

УДК 502/504:631.311.5:624.13.002.5

Ю. Г. Ревин, канд. техн. наук, профессор

Федеральное государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Московский государственный университет природообустройства»

ДИНАМИЧЕСКАЯ ЗАГРУЖЕННОСТЬ ЗЕМЛЕРОЙНО-МЕЛИОРАТИВНОЙ МАШИНЫ С КОМБИНИРОВАННЫМ РАБОЧИМ ОБОРУДОВАНИЕМ

Уровень динамических нагрузок в системах привода мелиоративных каналокопателей с комбинированными рабочими органами определяется в основном внешними воздействиями, параметрами и типом привода активных рабочих органов. Однако заметное влияние на динамику оказывают также и характеристики систем привода подачи машины. В статье приводятся конкретные данные, свидетельствующие о необходимости учета параметров привода хода и особенностей формирования внешней нагрузки.

The level of dynamic loadings in systems of a drive meliorative channeldrips with the combined working bodies is defined basically by external indignations, parameters and type of a drive of active working bodies. However appreciable influence on dynamics render as well characteristics of systems of a drive of submission of the machine. In clause the concrete data testifying to necessity of the account of parameters of a drive of a course and features of formation of external loading are cited.

Наиболее представительным вариантом подобного рода машины можно считать каналокопатели с активно-пассивными рабочими органами, у которых расход мощности на привод передвижения вполне сопоставим с мощностью, расходуемой на привод активного рабочего органа, например каналокопатели типа МК-17, МК-23, МК-22.

Составим основную матрицу динамической системы плужно-фрезерного каналокопателя, учитывая соображение о возможности пренебрежения для дальнейших расчетов упруго-механической системой «трактор — рабочий орган», описывающей колебания этой системы в продольной вертикальной плоскости [1].

Для получения конкретных данных по расчету рассмотрим каналокопатель МК-23. Расчетная динамическая схема привода этой машины будет выглядеть следующим образом (рис. 1).

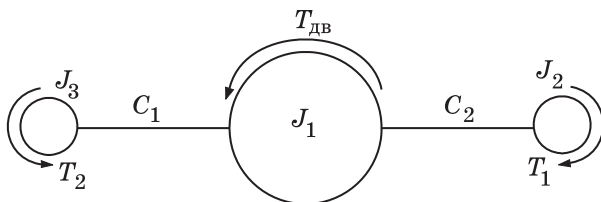


Рис. 1. Расчетная динамическая схема привода плужно-фрезерного каналокопателя МК-23

Рассмотрев движение привода плужно-фрезерного каналокопателя МК-23, составим следующую систему дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) + c_2 (\varphi_1 - \varphi_3) &= T_{дв}; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) &= T_1; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 - c_2 (\varphi_1 - \varphi_3) &= rT_1 + T_2; \\ T_1 &= K_1 \dot{\varphi}_2 + K_2 \dot{\varphi}_3 + K_3 h + m; \\ T_2 &= K_4 \cdot h + t; \\ h &= H \cdot P_T(s); \\ T_{дв} &= -b\dot{\varphi}_1 + a\ddot{\varphi}_1, \end{aligned} \right\} (1)$$

где J_1 — момент инерции маховика дизеля с приведенными к нему возвратно-поступательно движущимися массами, кг·м²; J_2 — приведенный к валу двигателя момент инерции активного рабочего органа (ротора-фрезы), кг·м²; J_3 — приведенный к валу двигателя момент инерции рабочего оборудования машины вместе с трактором в их поступательном движении, кг·м²; C_1 и C_2 — приведенные к валу двигателя крутильные жесткости валопровода системы привода фрезы и суммарная жесткость валопровода системы привода хода и системы агрегатирования рабочего оборудования с трактором, Н·м; T_1 — приведенный момент сопротивления на фрезе, Н·м; T_2 — приведенное к моменту сопротивление на рабочем органе в его поступательном движении, Н·м; $T_{дв}$ — движущий момент на валу дизеля, Н·м; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ — обобщенные координаты, рад; r — коэффициент приведения вращающего момента сопротивления на фрезе к приведенному моменту, действующему на рабочее оборудование при его поступательном движении; $K_1, K_2,$

