ФЧХ рассматриваемой динамической системы влияет продольная координата размещения боковых машин. В случае приближения последних к управляемым колесам энергетического модуля МЭС запаздывание отработки агрегатом управляющего воздействия значительно уменьшается. Особенно это заметно на частотах свыше 0,5 с⁻¹. Амплитуда при этом увеличивается и даже приближается к желаемой (см. рис. 3, линия 1).

При отработке динамической системой возмущающего воздействия главной оценкой является амплитуда колебаний выходной величины. У агрегата по схеме I она, при неизменном значении соотношения k (см. табл.), уменьшается (становится более приемлемой) по мере удаления рабочих органов боковых машин от управляемых колес МЭС (рис. 4).

Влияние изменения величины k носит неоднозначный характер. Оно проявляется при увеличении расстояния L_p между условными точками рабочих органов боковых машин и осью передних колес энергетического модуля. С увеличением k АЧХ ухудшаются при $L_p < 6$ м и, наоборот, улучшаются, если $L_p > 6$ м. При $L_p = 6$ м влияние величины соотношения k на амплитудную частотную характеристику МТА практически нивелируется.

Агрегат по схеме II отличается качественно иным характером отработки управляющего воздействия.

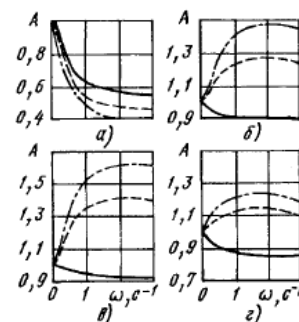


Рис. 5. АЧХ отработки управляющего воздействия агрегатом по схеме II при различных значениях соотношения k и удалении рабочих органов боковых машин вперед (+) и назад (-) относительно управляемых колес МЭС: — $k = 4:1$; --- $k = 1:1$; - - - $k = 0,5:1$; а — (+3,9) м; б — 0 м; в — (-3,9) м; г — (-7,8) м

При вынесении рабочих органов боковых машин вперед относительно оси управляемых колес МЭС ФЧХ улучшаются с увеличением соотношения k (рис. 5, а). Этот результат соответствует данным, полученным на более ранней стадии моделирования подобного МТА (А.с. 1586544, СССР).

При расположении боковых машин на одной линии с осью передних колес МЭС (рис. 5, б) и за ней (рис. 5, в, г) картина качественно изменяется на обратную: с уменьшением k модуль АЧХ системы резко возрастает. Он может увеличиваться при этом на 65 % (рис. 5, в). В то же время наиболее близкими к желаемым остаются АЧХ агрегата, у которого соотношение k составляет 4:1.

Что касается смещения фазы колебаний выходной величины, то в интервале частот 0,25 — 0,50 с⁻¹ оно резко возрастает с 5—15° до 230—240°.

Отработка агрегатом по схеме II возмущающего воздействия в качественном и количественном отношении практически аналогична реакции на это же воздействие МТА по схеме I.

Приведенный выше анализ схем МТА, реализующих способ движения по постоянной технологической колее, позволяет сделать следующие выводы:

- характер отработки возмущающего воздействия агрегатами на базе МЭС практически мало зависит как от принятых соотношений между шириной захвата центральной и боковых сельхозмашин, так и от их продольного размещения;

- для агрегата по схеме I ширина захвата центральной передненавесной машины должна быть минимально возможной, поскольку ее увеличение, несущественно отражаясь на характере отработки динамической системой управляющего и возмущающего воздействий, нагружает управляемые колеса МЭС, что приводит к потере развиваемой ими касательной силы тяги;

- при размещении боковых машин до оси управляемых колес энергетического модуля на расстоянии менее 2 м фазовое запаздывание отработки управляющего воздействия агрегатом по схеме I значительно уменьшается. Особенно это выражено на частотах более 0,5 с⁻¹. Амплитудные частотные характеристики в этом случае приближаются к желаемым;

- для МТА по схеме II оптимальные АЧХ и ФЧХ соответствуют соотношению ширины захвата центральной задней сельхозмашины к ширине захвата боковой как 4:1. Рабочие органы боковых машин желательно размещать на одной линии с осью управляемых колес МЭС или за ней.

Список литературы

1. Доспехов Б.А. Методика полевого опыта. — М.: Агропромиздат, 1985.
2. Исследования модульного энерготехнологического средства / Г.М. Кутыков и др. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. — 1989, № 12.
3. Качество отслеживания постоянной технологической колеи при культивации зяби / Г.М. Кутыков и др. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. — 1992, № 2.
4. Лурье А.Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов. — Л.: Колос, 1970.