

[4]. Уваров Б. В., Щелкунов В. В. Расчет на прочность основания зимних автомобильных дорог на болотах с поперечным настилом.— Лесн. журн.— 1986.— № 3.— С. 43—47.— (Изв. высш. учеб. заведений). [5]. Цытович Н. А. Механика мерзлых грунтов.— М.: Высш. школа, 1973.— 448 с.

Поступила 3 августа 1989 г.

УДК 630*377,44.001.4/5

ИССЛЕДОВАНИЕ УПРУГОДЕМПФИРУЮЩИХ СВОЙСТВ ГИДРОПРИВОДА МЕХАНИЗМА СКЛАДЫВАНИЯ ТРЕЛЕВОЧНЫХ ТРАКТОРОВ

А. М. КОЧНЕВ, В. Д. ВАЛЯЖОНКОВ, Д. В. ПАМФИЛОВ

Ленинградская лесотехническая академия
Северо-Западный филиал НПО НАТИ
Брянский технологический институт

При обосновании расчетных схем для исследования колебаний шарнирно сочлененных машин обычно принимают сочлененную раму абсолютно жесткой в горизонтальной плоскости, без учета податливости и неупругого сопротивления гидропривода механизма складывания, установленного между полурамами. Это допущение не соответствует реальным динамическим процессам, происходящим при движении такого типа машин. Чтобы решать вопросы устойчивости движения колесных трелевочных тракторов с шарнирно сочлененной рамой, необходимо знать упругодемпфирующие свойства этого механизма.

Рассмотрим движение колесного трелевочного трактора по неровностям волока, считая, что воздействие водителя на рулевой привод отсутствует. Тогда, независимо от типа примененного на тракторе рулевого управления (гидрообъемного или гидромеханического), полости силовых гидроцилиндров поворота заперты, и расчетную схему гидропривода механизма складывания можно представить в виде исполнительного гидроцилиндра с симметричным рабочим поршнем, перемещающим некоторую, приведенную к его штоку, массу секции трактора $m_{пр}$ и системы трубопроводов (напорных и сливных), которые запер-

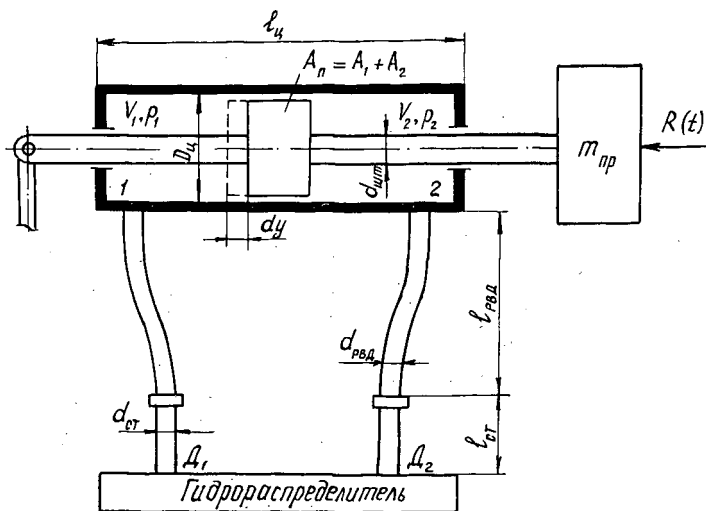


Рис. 1. Расчетная схема механизма складывания

ты в точках D_1 и D_2 гидрораспределителя (рис. 1). Силы $R(t)$, действующие на колесный трелевочный трактор со стороны волока и стремящиеся сложить его секции, компенсируются действием восстанавливающих сил со стороны так называемой «гидравлической пружины», образованной жесткостью объема рабочей жидкости, заключенного в гидроцилиндрах и подводящих трубопроводах, и материала их стенок. Кроме того, часть энергии колебаний рассеивается за счет внутреннего трения в гидроприводе.

