

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-

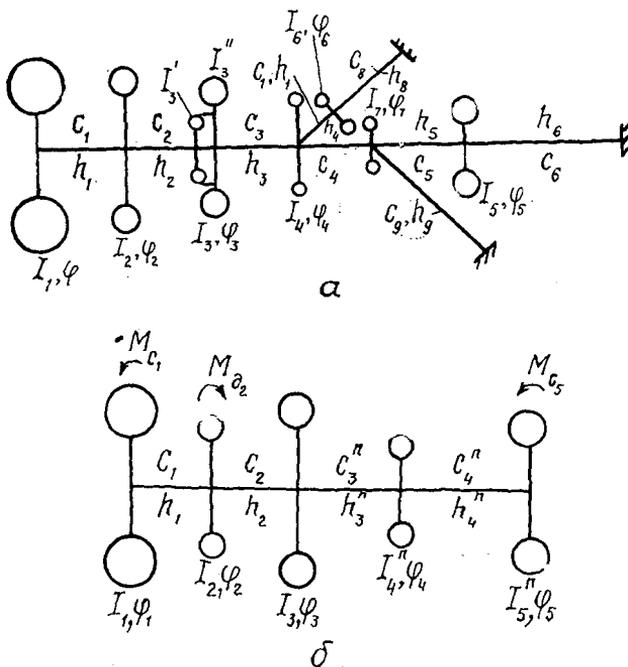


Рис. 1. Расчетные схемы системы привода бензопилы МП-5 «Урал-2»: а — полная; б — упрощенная

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

$$I_4^n = I_4 + I_6 + I_7 \left( \frac{c_4 + c_5}{c_5} \right); \quad I_5^n = I_5 + I_7 \left( \frac{c_4 + c_5}{c_4} \right);$$

$$c_3^n = \frac{c_3 c_7'}{c_3 + c_7'}; \quad c_7' = \frac{I_6 c_7}{I_4 + I_6}; \quad c_4^n = \frac{c_4 c_5}{c_4 + c_5};$$

$$h_3^n = \frac{h_3 h_7'}{h_3 + h_7'}; \quad h_7' = \frac{I_6 h_7}{I_4 + I_6}; \quad h_4^n = \frac{h_4 h_5}{h_4 + h_5},$$

где  $I_1, I_2, I_3, I_4, I_5, I_6, I_7$  — приведенные моменты инерции соответственно маховика, кривошипно-ползунного механизма, муфты сцепления, шестерен редуктора, пильного аппарата, механизма смазки цепи, механизма гидроклина;

$c_i, h_i$  — приведенные крутильные жесткости и сопротивления участков трансмиссии.

Расчет составляющих спектра собственных частот, расположенных в диапазоне  $(5 \dots 20) \cdot 10^2 \text{ с}^{-1}$ , проведенный по упрощенной расчетной схеме, приводит к ошибке, не превышающей 12 %.

В качестве критерия параметрической оптимизации системы привода принята величина отстройки спектра собственных частот от частот основных гармоник вынуждающих моментов. Варьируемыми параметрами являлись коэффициенты жесткости участков трансмиссии и моменты инерции масс привода.

Математическая модель для квазистационарных режимов работы системы привода без проскальзывания муфты сцепления имеет вид

$$[A]\{q\} = 0,$$

где  $[A]$  — матрица, составленная из коэффициентов при комплексных амплитудах угловых колебаний масс;

$\{q\} = [\bar{a}_1 \bar{a}_2 \bar{a}_3 \bar{a}_4 \bar{a}_5]^T$  — вектор-столбец комплексных амплитуд угловых колебаний масс (индекс «т» обозначает транспонированную матрицу).

