

УДК 622.232.72:62-78

## УСТАНОВЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВИБРОЗАЩИТНОГО УСТРОЙСТВА ЗУБЧАТО- ПРУЖИННОГО ТИПА.

Горбатов П.А. докт. тех. наук, проф., Воробьев Е.А.

аспирант, Укрепин С.А. студент, Донецкий государственный  
технический университет

*В статье предложена методика установления параметров виброзащитного устройства, позволяющих получить необходимые значения динамических характеристик подсистем приводов.*

*In clause the technique of an establishment of parameters of the vibro-proofed device allowing to receive necessary size of dynamic characteristics, is offered.*

Усовершенствованное по сравнению с [1] виброзащитное устройство (ВЗУ) зубчато-пружинного типа предназначено для снижения динамических нагрузок в подсистемах приводов исполнительных органов (ИПО) очистных комбайнов, а также для рассоединения кинематической цепи между двигателем и исполнительным органом, рис. 1.

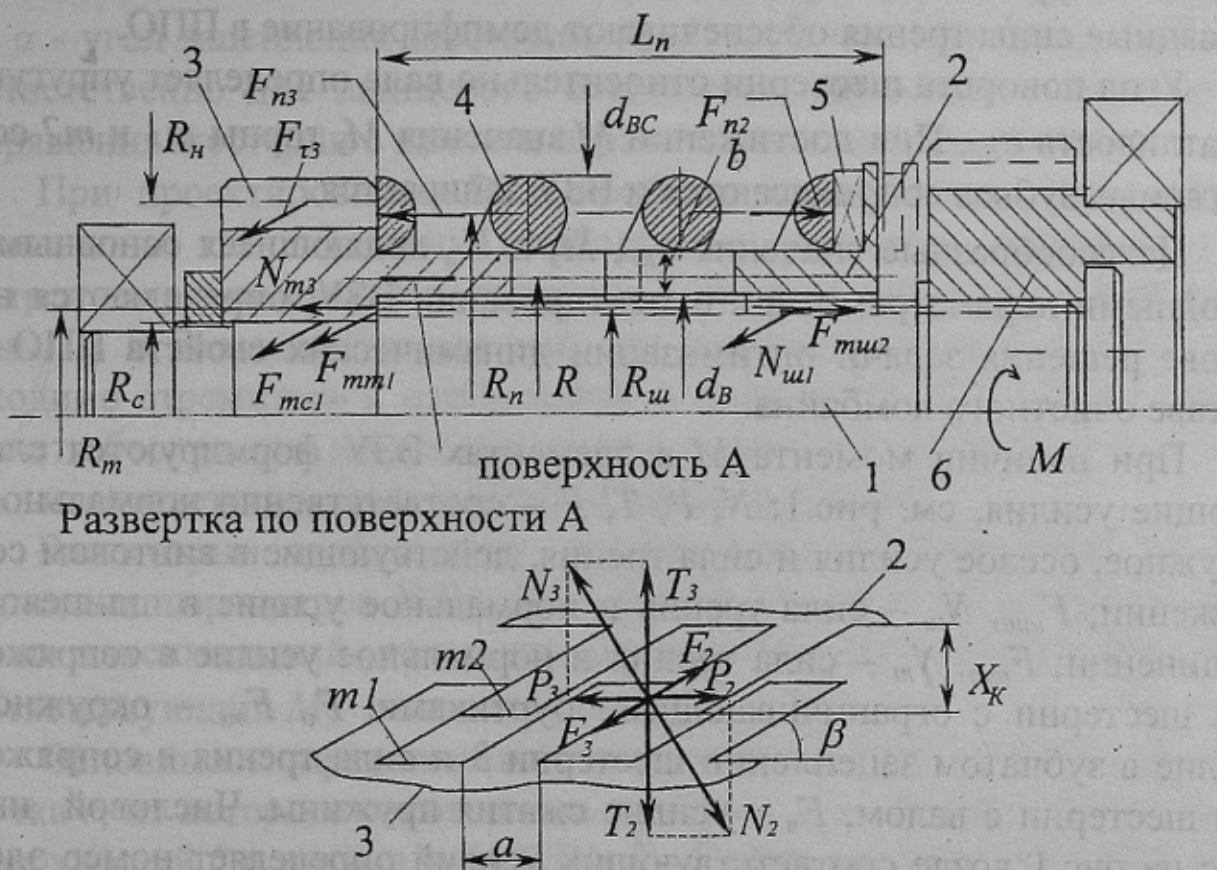


Рисунок 1 – Конструкция ВЗУ и усилия, действующие на него.