Определим динамическую жесткость гидропривода, обусловленную сжимаемостью жидкости при перекрытых гидромагистралях. Пусть к приведенной массе m_{np} приложена внешняя сила $R(t)$, которая вызывает изменение давления в полости 1 гидроцилиндра и примыкающей к ней ветви гидромагистрали V_1 на Δp_1 , а в полости 2 гидроцилиндра и примыкающей к ней ветви гидромагистрали — V_2 на Δp_2 . При этом давление в полостях становится равным $p_1 + \Delta p_1$ и $p_2 + \Delta p_2$, а перепад давлений на поршне — $\Delta p_d = \Delta p_1 + \Delta p_2$. Под действием изменившегося давления в полости 1 объем жидкости изменится до $V_1 - \Delta V_1$, в полости 2 до значения $V_2 + \Delta V_2$. При выводе линеаризованного уравнения движения поршня воспользуемся допущениями, принятыми в работе [1]. При этих допущениях просадка поршня в гидроцилиндре y , возникающая под воздействием складывающего момента на полурамы трактора, определится системой из двух уравнений: расхода, который при принятых допущениях равен нулю, и движения поршня

$$\left. \begin{aligned} A_n y &= k_{r.n} p_d; \\ m_{np} \ddot{y} + K \dot{y} &= A_n p_d + R(t), \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где $A_n = A_1 + A_2$ — приведенная площадь поршня;

$k_{r.n}$ — общая податливость гидропривода;

K — коэффициент демпфирования гидропривода.

Решив систему (1) относительно y и проведя отдельные преобразования, получим:

$$\ddot{y} + c_1 \dot{y} + c_0 y = \frac{1}{m_{np}} R(t), \quad (2)$$

где $c_1 = K/m_{np}$; $c_0 = -A_n^2/m_{np} k_{r.n}$ — постоянные величины, определяемые из начальных условий.

Для решения уравнения (2) применим преобразования Лапласа. Тогда изображающим уравнением для выражения (2) будет выражение вида [2]

$$[s^2 Y - y(+0)s - \dot{y}(+0)] + c_1 [sY - y(+0)] + c_0 Y = F(s), \quad (3)$$

где $F(s)$ — входная функция, или возбуждение;

$Y(s)$ — выходная функция, или отклик на возбуждение;

s — комплексная переменная.

Предположим, что в качестве возбуждения $F(s)$ к исследуемой системе приложен единичный импульс. Тогда решением изображающего уравнения (3) будет выражение вида

$$\begin{aligned} Y(s) &= F(s) \frac{1}{s^2 + c_1 s + c_0} + y(+0) \frac{s + c_1}{s^2 + c_1 s + c_0} + \\ &+ \dot{y}(+0) \frac{1}{s^2 + c_1 s + c_0}. \end{aligned} \quad (4)$$

Так как при $t=0$ $y=0$, то $y(+0) = \dot{y}(+0) = 0$. Определив c_1 и c_2 , подставив эти выражения в (4) и сделав необходимые преобразования, получим:

$$\left[m_{\text{пр}} s^2 + Ks + \frac{A_{\text{п}}^2}{k_{\text{г.п}}} \right] Y(s) = F(s). \quad (5)$$

Определим конечное смещение выходного звена $Y(s)$, приняв, что при $t \rightarrow \infty$, $s \rightarrow 0$:

$$Y(s) = k_{\text{г.п}} / A_{\text{п}}^2. \quad (6)$$

Величина $Y(s)$ является по существу обратной значению жесткости гидропривода механизма складывания, приведенной к штоку гидроцилиндра $C_{\text{л}}$, поэтому:

$$C_{\text{л}} = A_{\text{п}}^2 / k_{\text{г.п}}. \quad (7)$$

Тогда круговая жесткость механизма складывания

$$C_{\text{к}} = C_{\text{л}} (lu)^2, \quad (8)$$

где l — кратчайшее расстояние от штока гидроцилиндра до оси вертикального шарнира механизма складывания;

u — передаточное отношение механизма складывания.

