

ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА

Յ. Տ. ՏԱԿՅԱՆ

ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ДВИЖУЩЕГО  
 МЕХАНИЗМА В ЭЛЕКТРОПРОИГРЫВАЮЩИХ  
 УСТРОЙСТВАХ ВЫСШЕГО КЛАССА

Современные электропроигрывающие устройства (ЭПУ) высших классов представляют собой сложный комплекс технических средств, каждое звено которого должно обладать оптимальными качественными показателями. Одним из существующих звеньев ЭПУ является движущий механизм, состоящий из электродвигателя, диска для установки грампластинок и передачи вращательного движения (от двигателя к диску). Двигатель движущего механизма является источником вибраций, которые в процессе воспроизведения грамзаписи передаются игле головки звукоснимателя. В результате значительно ухудшается качество воспроизведения, возникают низкочастотные помехи (рокот) [1], особенно, заметные в паузах.

Рокот ЭПУ определяется величиной, передаваемой на панель силы

$$P_n = \lambda P_b, \quad (1)$$

где  $P_b$  — величина возмущающей силы, возникающей ввиду вращения неуравновешенного ротора:

$$P_b = \frac{\pi}{900} m_p \rho n^2; \quad (2)$$

$n$ ,  $m_p$ ,  $\rho$  — частота вращения, масса и смещение центра масс ротора от оси вращения;  $\lambda$  — динамический коэффициент передачи [2]:

$$\lambda = \sqrt{\frac{1 + \eta^2}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \eta^2}}; \quad (3)$$

$\eta$  — коэффициент конструкционного затухания;  $\omega_0$ ,  $\omega$  — круговые частоты собственных и вынужденных колебаний электродвигателя:

$$\omega_0^2 = \frac{K}{m}; \quad (4)$$

$$\omega = \frac{\pi n}{30}. \quad (5)$$

На основании выражений (1), (2) следует, что для уменьшения  $P_n$  необходимо уменьшить  $m_p$ ,  $\rho$ ,  $n$ . Уменьшение величин  $m_p$  и  $n$  достигается использованием маломощных тихоходных (шестнадцати или двадца-

ти четырех полюсных) синхронных двигателей, которые при частоте переменного тока 50 Гц имеют 375 или 250 об/мин, соответственно. Масса роторов этих двигателей не превышает 30 г. Уменьшение  $\rho$  до величины 0,003 мм достигается тщательной балансировкой роторов на балансировочных весах. Примером отечественного двигателя с указанными параметрами может служить электродвигатель ТСК-1, используемый в ЭПУ высшего класса «Электроника Б1-01». Возмущающая сила в таких двигателях в 46 раз меньше таковых, возникающих, например, в электродвигателях ЭДГ-4 с частотой вращения  $n=1400$  об/мин,  $m_p=100$  г, и  $\rho=0,003$  мм.

Однако, полная реализация преимуществ двигателей типа ТСК-1 оказывается затруднительной при использовании традиционных амортизаторов в виде эластичных резиновых втулок 2 (рис. 1). Из выражений

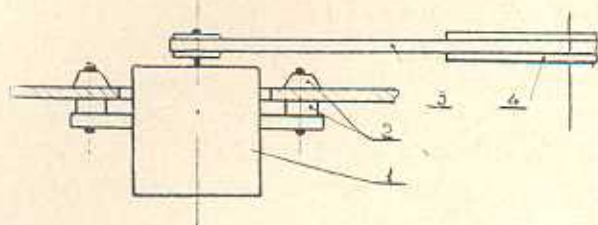


Рис. 1.