Это ВЗУ состоит из ведущего вала 1, на опоре скольжения которого свободно размещается шестерня 3, связанная винтовыми зубьями с втулкой 2, установленной на шлицах вала 1. Между торцом шестерни и буртиком втулки размещается цилиндрическая пружина 4 с упорным шарикоподшипником 5.

Принцип действия устройства следующий. Соединение или расединение кинематической цепи осуществляется перемещением втулки с помощью отключающего механизма (на рис.1 условно не показан) соответственно влево (зубья деталей 2 и 3 ВЗУ входят в зацепление) и вправо до упора (контакт между зубьями разрывается). При соединенной кинематической цепи вращающий момент  $M$  от колеса 6, установленного на валу, передается шлицевой втулке и от нее посредством косых зубьев шестерне. При соответствующем направлении вращения вала втулка при увеличении  $M$  под воздействием усилий, возникающих в винтовом сопряжении, будет перемещаться по направлению к шестерне, сжимая пружину, а при снижении  $M$  – в противоположном направлении. При перемещении втулки формируется демпфирующий момент  $V$  за счет сил трения в шлицевом соединении втулки и вала, на опоре скольжения шестерни на валу, на сопрягаемых поверхностях зубьев винтовой пары, а также между шестерней и буртиками, ограничивающими ее в осевом направлении. Указанные силы трения обеспечивают демпфирование в ППО.

Угол поворота шестерни относительно вала определяет упругую податливость  $e_{кр}$ . При достижении  $M$  значения  $M_3$  торцы  $m1$  и  $m2$  сопрягаемых зубьев соприкасаются и ВЗУ запирается.

Целесообразные значения  $e_{кр}$ ,  $M_3$  и  $V$ , являющиеся основными исходными параметрами при проектировании ВЗУ, определяются на основе решения задачи оптимизации динамических свойств ППО в составе очистного комбайна.

При наличии момента  $M$  в элементах ВЗУ формируются следующие усилия, см. рис.1:  $N$ ,  $P$ ,  $T$ ,  $F$  – соответственно нормальное, окружное, осевое усилия и сила трения, действующие в винтовом сопряжении;  $F_{тш}$ ,  $N_{ш}$  – сила трения и нормальное усилие в шлицевом соединении;  $F_{тм}$ ,  $N_m$  – сила трения и нормальное усилие в сопряжении шестерни с ограничивающими буртиками;  $F_в$ ,  $F_{тс}$  – окружное усилие в зубчатом зацеплении шестерни 3 и сила трения в сопряжении шестерни с валом;  $F_n$  – усилие сжатия пружины. Числовой индекс на рис.1 возле соответствующих усилий определяет номер элемента, на который воздействуют эти усилия.



Рассматривая отдельные элементы ВЗУ в равновесии, можно получить следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} -M + N_{ш} R_{ш} + F_{mm} R_m + F_{mc} R_c = 0; \\ -N_{ш} R_{ш} + P \cdot R + F \cos \beta \cdot R = 0; \\ F_{му} + F_n + F \sin \beta - T = 0; \\ -P \cdot R - F \cos \beta \cdot R - F_{mc} R_c - F_{mm} R_m + F_{\tau} R_n = 0; \\ T - F \sin \beta - N_m - F_n = 0; \end{cases} \quad (1)$$

где  $R$ ,  $R_{ш}$ ,  $R_m$  – средний радиус соответственно винтовых зубьев, шлицевого соединения, ограничивающего буртика;  $R_c$  – радиус сопряжения шестерни и вала;  $R_n$  – радиус начальной окружности шестерни;  $\beta$  – угол подъема винтовых поверхностей;

Разрешая систему (1) и учитывая, что  $N = P/\sin\beta$ ,  $F = f_3 P/\sin\beta$ ,  $T = P \operatorname{ctg}\beta$ ,  $F_{му} = f_{ш} N_{ш}$ ,  $F_{mc} = f_c F_{\tau}/\cos\alpha$ , получаем:

$$P = \frac{M (R_n - f_c \cos \alpha \cdot R_c)}{R \cdot R_n (1 + f_3 \operatorname{ctg} \beta) (1 + f_m f_{ш} \cdot R_m R_{ш}^{-1})} = \frac{MA}{B};$$

$$F_n = M (\operatorname{ctg} \beta - f_3 - f_{ш} R \cdot R_{ш}^{-1} (1 + f_3 \operatorname{ctg} \beta)) \frac{A}{B} = \frac{MW}{B};$$

где  $\alpha$  – угол зацепления шестерни,  $f_{ш}$ ,  $f_3$ ,  $f_c$ ,  $f_m$  – коэффициент трения соответственно для шлицевого соединения, винтового сопряжения, сопряжения шестерни с валом и ограничивающими буртиками.

