

бицкий Н.Ф. Гусеницы современных тракторов. - "Труды НАТИ", вып. 39, 1941. 5. Федоров А.А. Подвозка леса ва- лочно-трелевочными машинами. Л., 1957. 6. Федоров А. А. Шарнир гусеницы, Авт.свид. № 499167. - "Бюл.изобрет.", 1976, № 2.

УДК 629.114.2

М.Ф. Семенов

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНОЙ ФУНКЦИИ ТРАНСМИССИИ ТРЕЛЕВОЧНОГО ТРАКТОРА С УЧЕТОМ ДЕМПФИРОВАНИЯ

Повышение надежности основных рабочих узлов и деталей трансмиссии трелевочных тракторов, работающих в чрезвычайно сложных условиях; является важной и сложной проблемой. Для ее решения необходимы не только конкретные данные о харак- тере и повторяемости нагрузок, воздействующих на трансмис- сию в процессе эксплуатации, но и сведения о динамических свойствах (передаточной функции) системы "двигатель - трансмиссия - трактор" в целом, на основе которых могут быть разработаны рациональные конструктивные формы силовых элементов системы, а также способы их соединения, позволяю- щие снизить нагруженность трансмиссии в соответствии с предъявляемыми требованиями.

Для проведения теоретических исследований и определения передаточной функции трансмиссии рассмотрим шестимассовую эквивалентную расчетную схему системы, достаточно полно отражающую действительные процессы в агрегатах трактора (рис. 1).

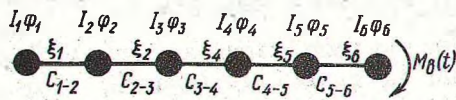


Рис.1. Эквивалентная расчетная схе- ма "двигатель - трансмиссия - трактор".

Для шестимассовой расчетной схемы система линейных диф- ференциальных уравнений с учетом демпфирования участков при возмущении со стороны волокна примет вид [1]:

$$\begin{aligned}
 I_1 \ddot{\varphi}_1 &= -C_{1-2}(\varphi_1 - \varphi_2) - \xi_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2); & (1) \\
 I_2 \ddot{\varphi}_2 &= C_{1-2}(\varphi_1 - \varphi_2) - C_{2-3}(\varphi_2 - \varphi_3) + \xi_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - \xi_2(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3); \\
 &\dots \\
 &\dots
 \end{aligned}$$

Исключив из системы уравнений (3) все промежуточные переменные, найдем уравнение, связывающее возмущение от вала M_B с угловым перемещением вала φ_1 .

Из уравнения (а) системы (3) находим*

$$\varphi_2 = \frac{R_1}{R_2} \varphi_1.$$

Из уравнения (б):

$$\varphi_3 = \frac{R_2 R_1 - R_2 R_4}{R_2 R_5} \varphi_1.$$

Из уравнения (в):

$$\varphi_4 = \frac{R_6(R_3 R_1 - R_2 R_4) - R_7 R_1 R_5}{R_2 R_5 R_8} \varphi_1.$$

Из уравнения (г):

$$\varphi_5 = \frac{R_9 R_6 (R_3 R_1 - R_2 R_4) - R_7 R_1 R_5 - R_8 R_{10} (R_3 R_1 - R_2 R_4)}{R_2 R_5 R_8 R_{11}} \varphi_1.$$

Из уравнения (д):

$$\varphi_6 = \frac{R_{12} \{ R_9 [R_6 (R_3 R_1 - R_2 R_4) - R_7 R_1 R_5] - R_8 R_{10} (R_3 R_1 - R_2 R_4) \}}{R_2 R_5 R_8 R_{11} R_{13}} \times$$

$$\times \frac{-R_{11} \{ R_{14} [R_6 (R_3 R_1 - R_2 R_4) - R_7 R_1 R_5] \}}{1} \varphi_1.$$