(3) и (4) следует, что при уменьшении частоты вращения ротора и общей массы двигателя, при обычной жесткости амортизаторов, уменьшается отношение  $\frac{\omega}{\omega_0}$ , вследствие чего возрастает величина  $\lambda$ . Для сохранения величины  $\lambda$  на требуемом уровне необходимы амортизаторы значительно меньшей жесткости. Расчеты показывают, что при использовании электродвигателей типа ТСК-1 жесткость амортизаторов должна быть уменьшена, по сравнению с жесткостью амортизаторов, используемых с двигателями типа ЭДГ-4, не менее чем в 27 раз. В противном случае коэффициент передачи увеличивается в 15 раз, чем резко уменьшаются преимущества более совершенного двигателя ТСК-1 перед ЭДГ-4. Однако, такое уменьшение жесткости амортизаторов 2 оказывается недопустимым [3, 4] ввиду перекашивания оси двигателя 1 пассивком 3, что приводит к изменению частоты вращения диска 4 ЭПУ. Для преодоления возникших трудностей использовано закрепление двигателя (рис. 2) на упругих подвесках (амортизаторах) определенной протяженности. Преимуществом такой подвески является получение любой малой жесткости как на изгиб, так и на растяжение—сжатие. При этом упругие подвески 3 совместно с панелью 1 ЭПУ и корпусом двигателя 2 образуют рамно-связевую систему параллелограмма, что обеспечивает вертикальное расположение оси ротора 4 при смещениях корпуса двигателя пассивком 5.

Как следует из расчетной схемы (рис. 2) упругие подвески двигателя, ввиду воздействия возмущающей силы, находятся в сложной деформации.

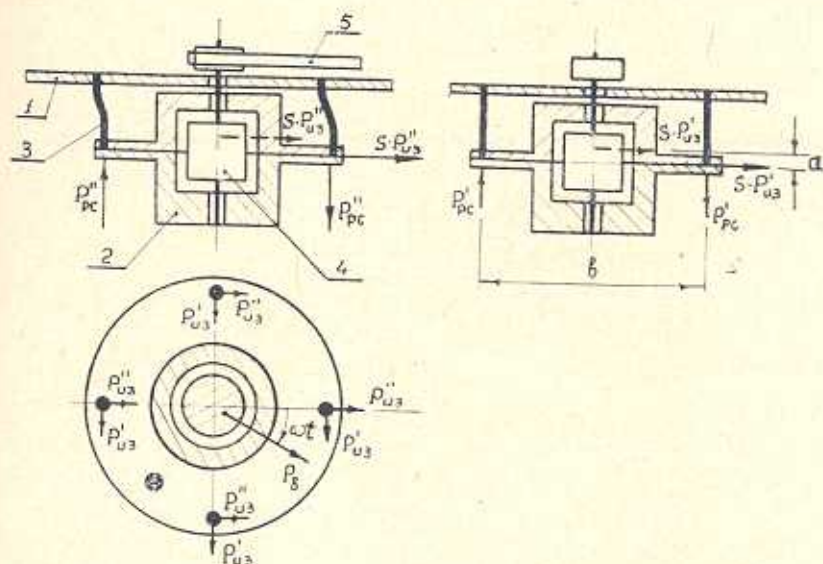


Рис. 2.

рованном состоянии. С одной стороны, это изгибные деформации от воздействия на каждую подвеску переменных сил

$$P'_{из} = \frac{P_b}{S} \sin \omega t, \quad P''_{из} = \frac{P_b}{S} \cos \omega t, \quad (6)$$

а с другой стороны, деформации подвесок на растяжение—сжатие, возникающие от моментов  $M' = P_b a \sin \omega t$  и  $M'' = P_b a \cos \omega t$ , образующих пары сил

$$P'_{pc} = iP_b \sin \omega t, \quad P''_{pc} = iP_b \cos \omega t, \quad (7)$$

где  $l = \frac{a}{b}$  — конструктивный параметр;  $a$  и  $b$  — размеры (рис. 2), определяемые конкретной конструкцией узла подвески двигателя;  $s$  — число симметрично расположенных упругих подвесок.