Входящее в выражения (7) и (8) значение общей податливости гидропривода механизма складывания $k_{\text{г.п}}$ равно сумме податливостей входящих в него элементов и может быть определено по формуле

$$k_{\text{г.п}} = k_{\text{ц}} + k_{\text{ст}} + k_{\text{РВД}} = \frac{\pi}{2} l_{\text{ц}} \left[\frac{(1-\chi)D_{\text{ц}}^3}{4E_{\text{ц}}\delta_{\text{ц}}} + \left(D_{\text{ц}}^2 - \frac{d_{\text{шт}}^2}{2} \right) \frac{1}{E_{\text{ж}}} \right] + \frac{\pi}{2} l_{\text{ст}} \left[\frac{(1-\chi)d_{\text{ст}}^3}{4E_{\text{ст}}\delta_{\text{ст}}} + \frac{d_{\text{ст}}^2}{2} \frac{1}{E_{\text{ж}}} \right] + \frac{\pi d_{\text{РВД}}^2}{4} l_{\text{РВД}} \left(\frac{1}{E_{\text{ж}}} + \frac{d_{\text{РВД}}}{\delta_{\text{РВД}} E_{\text{м}}} \right), \quad (9)$$

Упругодемпфирующие параметры гидропривода механизма складывания

Параметр	Исследуемый трактор		
	ЛТ-157		ТКЛ-1
	Расчет	Эксперимент	Расчет
Податливость гидропривода $k \cdot 10^{-12}$, м ⁵ /кН:	5 647,7	$\frac{9 132,3}{5 377,9}$	7 815,4
гидроцилиндра поворота $k_{\text{ц}}$	1 520,5	—	3 763,0
стальных трубопроводов $k_{\text{ст}}$	109,3	—	449,0
гибких РВД $k_{\text{РВД}}$	4 017,9	—	3 603,4
Жесткость гидропривода:			
линейная $C_{\text{л}}$, кН/м	12 678,0	$\frac{7 840,5}{13 330,2}$	56 638,0
круговая $C_{\text{к}}$, кН · м/рад	857,0	$\frac{530,0}{900,0}$	7 183,0
Параметры демпфирования:			
логарифмический декремент затухания δ	—	$\frac{0,548}{0,692}$	—
период колебаний T , с	—	$\frac{0,320}{0,170}$	—
коэффициент затухания n , рад/с	—	$\frac{1,713}{4,072}$	—
собственная частота колебаний p , рад/с	—	$\frac{19,624}{36,940}$	—
коэффициент демпфирования K , кН · м · с/рад	—	$\frac{5,310}{4,700}$	—

где

χ — коэффициент Пуассона ($\chi = 0,35$);
 $E_{ж}, E_{ц}, E_{ст}, E_{м}$ — соответственно модуль упругости жидкости, материала цилиндра, стальных трубопроводов и гибких рукавов высокого давления (РВД);
 $\delta_{ц}, \delta_{ст}, \delta_{РВД}$ — соответственно толщина стенок цилиндра, стальных трубопроводов и гибких РВД.

Остальные обозначения ясны из рис. 1.

Величины податливостей отдельных элементов гидропривода механизма складывания и общая величина коэффициентов его линейной и круговой жесткости, рассчитанные по выражениям (7)–(9) для конструктивных параметров серийного трелевочного трактора ЛТ-157 и макетного образца перспективного колесного лесопромышленного трактора ТКЛ-1, приведены в таблице. Здесь же представлены результаты экспериментальных исследований упругодемпфирующих свойств гидропривода механизма складывания трелевочного трактора ЛТ-157; в числителе — значения исследуемых параметров, полученные для гидропривода механизма складывания с серийной длиной гибких РВД ($l_{РВД} = 1,65$ м), в знаменателе — с укороченной длиной гибких РВД ($l_{РВД} = 0,60$ м).