Ненулевые элементы матрицы  $[A]$  равны:

$$a_{11} = c_1 - I_1 \omega^2 + h_1 j \omega; \quad a_{22} = c_1 + c_2 - I_2 \omega^2 + (h_1 + h_2) j \omega;$$

$$a_{33} = c_2 + c_3^n - I_3 \omega^2 + (h_2 + h_2^n) j \omega; \quad a_{44} = c_3^n + c_4^n - I_4^n \omega^2 + (h_3^n + h_4^n) j \omega;$$

$$a_{55} = c_4^n - I_5^n \omega^2 + h_4^n j \omega; \quad a_{12} = a_{21} = -(c_1 + h_1 j \omega);$$

$$a_{23} = a_{32} = -(c_2 + h_2 j \omega); \quad a_{34} = a_{43} = -(c_3^n + h_3^n j \omega);$$

$$a_{45} = a_{54} = -(c_4^n + h_4^n j \omega).$$

Для режимов холостого хода в матрице  $[A]$  удерживаются три первых столбца и строки, а в третьем диагональном элементе следует принять  $c_3^n = h_3^n = 0$ . Собственные значения симметричной матрицы определяли методом вращения, согласно стандартной программе РО 665 по исходным данным, приведенным в работе [3].

На рис. 2 показано влияние параметров  $c_2$  и  $I_1$  на спектры собственных частот системы привода на режимах рабочего и холостого хода. Эти параметры выбраны на основании предварительного анализа форм

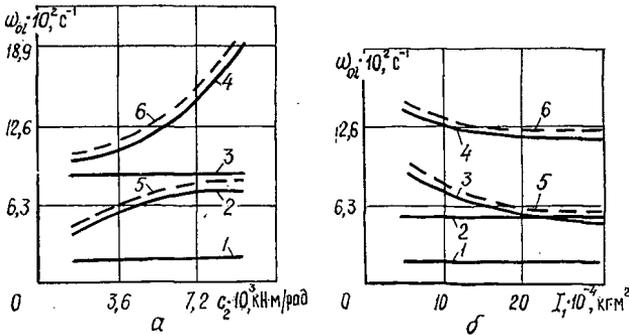


Рис. 2. Влияние жесткости вала  $c_2$  и момента инерции маховика  $I_1$  на спектры собственных частот: а — рабочий ход; 1, 2, 3, 4 — соответственно  $\omega_{01}$ ,  $\omega_{02}$ ,  $\omega_{03}$ ,  $\omega_{04}$ ; б — холостой ход; 5 —  $\omega_{01}$ , 6 —  $\omega_{02}$

колебаний, поскольку разность амплитуд угловых колебаний масс на концах вала, расположенного между кривошипом и поводком муфты сцепления, наибольшая, а максимальную амплитуду имеет масса маховика  $I_1$ . Существенное влияние величина  $I_1$  оказывает на  $\omega_{01}$  и  $\omega_{03}$ , соответственно, на режимах холостого и рабочего хода, а жесткость  $c_2$  — на высокочастотные составляющие спектра на обоих режимах. При увеличении момента инерции маховика до  $I_1 = 20 \cdot 10^{-4}$  кг · м<sup>2</sup> спектры будут включать следующие составляющие: на холостом ходе (6,2; 13,1) · 10<sup>2</sup> с<sup>-1</sup>, на рабочем — (1,7; 5,2; 5,6; 11,9) · 10<sup>2</sup> с<sup>-1</sup>, т. е. резонансы в системе привода исключены. Аналогичное решение может быть получено при уменьшении коэффициента жесткости  $c_2$  до величины  $3,6 \cdot 10^3$  кН · м/рад, что обеспечит спектр на холостом ходе — (6,5; 10,5) · 10<sup>2</sup> с<sup>-1</sup>, на рабочем — (1,8; 5,2; 5,5; 10,3) · 10<sup>2</sup> с<sup>-1</sup>. В опытном образце бензопилы для участка трансмиссии, расположенного между поводком муфты сцепления и кривошипом, была установлена упругая муфта, описание которой приведено в [2]. Она включает ведущую и ведомую полумуфты, между ними расположено упругое кольцо, к внешней и внутренней поверхности которого привулканизированы металлические втулки. Крутильную жесткость муфты вычисляют по формуле

$$c_m = c_2 c'_2 / (c'_2 - c_2),$$

где  $c'_2$  — крутильная жесткость указанного участка вала серийной бензопилы. При  $c'_2 = 1 \cdot 10^4$  кН · м/рад получаем  $c_m = 0,563 \cdot 10^4$  кН · м/рад.

