УДК 621.752 (031)

В.П.УВАРОВ, *д-р техн. наук*, *профессор*, *uvpav@rambler.ru*
Л.Б.АЛЕКСЕЕВА, *канд. техн. наук*, *доцент*, *lbalek@rambler.ru*
Национальный минерально-сырьевой университет «*Горный*», *Санкт-Петербург*

V.P.UVAROV, *Dr. in eng.sc*, *professor*, *uvpav@rambler.ru*
L.B.ALEXEEVA, *PhD in eng.sc*, *associate professor*, *lbalek@rambler.ru*
National Mineral Resources University (*Mining University*), *Saint Petersburg*

ВНУТРЕННЯЯ УПРУГОИНЕРЦИОННАЯ ВИБРОЗАЩИТА РОТОРНЫХ МАШИН

Рассмотрена двухкаскадная виброизоляция роторных машин, включающая в себя упругие связи между ротором и корпусом, последовательно и параллельно присоединенные массы.

***Ключевые слова*:** виброизоляция, эффективность, упругая связь, ротор, неуравновешенность, демпфирование.

INTERNAL ELASTICALLY INERTIAL VIBRATION PROTECTION OF ROTARI MACHINES

Two-stage vibration isolation of rotary machines including elastic linkage between the rotor and the body as well as in series and in parallel added mass are considered.

***Key words*:** vibration isolation, efficiency, elastic linkage, rotor, imbalance, damping.

В роторных машинах применяют различного рода упругие элементы, встраиваемые между ротором и корпусом машины. Они позволяют отстроить систему ротор – корпус от резонансных режимов и тем самым уменьшить передачу возмущающих сил на корпус и в конечном итоге на фундамент. Однако не всегда удается применить упругие элементы с требуемой податливостью вследствие конструктивных ограничений, накладываемых на максимальные перемещения ротора, и ограничений больших статических напряжений в них.

Предлагаемая внутренняя упругоинерционная виброзащита (ВУИВ), встроенная между ротором и корпусом (см. рисунок), предназначена для уменьшения уровня вибраций на лапах роторных машин, вызванных неуравновешенными силами ротора, действующими в области низких частот. В общем случае ВУИВ может состоять из двух каскадов амортизации с податливостями δ_1, δ_2, δ_3, δ_4 промежуточных тел с массами M_1, M_2, разделяющих каскады амортизации, и антивибраторов (виброгасителей) с массами m_1, m_2, настроенных на частоту вращения ротора и присоединенных к промежуточным телам с помощью упругих элементов с податливостями δ_1^a, δ_2^a [2].

Такая динамическая модель представляет собой систему с сосредоточенными и распределенными массами и упругими безинерционными связями, находящуюся под действием детерминированного возбуждения.

Критерием эффективности рассматриваемой виброизоляции может служить коэффициент β, равный отношению усилий $\overline{X}$, передаваемых на корпус при установке ротора на жесткие или упругие опоры, к

усилиям X, действующим на корпус при использовании двух каскадов амортизации с антивибраторами.

Для определения усилий, действующих на корпус, используется метод динамических податливостей [3]. Под динамической податливостью системы в некоторой ее точке понимается амплитудное значение перемещения, вызванного единичной гармонической силой или моментом, приложенными в этой же или в другой точке. При использовании этого метода сложная подсистема подразделяется на простые подсистемы. Влияния связей заменяются реакциями, действующими в этих связях. Исследуемая динамическая модель разбивается на четыре подсистемы: ротор, блоки ВУИВ, амортизированный корпус. Влияние подсистем друг на друга определяется реакциями X_1, X_2, X_3, X_4, приложенными в соответствующих точках. Определив условия, при которых относительные перемещения подсистем в точках разделения отсутствуют, получим систему уравнений метода динамических податливостей. В матричном виде эта система имеет вид

$$\begin{Vmatrix} e_{\Sigma 1} & e_{p12} & -e_1 & 0 \\ e_{p21} & e_{\Sigma 2} & 0 & -e_2 \\ -e_1 & 0 & e_{\Sigma 3} & e_{к34} \\ 0 & -e_2 & e_{к43} & e_{\Sigma 4} \end{Vmatrix} \begin{Vmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \end{Vmatrix} =$$

$$= \begin{Vmatrix} e_{c1}^{(1)} \ldots e_{cn}^{(1)} \\ e_{c1}^{(2)} \ldots e_{cn}^{(2)} \\ 0 \\ 0 \end{Vmatrix} \begin{Vmatrix} P_1 \\ P_j \\ P_n \end{Vmatrix},$$