K_3 — частные коэффициенты, учитывающие влияние на величину момента сопротивления угловой скорости фрезы, поступательной скорости каналокопателя, глубины канала; m — случайная составляющая момента сопротивления на фрезе, Н·м; t — случайная составляющая сопротивления движения рабочего оборудования, приведенная к моменту, Н·м; H — неровности поверхнос-

ти трассы как входное возмущение, см; $P_\tau(s)$ — передаточная функция гусеничного трактора.

Система дифференциальных уравнений (1) дает возможность сформировать основную матрицу динамической системы $\Delta(s)$:

$$\Delta(s) = \begin{vmatrix} J_1 s^2 + c_1 + c_2 & -c_1 & -c_2 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ -c_1 & J_2 s^2 + c_1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ -c_2 & 0 & J_3 s^2 + c_2 & 0 & -2 & -1 & 0 \\ 0 & -K_1 s & -K_2 s & -K_3 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -K_4 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{P_\tau(s)} & 0 & 0 & 0 \\ bs - as^2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}. \quad (2)$$

Значения моментов инерции и жесткостей динамической системы определены по известным формулам с использованием рабочих чертежей машины. Коэффициенты K_1, K_2, K_3, K_4 определены по специальной методике [2].

При оценке динамических явлений в машине МК-23, к которым относятся в первую очередь колебания потребного момента на валу дизеля, неровности поверхности дна канала и величины моментов в упруго-механических системах привода фрезы и механизма передвижения, были получены следующие результаты: для момента дизеля амплитуда от нагрузки на фрезе — 116,8 Н·м, амплитуда от нагрузки на рабочем оборудовании в его передвижении в продольном направлении — 44,5 Н·м. Приведенные цифры относятся к работе плужно-фрезерного каналокопателя при рабочей скорости 360 м/ч. Для рабочей скорости 720 м/ч такие же амплитудные значения момента равны соответственно 31,1 и 13,2 Н·м.

Подобная картина наблюдается при оценке упругого момента в трансмиссии. При скорости 360 м/ч амплитуда упругого момента в трансмиссии привода фрезы равна 40,5 Н·м, в упруго-механической системе привода передвижения машины амплитуда момента равна 23,4 Н·м. При скорости 720 м/ч амплитуда упругого момента в приводе фрезы — 36,3 Н·м, приводе хода — 16,3 Н·м.

Таким образом, можно отметить значительно большую динамику при работе на малых поступательных скоростях. Следует также отметить и то, что по мере уменьшения поступательной скорости тенденция увеличения динамики снижается. Это явление можно объяснить влиянием забоя на затухание колебаний фрезы и рабочего оборудования в его поступательном перемещении.

Во многом влияние затухания забоя на величину колебаний, особенно фрезы, воплощается в коэффициенте r :

$$r = (P \cos \varphi - N \sin \varphi) \frac{r_{зв} i_\phi}{R_\phi i_n P}, \quad (3)$$

где P — суммарная окружная реакция грунта при его копании на фрезе; N — суммарная нормальная реакция грунта при его копании на фрезе, $N \approx (0,4 \dots 0,5)P$; R_ϕ — радиус фрезы; $r_{зв}$ — радиус звездочки гусеничного двигателя базовой машины; i_ϕ — передаточное число трансмиссии от коленчатого вала дизеля до фрезы; i_n — передаточное число трансмиссии от звездочки гусеничного двигателя до коленчатого вала дизеля; φ — угол наклона реакции P к горизонту;