Поставив φ_5 в уравнение (е) системы (3) получим окончательное уравнение вращательного движения трансмиссии

$$\begin{aligned} & \llbracket R_{15} \langle R_{12} \{ R_9 [R_6 (R_3 R_1 - R_2 R_4) - R_7 R_1 R_5] - R_8 R_{10} \\ & (R_3 R_1 - R_2 R_4) - R_{11} [R_{14} (R_3 R_1 - R_2 R_4) - R_7 R_1 R_5] \} \rangle - \\ & - R_{13} R_{16} \{ R_9 [R_6 (R_3 R_1 - R_2 R_4) - R_7 R_1 R_5] - R_8 R_{10} \\ & (R_3 R_1 - R_2 R_4) \} \rrbracket \varphi_1 = R_2 R_5 R_8 R_{11} R_{13} M_B. \end{aligned} \quad (4)$$

*Переменные преобразования Лапласа P опускаем для сокращения записи.

После преобразований уравнение (4) примет вид

$$\begin{aligned} & \left[(R_3 R_1 - R_2 R_4)(R_6 R_9 - R_8 R_{10})(R_{12} R_{15} - R_{16} R_{13}) - \right. \\ & \left. - R_{11}(R_{14} R_3 R_1 - R_{14} R_2 R_4 - R_7 R_5 R_1) \right] \varphi_1 = \\ & = R_2 R_5 R_8 R_{11} R_{13} M_B \end{aligned} \quad (5)$$

Из уравнения (5) можно получить передаточную функцию трансмиссии при возмущении со стороны волокна, которая полностью характеризует динамические свойства (параметры) исследуемой системы

$$\begin{aligned} W(P) = \frac{\varphi_1(P)}{M_B(P)} = & \frac{R_2(P)R_5(P)R_8(P)R_{11}(P)R_{13}(P)}{\left[R_3(P)R_1(P) - R_2(P)R_4(P) \right] \left[R_6(P) - \right.} \\ & \left. - R_8(P)R_{10}(P) \right] \left[R_{12}(P)R_{15}(P) - R_{13}(P)R_{16}(P) \right] - R_{11}(P)} \\ & \frac{1}{\left[R_{14}(P)R_3(P)R_1(P) - R_{14}(P)R_2(P)R_4(P) - R_7(P)R_5(P)R_1(P) \right]} \end{aligned} \quad (6)$$

С помощью полученной передаточной функции (6) можно исследовать устойчивость трансмиссии крутильным колебаниям, характеристики передач приложенных возмущающих воздействий, а также изучать влияние изменения конструктивных параметров на ее динамические свойства и снижение нагруженности.

Для совершенствования динамических свойств и снижения нагруженности трансмиссии тракторов, в частности ТДТ-55 необходимо определить расчетный переходный процесс в системе, соответствующей передаточной функции (6), и составить желаемую схему переходного процесса с учетом коэффициентов демпфирования на участках трансмиссии [1].

Полученный переходный процесс в системе, обеспечивающий снижение нагруженности в трансмиссии, можно записать так:

$$\varphi_{1*}(t) = \frac{1}{2\pi j} \int_L M_B(P) \frac{K}{T_1^2 P^2 + 2\xi_1 T_1 P + 1} e^{tP} dP, \quad (7)$$

где $M_B(P)$ - возмущение со стороны волокна; P - переменные преобразования Лапласа; ξ_1 - относительный коэффициент демпфирования; T_1 - постоянная времени, с; K - коэффициент передачи или усиления; L - контур интегрирования, представляю-

щий собой прямую параллельную вещественной оси, которая проходит справа от нее и окружности бесконечного радиуса.

Используя методы понижения порядка дифференциальных уравнений и соответствующих им передаточных функций, в основу которых положен принцип [4], расчетный переходный процесс, соответствующий передаточной функции (6), имеет вид

$$\varphi_{1p}(t) = \frac{1}{2\pi j} \int_L M_B(p) \frac{K}{q_2^2 p^2 + q_1 p + 1} e^{tP} dP, \quad (8)$$

где q_2 , q_1 - соответственно постоянная времени и относительный коэффициент демпфирования.