При проектировании ВЗУ необходимо учитывать габаритные ограничения по внешнему, наибольшему диаметру пружины  $d_{BC}$ , внутреннему наименьшему диаметру винтовых зубьев  $d_B$ , длине пружины  $L_n$ . В большинстве случаев, как показывают исследования, необходимо стремиться к наибольшей податливости ВЗУ, в том числе за счет обеспечения максимально возможных значений  $d_{BC}$  и  $L_n$  с помощью соответствующих конструктивных решений.

Рассмотрим особенности установления рациональных конструктивных параметров ВЗУ. Для рекомендуемого технического решения максимальный угол  $\varphi_3$  смещения шестерни относительно вала, соответствующий  $M_3$ , находится как  $\varphi_3 = e_{KP} M_3$ .

Основными определяемыми параметрами ВЗУ является радиус прутка  $r$ , из которого изготовлена пружина, угол поднятия винтовых поверхностей  $\beta$  и высота зуба ВЗУ-  $X_K$ . Найти значение этих параметров можно, составив систему из трех уравнений, связывающих их

между собой. Первым уравнением является выражение прочности пружины при действии на нее максимального усилия  $F_{П МАХ}$ , соответствующего  $M_3$ :  $[\sigma_1] = R_n F_{П МАХ} 4(\pi r^3)^{-1}$ , где  $[\sigma_1]$  – допускаемые напряжения для стали, из которой изготовлена пружина,  $R_n$  – радиус расположения витков пружины, рис.1. Второе уравнение выражает конструктивно реализуемый угол запирания ВЗУ:  $e_{КР} M_3 = X_K (R \operatorname{tg} \beta)^{-1}$ . Третье уравнение описывает деформацию пружины при действии на нее усилия  $F_{П МАХ}$ :  $X_K = F_{П МАХ} / C_n$ , где  $C_n$  – жесткость пружины, определяемая следующим уравнением [2]:

$$C_n = \frac{E \cdot r^4}{8(1 + \mu) R_n^3 n \cos \alpha_n} \left( 1 + \frac{\operatorname{tg}^2 \alpha_n}{1 + \mu} \right)^{-1};$$

где  $E$  – модуль упругости первого рода, Па;  $\mu$  – коэффициент Пуассона;  $\alpha_n$  – угол поднятия витка пружины, град;  $n$  – количество рабочих витков пружины, шт.

Подставляя в эти выражения значение  $F_{П МАХ}$  и учитывая, что

$$R = 0.25(d_{BC} + d_B) - r, \quad R_n = 0.5d_{BC} - r, \quad \operatorname{tg} \alpha_n = L_n / (2\pi r n), \\ \cos^2 \alpha_n = 1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_n, \text{ получаем следующую систему уравнений:}$$

$$\begin{cases} [\sigma_1] = \frac{4WM_3 R_n}{B\pi \cdot r^3} \\ e_{КР} M_3 = \frac{X_K}{R \cdot \operatorname{tg} \beta} \\ \frac{WM_3}{BX_K} = \frac{E \cdot r^5 \pi (\pi^2 R_n^2 (2\pi \cdot n)^2 + r^2 L_n^2)^{0.5}}{4R_n^2 (\pi^2 R_n^2 (2\pi \cdot n)^2 (1 + \mu) + r^2 L_n^2)} \end{cases} \quad (2)$$

Полученная система может быть решена относительно  $X_K$ ,  $r$  и  $\beta$  численными методами, например, с помощью пакета программ Mathcad фирмы Mathsoft.

Найденные конструктивные параметры должны попадать в области возможных значений этих величин, получаемых в результате наложения на них функциональных и параметрических ограничений. Угол  $\beta$  не может быть больше, чем его значение  $\beta_3$ , соответствующее

заклиниванию:  $\beta < \operatorname{arcctg} \left[ \frac{f_3 R_{ш} + f_{ш} R_3}{R_{ш} - f_{ш} f_3 R_3} \right]$ . Для  $X_K$  существует два

ограничения:

- 1) параметрическое:  $2X_K + \Delta \leq L_K$ , где  $\Delta$  величина, необходимая для выключения,  $L_K$  – конструктивный размер;



## 2) функциональное (обеспечение прочности зубьев ВЗУ).

Для нахождения второго ограничения рассмотрим систему нагрузок, действующих на зуб ВЗУ, рис. 2.