Цель экспериментальных исследований — оценить истинные значения коэффициентов жесткости и демпфирования гидропривода механизма складывания и влияние длины гибких РВД на его упругодемпфирующие свойства. Объектом экспериментальных исследований служил гидропривод механизма складывания серийного трелевочного трак-

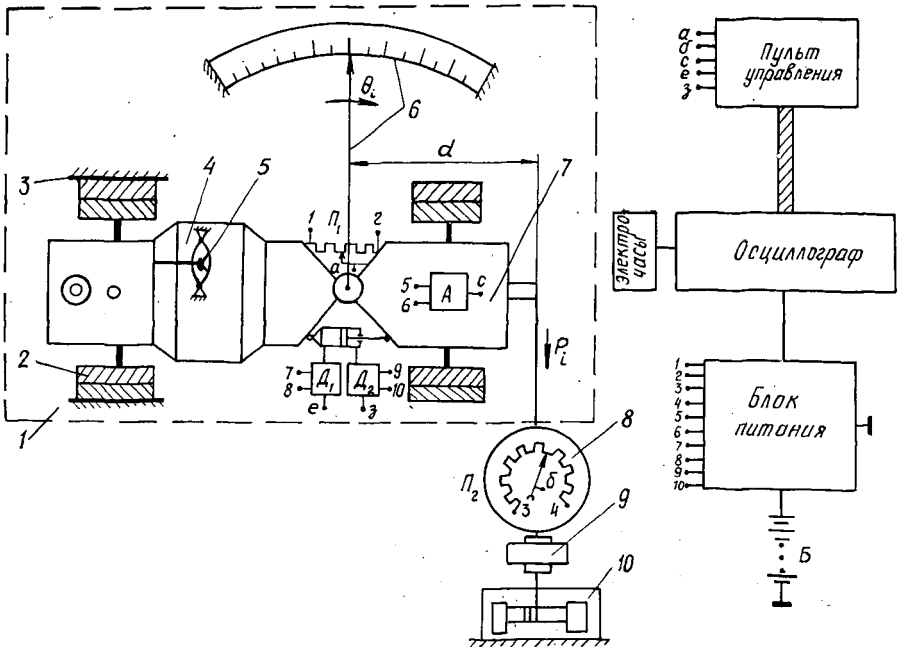


Рис. 2. Схема стана и комплекса аппаратуры для исследования упругодемпфирующих свойств гидропривода механизма складывания: 1 — бетонная площадка; 2, 3 — упоры; 4 — передняя полурама; 5 — рулевое колесо; 6 — угломерное устройство; 7 — задняя полурама; 8 — динамометр; 9 — муфта мгновенного сброса усилия; 10 — лебедка; Π_1 — датчик угла слома полурам; Π_2 — датчик усилия в лебедке; А — акселерометр; D_1, D_2 — датчики давления

тора ЛТ-157. Исследования проводили в лабораторных условиях Лисинского учебно-опытного лесхоза ЛТА с использованием специально разработанной методики, стенда и комплекса электроизмерительной аппаратуры [3]. Схема стенда и комплекса электроизмерительной аппаратуры приведены на рис. 2.

При исследовании упругих свойств гидропривода трактор устанавливали в строго прямолинейное положение, переднюю полураму фиксировали относительно опорной поверхности площадки при помощи упоров. Рулевое колесо и горизонтальный шарнир трактора блокировали, тягу следящего привода отсоединяли от задней полурамы. Заднюю полураму трактора вывешивали до момента исключения контакта ее с опорной поверхностью, и к ней при помощи тяговой лебедки прикладывали складывающий момент $M_i = P_i d$. Усилие P_i изменяли ступенчато через 5 кН, с фиксацией каждого промежуточного значения. При исследовании демпфирующих свойств гидропривода заднюю полураму исследуемого трактора нагружали складывающим моментом определенной величины с последующим мгновенным сбросом усилия при помощи специальной муфты, задняя полурама трактора при этом совершала свободные затухающие колебания. Повторность опытов была принята пятикратной, циклы нагружения осуществляли как в ту, так и в другую сторону при двух значениях длины гибких РВД: стандартной и уменьшенной. В процессе экспериментальных исследований измеряли и регистрировали: усилие в тросе тяговой лебедки P_i ; угол слома полурам трактора Θ ; давление в полостях силового гидроцилиндра поворота $p_{шт}$, $p_{б/шт}$; линейные поперечные ускорения задней полурамы трактора $\ddot{y}_{з.п}$ и время протекания процессов t . Общая погрешность измерения исследуемых параметров находилась в пределах 2,35...4,90 %.