Собственные круговые частоты изгибных и вертикальных колебаний двигателя определяются из выражений

$$\omega_{из}^2 = \frac{s k_{из}}{m} = \frac{3\pi s E r^4}{m l^3}, \quad (8)$$

$$\omega_{pc}^2 = \frac{s k_{pc}}{m} = \frac{\pi s E r^2}{m l}, \quad (9)$$

где  $r$ ,  $l$ ,  $E$  — радиус, длина и модуль упругости материала подвески;  $k_{из}$ ,  $k_{pc}$  — жесткость упругой подвески на изгиб и растяжение—сжатие;  $m$  — масса двигателя.

Расчет упругих подвесок произведем, исходя из требования, чтобы передаваемые на панель ЭПУ силы от вертикальных колебаний были не больше сил, передаваемых от изгибных колебаний подвесок. На основании (1) с учетом (6) и (7) имеем

$$\lambda_{\text{рс}} \leq \frac{1}{i} \lambda_{\text{из}}, \quad (10)$$

где  $\lambda_{\text{из}}$  и  $\lambda_{\text{рс}}$  — коэффициенты передачи при изгибных и вертикальных колебаниях, соответственно:

$$\lambda_{\text{из}} = \sqrt{\frac{1 + \gamma_{\text{из}}^2}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{\text{из}}^2}\right)^2 + \gamma_{\text{из}}^2}}; \quad (11)$$

$$\lambda_{\text{рс}} = \sqrt{\frac{1 + \gamma_{\text{рс}}^2}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{\text{рс}}^2}\right)^2 + \gamma_{\text{рс}}^2}}, \quad (12)$$

$\gamma_{\text{из}}$ ,  $\gamma_{\text{рс}}$  — коэффициенты конструкционного затухания при изгибных и вертикальных колебаниях.

Если известны: масса двигателя  $m$ , частота вращения ротора  $\omega$ , коэффициенты  $\gamma_{\text{из}}$ ,  $\gamma_{\text{рс}}$ , число подвесок  $S$  и конструктивный параметр  $i$ , то задавшись требуемой величиной  $\lambda_{\text{из}} < 1$ , следует рассмотреть два возможных случая:

$$\frac{1}{i} \lambda_{\text{из}} \geq (\lambda_{\text{рс}})_{\text{max}} \quad \text{и} \quad \frac{1}{i} \lambda_{\text{из}} < (\lambda_{\text{рс}})_{\text{max}},$$

где  $(\lambda_{\text{рс}})_{\text{max}}$  — максимальное значение  $\lambda_{\text{рс}}$ , определенное из выражения (12) при заданной величине  $\gamma_{\text{рс}}$ .

Если  $\frac{1}{i} \lambda_{\text{из}} \geq (\lambda_{\text{рс}})_{\text{max}}$ , необходимо из (11) рассчитать  $\omega_{\text{из}}^2$ , после чего размеры  $r$  и  $l$  подвесок могут быть определены из соотношения (8)

$$\frac{r^4}{l^3} = \frac{m \omega_{\text{из}}^2}{3\pi S E}. \quad (13)$$

Если  $\frac{1}{i} \lambda_{\text{из}} < (\lambda_{\text{рс}})_{\text{max}}$ , необходимо рассчитать  $\omega_{\text{из}}^2$  из (11) и  $\omega_{\text{рс}}^2$  из (12), приняв  $\lambda_{\text{рс}} = \frac{1}{i} \lambda_{\text{из}}$ . В общем случае  $\omega_{\text{из}}^2$  может оказаться как больше, так и меньше частоты вращения ротора  $\omega$ .