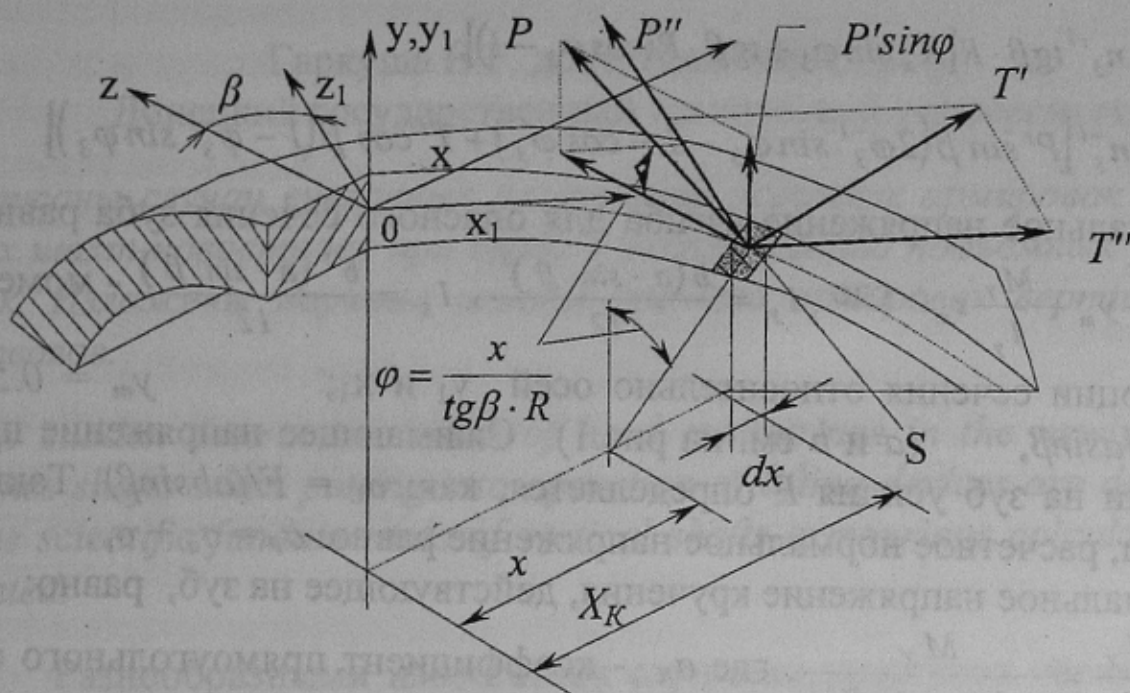


Рис. 2 – Система нагрузок, действующая на зуб ВЗУ

Как видно из рис.2, зуб ВЗУ находится в сложном напряженном состоянии. В опасном сечении зуба (в заделке) действуют изгибающие моменты  $M_Z$  и  $M_Y$  относительно осей  $z_1$  и  $y_1$ , крутящий  $M_X$  относительно оси  $x_1$ , а также сдвигающие и сжимающие усилия. Моменты  $M_Z$ ,  $M_Y$  и  $M_X$  определяются по следующим зависимостям:

$$M_X = P' \sin \varphi z_1 + P'' y_1; \quad M_Y = P'' x_1 + T'' z_1; \quad M_Z = T'' y_1 - P' \sin \varphi x_1.$$

Здесь:  $x_1 = (x \operatorname{ctg} \beta + R \sin \varphi) \cos \beta$ ;  $y_1 = R(1 - \cos \varphi)$ ;  
 $z_1 = (x \operatorname{ctg} \beta + R \sin \varphi) \sin \beta$  - координаты точки S (см. рис.2) относительно соответствующих осей;  
 $P'' = P' \cos \varphi \sin \beta + T' \cos \beta$ ;  
 $T'' = T' \sin \beta - P' \cos \beta \cos \varphi$ ;  $P' = P(1 + f_3 \cdot \operatorname{ctg} \beta)$ ;  $T' = P(\operatorname{ctg} \beta - f_3)$ .