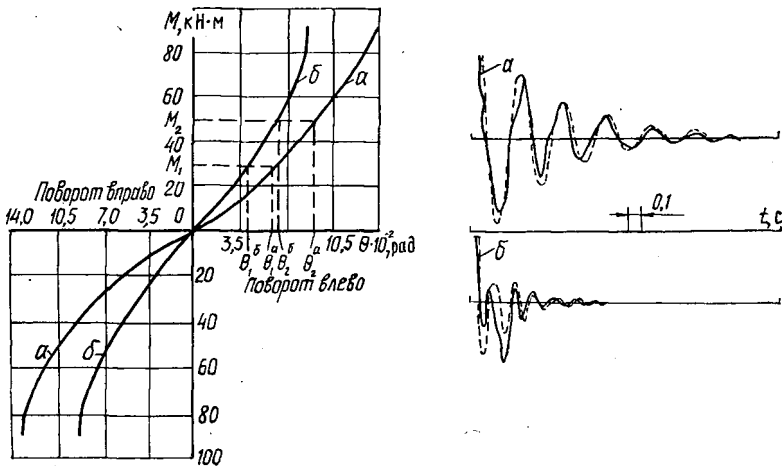


Рис. 3. Результаты экспериментальных исследований: а — $l_{РВД} = 1,65$ м; б — $l_{РВД} = 0,60$ м; сплошная линия — эксперимент; штриховая — моделирование на ЭВМ

Анализируя полученные характеристики круговой жесткости гидропривода механизма складывания (рис. 3), можно отметить, что участки характеристик, соответствующие диапазону реальных значений Θ , возникающему при движении трелевочного трактора по прямолинейным участкам волока, являются линейными, из чего следует, что жесткость гидропривода механизма складывания на этих участках постоянна и может быть определена по формуле:

$$C_k = \frac{M_2 - M_1}{\theta_2 - \theta_1}. \quad (10)$$

Анализ полученных значений C_k (см. таблицу) показывает, что наибольшее влияние на жесткость гидропривода механизма складывания оказывает длина гибких РВД (снижение $l_{РВД}$ на 63 % приводит к увеличению C_k на 60 %), что подтверждает результаты теоретической оценки податливости отдельных элементов гидропривода. Разница между экспериментальными и расчетными значениями C_k объясняется наличием неучтенных при расчете утечек рабочей жидкости, зазоров в шарнирных соединениях и некоторых других факторов.

Анализ характера протекания осциллограмм свободных затухающих колебаний задней полурамы трактора (рис. 3) указывает наличие в исследуемой системе сил неупругого сопротивления, пропорциональных скорости деформации жидкости, что дает возможность записать уравнение свободных колебаний задней полурамы трактора в следующем виде:

$$I_{z_0}^{\text{з.п}} \ddot{\theta} + K \dot{\theta} + C_k \theta = 0, \quad (11)$$

где $I_{z_0}^{\text{з.п}}$ — момент инерции задней полурамы относительно оси вертикального шарнира.

После определения основных характеристик затухающих колебательных процессов по известной методике [4] рассчитывали коэффициенты демпфирования исследуемых гидроприводов механизма складывания по формуле

$$K = \frac{2C_k \delta}{\rho_1 \sqrt{\delta^2 + 4\pi^2}}. \quad (12)$$

Моделирование на ЭВМ свободных затухающих колебаний задней полурамы трактора, описываемых выражением (11), при полученных значениях C_k и K (см. таблицу), проведенные с целью оценки их достоверности, показало близкое совпадение экспериментальных и расчетных кривых (рис. 3).