$$r = \frac{i_\phi}{R_\phi} (\cos \varphi - 0,5 \sin \varphi) \frac{r_{зв}}{i_n} = \frac{\omega_{дв}}{\omega_\phi R_\phi} \cdot \frac{r_{зв} \omega_{зв}}{\omega_{дв}} \cdot (\cos \varphi - 0,5 \sin \varphi) = \frac{v_n}{v_\phi} (\cos \varphi - 0,5 \sin \varphi) = \frac{0,1}{8} \cdot 0,5 \times \quad (4)$$

$$\times 0,707 = 0,5 \cdot 10^{-3} = 0,005,$$

где v_n — поступательная скорость каналокопателя, м/с; v_ϕ — окружная скорость среды, м/с; $\omega_{дв}$ — угловая скорость вала двигателя, c^{-1} ; ω_ϕ — угловая скорость фрезы, c^{-1} ; $\omega_{зв}$ —

угловая скорость звездочки гусеничного движителя, с^{-1} .

Знак «минус» в формуле (4) означает, что суммарная нормальная реакция на фрезу направлена в сторону забоя, т.е. стремится «затянуть» фрезу в забой. Эта ситуация справедлива при заточенных режущих элементах. По мере их затупления направление и величина нормальной составляющей суммарной реакции грунта при его копании на фрезу увеличивается в значительной степени.

Расчеты показывают, что чем больше затупление, тем меньше динамика в приводе каналокопателя. Этот расчетный эффект вполне объясним явлениями затухания колебаний.

Универсальная математическая модель плужно-фрезерного каналокопателя, представленная системой уравнений (1), основной матрицей динамической системы (2), позволяет получать данные о неровностях поверхности дна канала. Результаты расчетов таковы: при амплитудах неровностей трассы, равных 8...9 см, и длине неровностей 9...10 см амплитуды неровностей дна канала равны 9...10 см. Уменьшение

амплитуды неровностей возможно главным образом за счет некоторых конструктивных изменений системы агрегатирования рабочего оборудования с базовой машиной — трактором. Наиболее действенным и практически осуществимым является установка силового гидравлического цилиндра в задней части рабочего оборудования с целью опоры на заднюю дополнительно установленную лыжу, движущуюся по дну канала при плавающих цилиндрах навесной системы базовой машины.

На рис. 2 представлены графики нормированных корреляционных функций вращающего момента. Анализ этих графиков показывает, что в составе заданных реализаций наблюдаются, по крайней мере, три устойчивые периодические системы колебаний с частотами $\omega_1 \approx 120...130 \text{ с}^{-1}$; $\omega_2 \approx 60...65 \text{ с}^{-1}$; $\omega_3 \approx 8 \text{ с}^{-1}$. При этом частота ω_3 полностью соответствует частоте вращения фрезы: $\omega_2 \approx \omega_3 z$, где z — число режущих элементов на фрезе ($z = 8$).