Для определения конструктивных параметров, соответствующих желаемому процессу, необходимо из выражений (7) и (8) положить

$$\left. \begin{aligned} q_2^2 &= T_1^2; \\ q_1 &= 2\xi_1 T_1 \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

и из системы уравнений (9) определить необходимые величины параметров трансмиссии, обеспечивающие уменьшение амплитуд крутильных колебаний в соответствии с требованиями к снижению ее нагруженности [3].

С учетом данных Онежского тракторного завода (ОТЗ) по основным параметрам трактора ТДТ-55 (моменты инерции масс, коэффициенты жесткости на участках системы) и коэффициентам демпфирования в трансмиссии [5] были проведены на ЭВМ "Наири" расчеты параметров трансмиссии, обеспечивающие снижение ее нагруженности. Результаты расчетов показали, что из определенных улучшенных параметров системы технически проще осуществить корректировку участка C_{5-6} трансмиссии при значениях параметров $C_{5-6} = 3,62 \cdot 10^4$ кгсм рад⁻¹ и $\xi_5 = 0,27$ кгсмс, обеспечивающих уменьшение амплитуд крутильных колебаний в три раза.

Опыт проведения экспериментальных сравнительных исследований нагруженности трансмиссии при скорректированном с помощью демпфирующих устройств участке C_{5-6} трансмиссии и серийной трансмиссии при равных условиях работы трактора, показали снижение амплитуд крутильных колебаний трансмиссии, на основных рабочих режимах до 2,5 раза при применении демпфирующих устройств.

Резюме. Изложенный метод определения и применения передаточной функции в принципе дает возможность не только совершенствовать параметры существующей трансмиссии, но и определять искомые значения ее параметров на стадии ее проектирования при создании новых машин. С целью обеспечения, согласно требования допустимой нагруженности элементов трансмиссии, наиболее целесообразно варьировать жесткостью и демпфированием на одном или нескольких ее участках.

Л и т е р а т у р а

1. Семенов М.Ф. К определению коэффициентов демпфирования на участках трансмиссии гусеничного трактора. Науч. труды ЛТА, вып. 147, 1972.
2. Техническая кибернетика. Математическое описание, анализ устойчивости и качества систем автоматического регулирования. М., 1967.
3. Анисимов Г.М., Семенов М.Ф. Аналитический метод совершенствования параметров трансмиссии трактора. - В сб.: Машины и орудия для механизации лесозаготовок, вып. 1. Л., 1972.
4. Жилин В.И., Фокин А.В. К обоснованию правила академика ИШЛИНСКОГО А.Ю. о переходных процессах в системах высокого порядка. - В сб.: Теория автоматического управления. Киев, 1965.
5. Гольдберг А.М., Анисимов Г.М., Семенов М.Ф. Экспериментальное определение динамических свойств трансмиссии гусеничного трелевочного трактора. Науч. труды ЛТА, вып. 147, 1972.

УДК 621.458

В.А. Демидов

ЗАВИСИМОСТЬ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЯ С ГАЗОТУРБИНЫМ НАДДУВОМ ОТ СОПРОТИВЛЕНИЯ НА ВХОДЕ В КОМПРЕССОР

На лесовозном автопоезде ЛТ - 119 в качестве силовой установки используется комбинированный двигатель ЯМЗ - 240Н. Повышение мощности автотракторных двигателей при помощи газотурбинного наддува требует изучения поведения их в различных условиях. Наличие конкретных данных о влиянии параметров воздуха окружающей среды, конструктивных элементов воздушного тракта и т.д. имеет большое практическое значение.

В работе рассмотрен вопрос о влиянии сопротивлений на входе в компрессор, на мощностные и экономические показа-