Подставляя эти значения в зависимости для нахождения изгибающих моментов и принимая во внимание допущения, что нагрузка между зубьями и по их длине распределяется равномерно, получаем:

$$M_Z = (X_K n_3)^{-1} \int_0^{X_K} [(T' \sin \beta - P' \cos \beta \cos \varphi) R(1 - \cos \varphi) + P' (x \operatorname{ctg} \beta + R \sin \varphi) \cos \beta] dx;$$

$$M_Y = (X_K n_3)^{-1} \int_0^{X_K} P x \cdot \cos \varphi \cdot dx;$$

$$M_X = (X_K n_3)^{-1} \int_0^{X_K} [P \sin \varphi \cdot (x \cdot \operatorname{ctg} \beta - R \sin \varphi) \sin \beta + (P' \cos \varphi \sin \beta + T' \cos \beta) R(1 - \cos \varphi)] dx$$

где  $n_3$  количество винтовых зубьев втулки 2.

Интегрируя данные выражения, получаем:

$$M_z = PRn_3^{-1} [(ctg\beta - f_3)(1 - \varphi_3^{-1} \sin \varphi_3) + (1 + f_3 ctg\beta) \cos \beta (1 - \cos \varphi_3)];$$

$$M_y = P \cdot n_3^{-1} tg\beta \cdot R [X_k \sin \varphi_3 + tg\beta \cdot R (\cos \varphi_3 - 1)];$$

$$M_x = Rn_3^{-1} [P' \sin \beta (2\varphi_3^{-1} \sin \varphi_3 - 1 - \cos \varphi_3) + T' \cos \beta (1 - \varphi_3^{-1} \sin \varphi_3)]$$

Максимальное напряжение изгиба для опасного сечения зуба равно:

$$\sigma_u = \frac{M_z}{I_z} y_m + \frac{M_y}{I_y} z_m, \text{ где } I_y = \frac{b(a \cdot \sin \beta)^3}{12}, I_z = \frac{b^3(a \cdot \sin \beta)}{12} - \text{момен-}$$

ты инерции сечения относительно осей  $y_1$  и  $x_1$ ;  $y_m = 0.5b$ ,  
 $z_m = 0.5a \sin \beta$ , ( $a$  и  $b$  см. на рис.1). Сжимающее напряжение при  
 действии на зуб усилия  $F$  определяется, как:  $\sigma_c = F/(ab \sin \beta)$ . Таким  
 образом, расчетное нормальное напряжение равно:  $\sigma_p = \sigma_u + \sigma_c$ .

Максимальное напряжение кручения, действующее на зуб, равно:

$$\tau_k = \frac{M_x}{W_k} = \frac{M_x}{\alpha_k b(a \cdot \sin \beta)^2}, \text{ где } \alpha_k - \text{коэффициент прямоугольного се-}$$

чения. Касательное напряжение сдвига при действии на зуб нормаль-  
 ного усилия  $N$  определяется, как:  $\tau_c = N/(ab \sin \beta)$ . Расчетное каса-  
 тельное напряжение  $\tau_p = \tau_k + \tau_c$ .

Для обеспечения прочности зуба необходимо, чтобы эквива-  
 лентное напряжение  $\sigma_\Sigma$  не было больше допускаемого  $[\sigma]$ . Эквива-  
 лентное расчетное напряжение определяется по третьей теории проч-  
 ности  $\sigma_\Sigma = \sqrt{\sigma_p^2 + 4 \cdot \tau_p^2}$ . Функциональное ограничение для  $X_k$  выгля-  
 дит следующим образом  $[\sigma] > \sigma_\Sigma$ . При нахождении значений пара-  
 метров  $X_k$ ,  $r$  и  $\beta$  вышеописанные ограничения должны дополнять сис-  
 тему уравнений (2) в виде неравенств. В случае, если не удастся ре-  
 шить данную систему, это говорит о невозможности применения ВЗУ  
 для таких исходных данных.

Данное ВЗУ может применяться не только для горных, но и для  
 других машин, где необходимо снижение динамических нагрузок и  
 рассоединение кинематической цепи.

Список источников.

1. А.с. 1671853 (СССР). Привод горного комбайна/ П.А. Горбатов, В.Г. Гуляев, В.П. Конд-  
 рахин и др. – Опул. в Б.И., 1991, №31.
2. Механика упругих деформированных систем. Часть 2. Сложное напряженное состояние:  
 Учеб. пособие / Ф.Л. Шевченко. – К. ИСДО, 1993. – 240 с.