Таким образом, частоты ω_2 и ω_3 определяются конструкцией и ки-

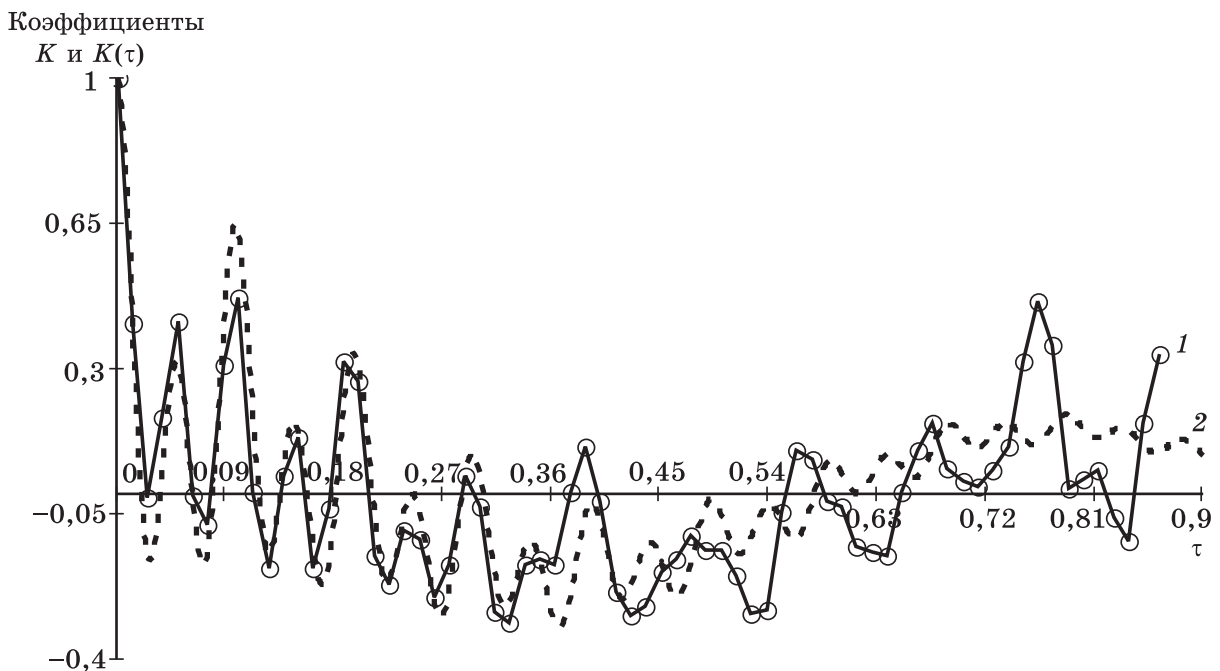


Рис. 2. Графики нормированных корреляционных функций упругого момента на карданном валу привода фрезы: 1 — эмпирическая корреляционная функция; 2 — кривая нормированной корреляционной функции, построенной после аппроксимации эмпирической функции аналитическим выражением

нематическими параметрами активно-го рабочего органа (фрезы), причем распределение дисперсии по этим периодическим составляющим таковы: на колебания с частотой ω_2 приходится примерно 20 % от общей дисперсии, а для колебаний с частотой ω_3 — 5...10 % от общей дисперсии.

Что касается частоты $\omega_1 \approx 120...130 \text{ с}^{-1}$, то эта частота есть проявление динамических свойств привода фрезы и равна парциальной собственной частоте упруго-механической системы привода фрезы. На подобные колебания приходится около 40 % общей дисперсии. По результатам статистической обработки эта величина составляет около $2\,000 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$.

Нормированная корреляционная функция упругого момента в приводе

фрезы может быть аппроксимирована следующим выражением:

$$K(\tau) = A_0 e^{-\alpha_0 \tau} + A_1 e^{-\alpha_1 \tau} \cos \omega_1 \tau + A_2 e^{-\alpha_2 \tau} \cos \omega_2 \tau + A_3 e^{-\alpha_3 \tau} \cos \omega_3 \tau, \quad (5)$$

где A_0, A_1, A_2, A_3 — коэффициенты, показывающие, как распределяется общая дисперсия динамического процесса по соответствующим составляющим; $A_0 + A_1 + A_2 + A_3 \approx 1$; $\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ — коэффициенты, свидетельствующие о степени узкополостности соответствующей составляющей динамического процесса; e — Неперово число, $e = 2,73$; τ — шаг квантования при вычислении корреляционной функции, с ; $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ — величины круговых частот колебаний соответствующих составляющих динамического процесса, с^{-1} .