При  $\omega_{\text{рс}} > \omega$ , из (8) и (9) с учетом (10) получим

$$r \geq \frac{\sqrt{3} m \omega_{\text{рс}}^3}{\pi S \omega_{\text{из}} E}, \quad (14)$$

$$l^3 = \frac{3 \pi S E r^4}{m \omega_{\text{из}}^2}. \quad (15)$$

А при  $\omega_{pc} < \omega$ , из (8) и (9) с учетом (10) имеем

$$r \leq \frac{\sqrt{3 m \omega_{pc}^3}}{\pi S \omega_{пз} E}, \quad (16)$$

$$l^3 = \frac{3 \pi S E r^4}{m \omega_{пз}^2}. \quad (17)$$

В качестве примера рассмотрим расчет упругих резиновых элементов узла подвески с двигателем ТСК-1 ( $n=375$  об/мин,  $\omega=39,25$  с<sup>-1</sup>,  $m=0,5$  кг), в котором число подвесок  $S=3$ , конструктивный параметр  $i=0,083$ , коэффициенты конструкционного затухания  $\gamma_{пз}=\gamma_{pc}=0,4$ . Модуль упругости для каучуковых резин  $E=8 \cdot 10^6$  н/м<sup>2</sup>. Коэффициент передачи при изгибе подвесок примем равным  $\lambda_{пз}=0,1$ , при этом  $\frac{1}{i} \lambda_{пз} \approx 1,2$ . Из (12) имеем  $(i_{pc})_{max} \approx 2,7$ . Следовательно,  $\frac{1}{i} \lambda_{пз} < <(i_{pc})_{max}$ . Далее из (11) определяем  $\omega_{пз}^2 = 131$  с<sup>-2</sup>, а из (12) получаем два значения  $\omega_{pc}^2 = 853$  с<sup>-2</sup>  $< \omega^2$  и  $\omega_{pc}^2 = 7863$  с<sup>-2</sup>  $> \omega$ . При  $\omega_{пз}^2 = 131$  с<sup>-2</sup> и  $\omega_{pc}^2 = 853$  с<sup>-2</sup> из (16) и (17) рассчитываем максимально допустимые величины  $r_{max} = 25 \cdot 10^{-6}$  м,  $l = 11 \cdot 10^{-5}$  м. Естественно, что подвески с такими размерами не могут быть реализованы.

Для другой возможной пары значений  $\omega_{пз}^2 = 131$  с<sup>-2</sup> и  $\omega_{pc}^2 = 7863$  с<sup>-2</sup> рассчитываем из (14) минимально допустимую величину  $r_{min} = 70 \cdot 10^{-5}$  м. Далее, выбрав из конструктивных соображений и условий прочности величину  $r = 2 \cdot 10^{-3}$  м, из (15) определяем  $l = 38 \cdot 10^{-3}$  м.

ЕрПИ им. К. Маркса

Поступило 28.V.1979.

Է. Ս. ՍԱՀԱԿՅԱՆ

ԲԱՐՉՐԱԳՈՐՅՆ ԿՈՐԳԻ ԷԼԵԿՏՐԱՆԿԱԳԱՐԿԻՉ ՍԱՐՔԵՐՈՒՄ  
ՇԱՐՃԱՐԵՐ ՄԵՆԱՆԻՉՄԻ ԷԼԵԿՏՐԱՇԱՐՃԻՉԻ ԹՐԹՈՍՄԵԿՈՒՍԱՅՈՒՄԸ

Ա մ փ ո փ ո ս մ

Հոդվածում դիտարկվում է էլեկտրաեղագրիչ սարքի շարժարեր մեխանիզմի շարժիչի շարժման կառուցվածք: Առաջարկված է կախիչի առաձգական մեղմիչների հաշվման մեթոդիկա, որի հետևանքով սահմանափակվում է սարքի պանելի վրա փոխանցվող զոզոլի ուժի մեծությունը, որն առաջանում է էլեկտրաշարժիչի խարխուլի պատումից: Բերված է կախիչի առաձգական մեղմիչների հաշվման թվային օրինակ:

#### Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Апполонова Л. П., Шумова Н. Д. Механическая звукозапись. М., «Энергия», 1973.
2. Кин Н., Томс. Теория механических колебаний. М., Машгыз, 1963.
3. Патент Великобритании, № 1310423, Класс G5R, Публикация 21 марта, 1973.
4. Хаазе Г. И. Современные электроприводы. М., «Энергия», 1975.