Основные конструктивные параметры муфты можно определить по уравнениям [4]

$$h = \frac{4A'_c c_m}{3\pi E D^2}; \quad \sigma = \frac{M_3 A'_\sigma}{4b h D},$$

где  $A'_c, A'_\sigma$  — безразмерные параметры, зависящие от отношения  $d_\pi/b$ ;  
 $d_\pi$  — диаметр отверстия в диске под палец;  
 $b = (D_2 - D_1) / 2$ ;  $D_1, D_2$  — соответственно, внутренний и наружный диаметр диска;  
 $E$  — модуль упругости материала диска;  
 $h$  — ширина диска;

$D$  — диаметр расположения пальцев;  
 $M_3$  — максимальный крутящий момент при заклинивании пильной цепи.

Например, для бензопилы МП-5 «Урал-2» расчетную жесткость  $c_m = 0,563 \cdot 10^4$  кН · м/рад можно получить при следующих параметрах муфты:  $d_n = 0,01$  м;  $D_1 = 0,039$  м;  $D_2 = 0,09$  м;  $D = 0,064$  м;  $h = 0,0385$  м;  $A'_c = 0,4$ ;  $A'_s = 12$ . Величины  $A'_c$  и  $A'_s$  определены по номограммам, приведенным в работе [4]. При выполнении диска из резины марки 2959 расчетные параметры обеспечивают запас прочности по напряжению, равный 1,35. Экспериментальная проверка крутильной жесткости второго участка трансмиссии с установленной упругой муфтой и спектра собственных частот трансмиссии на специальном стенде [1] подтвердила теоретический расчет (ошибка не превышает 12 %), что позволяет рекомендовать расчетные зависимости для практического применения.

#### ЛИТЕРАТУРА

[1]. А. с. 682787 СССР, МКИ<sup>3</sup> G 01 M 19/00. Стенд для испытания переносных моторных пил / Э. А. Келлер (СССР).— № 2569155/29 — 15; Заявлено 17.01.78; Опубл. 30.08.79, Бюл. № 32 // Открытия. Изобретения.— 1979.— № 32.— С. 150. [2]. А. с. 738875 СССР, МКИ<sup>3</sup> B 21 B 17/00. Переносная моторная пила / Э. А. Келлер, В. Д. Василенко (СССР).— № 2713407/29 — 15; Заявлено 17.01.79; Опубл. 5.06.80, Бюл. № 21 // Открытия. Изобретения.— 1980.— № 21.— С. 76. [3]. Келлер Э. А. Определение критических оборотов системы привода бензиномоторных пил // Лесн. журн.— 1988.— № 6.— С. 120—123.— (Изв. высш. учеб. заведений). [4]. Поляков В. С., Барбаш И. Д., Ряховский О. А. Справочник по муфтам.— Л.: Машиностроение, 1979.— 368 с.

Поступила 6 февраля 1989 г.

УДК 630\*378.7

## ГИДРОДИНАМИКА ПОПЕРЕЧНОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ БРЕВЕН ПО ВОДЕ СТОЙКАМИ

В. Я. ХАРИТОНОВ

Архангельский лесотехнический институт

При решении вопросов механизации лесосплавных работ широко используют поперечное перемещение бревен по воде стойками, траверсами или захватами [1, 3]. Форма и размеры рабочих органов, скорость перемещения, а следовательно, и производительность устройств определяются условиями гидродинамического взаимодействия бревен с водой, при котором не происходит подныривания бревен под перемещающие их органы.

Условия равновесия бревен при малых скоростях движения, когда обтекание их потоком можно считать безвихревым, рассмотрены в работе [2]. На практике обычно требуется большая скорость, когда с поверхности бревна периодически срываются вихри, вследствие чего возникает переменная направленная гидродинамическая подъемная сила Жуковского — Кутта ( $R_y$ ):

$$R_y = \rho \Delta \Gamma v_0 l, \quad (1)$$

где  $\rho$  — плотность воды;

$\Delta \Gamma$  — результирующая циркуляция скорости;

$v_0$  — скорость движения бревна (скорость обтекания);

$l$  — длина бревна.