На рис. 3 приведен график спектральной плотности ω упругого момента, полученный в результате косинус-преобразования Фурье формулы (4):

$$S(\omega) = \int_0^{0,8} K(\tau) \cos(\omega \tau) d\tau.$$

График на рис. 3 подтверждает, что в составе динамических реакций

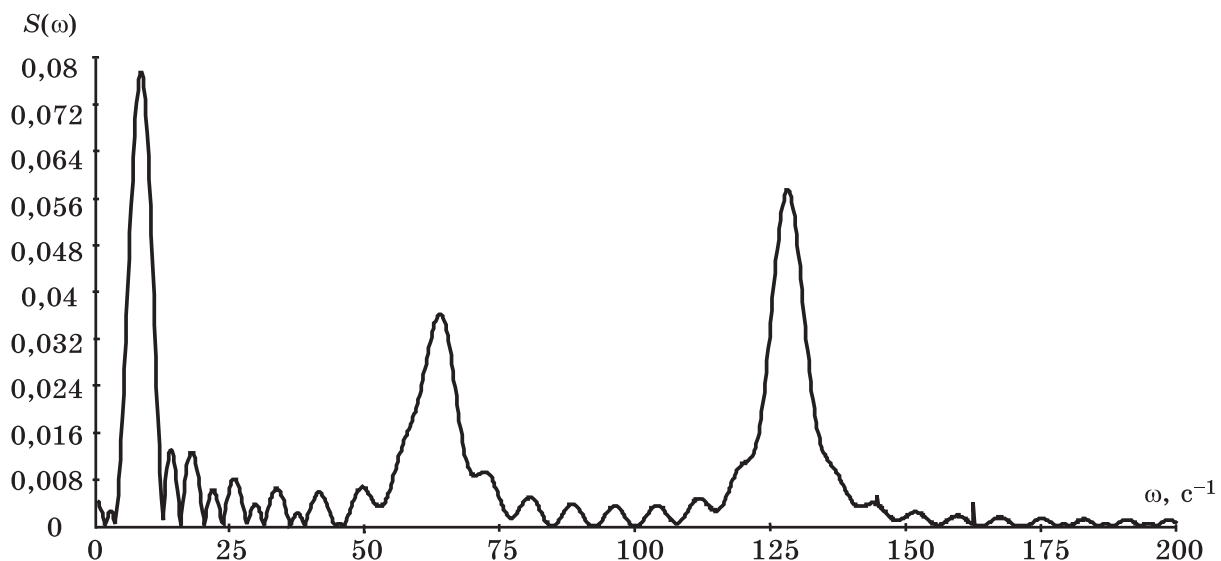


Рис. 3. График нормированной спектральной плотности упругого момента на карданном валу привода фрезы плужно-фрезерного каналокопателя типа МК-23

присутствуют упомянутые выше периодические составляющие нагрузки.

Выводы

Представленная в статье математическая модель мелиоративного каналокопателя с комбинированным рабочим органом позволяет с большой степенью достоверности прогнозировать количественные характеристики динамических нагрузок в различных элементах машин при учете конструктивных, технологических, режимных параметров.

Расчеты по представленной модели дают возможность оценить точность работы каналокопателя, под которой подразумевается среднее значение амплитуды неровностей дна канала и уровень разброса амплитуд.

Ключевые слова: каналокопатель с комбинированным рабочим органом, динамическая схема привода машины, основная матрица динамической системы, упруго-механическая система привода хода, корреляционная функция и спектральная плотность упругого момента и момента дизеля в системе привода.

Список литературы

1. **Ревин, Ю. Г.** О динамике бестраншейного дренажера МД-12 [Текст] / Ю. Г. Ревин // Проблемы научного обеспечения развития эколого-экономического потенциала России : сб. науч. трудов. — М. : МГУП, 2004. — С. 233–236.

2. **Ревин, Ю. Г.** Оценка динамики мелиоративной машинности с учетом режимных, технологических и конструктивных ее параметров [Текст] / Ю. Г. Ревин // Экологические проблемы мелиорации : сб. науч. трудов : матер. Междунар. науч. конференции «Костяковские чтения». — М. : ВНИИГиМ, 2002. — С. 360–362.