Результаты теоретических и экспериментальных исследований говорят о соизмеримости жесткостных и демпфирующих параметров гидропривода механизма складывания с аналогичными параметрами других упругодемпфирующих элементов трелевочного трактора, что позволяет сделать вывод о необходимости их учета при математическом моделировании колебаний колесного трелевочного трактора с шарнирно сочлененной рамой. Полученные значения C_k и K могут быть использованы при исследовании разработанных моделей на ЭВМ.

ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Гамынин Н. С. Гидравлический привод систем управления. — М.: Машиностроение, 1972. — 376 с. [2]. Деч Г. Руководство к практическому применению преобразований Лапласа и z-преобразований / Пер. с нем. — М.: Наука, 1971. — 288 с. [3]. Кочнев А. М. Стенд для определения динамических характеристик механизма складывания полурам тракторов. — Л., 1986. — (Информ. листок / ЛенЦНТИ; № 1120—86). [4]. Тимошенко С. П., Янг Д. Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле / Пер. с англ. Л. Г. Корнейчука; Под ред. Э. И. Григолюка. — М.: Машиностроение, 1985. — 472 с.

УДК 630*36 : 621.936.6

ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ПРИВОДА БЕНЗИНОМОТОРНЫХ ПИЛ

Э. А. КЕЛЛЕР

Пермский политехнический институт

В работе [3] показано, что основной причиной малой надежности системы привода бензопил являются резонансы крутильных колебаний на всех эксплуатационных режимах.

Рассмотрим один из вариантов снижения динамических нагрузок в валах привода путем целенаправленного синтеза спектра собственных частот, исключающего появление резонансных состояний. Анализ спектра собственных частот серийной бензопилы МП-5 «Урал-2» показывает, что среднечастотные $(5,23 \dots 17,46) \cdot 10^2 \text{ с}^{-1}$ и высокочастотные $(2,24 \dots 3,30) \cdot 10^4 \text{ с}^{-1}$ составляющие практически не зависят от внеш-

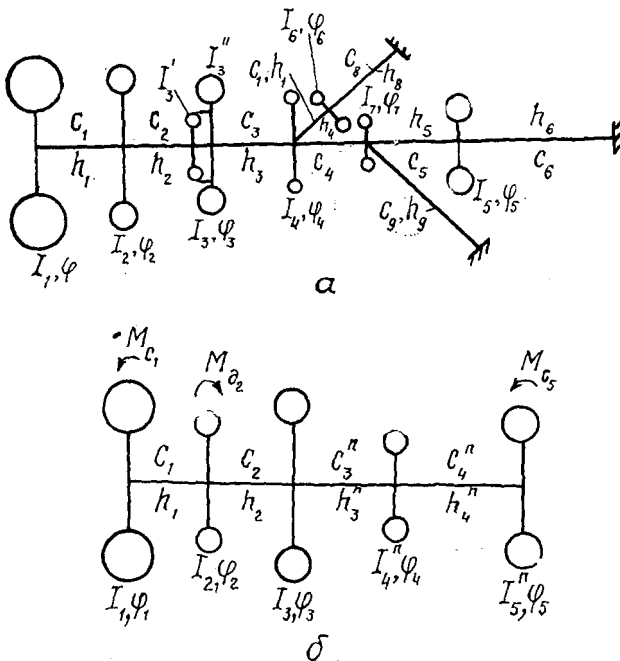


Рис. 1. Расчетные схемы системы привода бензопилы МП-5 «Урал-2»: а — полная; б — упрощенная

них реактивных связей привода с жесткостями c_6, c_8, c_9 (рис. 1, а), а низкочастотные составляющие $(1,64 \dots 1,84) \cdot 10^2 \text{ с}^{-1}$ существенно далеки от частот основных гармоник вынуждающих моментов, и резонансов с ними не наблюдается. Эти выводы справедливы и для других моделей бензопил. Поэтому для решения поставленной задачи динамическую расчетную схему привода для режима рабочего хода можно свести к пятимассовой (рис. 1, б). Выражения для эквивалентных параметров упрощенной схемы могут быть определены методом парциальных частот