где $e_{\Sigma 1} = e_1 + e_{p1} + \delta_1$; $e_{\Sigma 2} = e_2 + e_{p2} + \delta_2$; $e_{\Sigma 3} = e_1 + e_{p3} + \delta_3$; $e_{\Sigma 4} = e_2 + e_{p4} + \delta_4$; e_{p1}, e_{p2}, e_{p12} – динамические податливости свободного ротора в опорных точках; $e_{cj}^{(1)}$, $e_{cj}^{(2)}$ – динамические податливости свободного ротора в опорных точках, характеризующие действие на ротор возмущающих сил P_j, приложенных в j точках ротора; e_1, e_2 – динамические податливости свободных блоков виброизоляции, к которым отнесены промежуточные тела с упругоприсоединенными антивибраторами; $e_{к3}$, $e_{к4}$, $e_{к34}$ –

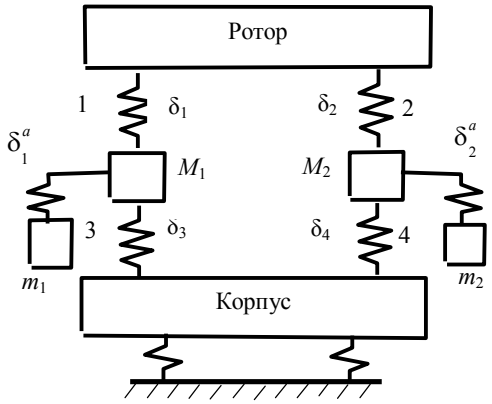


Схема внутренней упругоинерционной виброзащиты

динамические податливости корпуса в точках соединения с блоками ВУИВ.

Связь между ротором и корпусом определяется матрицей

$$E_{и} = \begin{Vmatrix} -e_1 & 0 \\ 0 & -e_2 \end{Vmatrix}.$$

Значение элементов этой матрицы можно получить, рассмотрев вынужденные колебания блоков виброизоляции под действием единичной гармонической силы, приложенной к промежуточному телу [1]

$$e_i = \frac{\omega_a^2/\omega^2 - 1}{\omega^2 m_i[\nu_i - (1+\nu_i)\omega_a^2/\omega^2]},$$

где $i = 1, 2$; $\omega_a = 1/\sqrt{m_i\delta_i^a}$ – частота настройки антивибраторов; ω – частота возмущающей силы; $\nu_i = M_i/m_i$.

При равенстве $\omega_a = \omega$ динамические податливости $e_i = 0$ и система распадается на две независимые подсистемы: ротор на упругих опорах (подсистема, содержащая возмущающие силы) и амортизированный корпус. При этом $X_3 = X_4 = 0$ независимо от величины возмущающих сил, действующих на ротор и определяющих величины реакций в образовавшихся узлах.

Для определения влияния параметров ротора, корпуса, самих блоков ВУИВ на ширину эффективной частотной зоны, определяемой значениями $|\beta| > 1$, необходимо проанализировать выражения для усилий при $\omega \neq \omega_a$. Наиболее важно при этом определить необходимые величины податливостей каскадов амортизации.

Предельные значения податливостей определяются в основном: 1) допустимой просадкой ротора, зависящей от конструктивных особенностей машины; 2) допускаемыми статическими напряжениями в упругих элементах каскадов амортизации (упругие элементы должны обладать определенным запасом прочности, чтобы выдержать вес ротора и противостоять возможным перегрузкам в процессе работы).

В соответствии с этим целесообразно решать задачу об определении влияния величин податливостей каскадов амортизации на эффективную частотную зону при наличии ограничений, определяемых прочностью упругих элементов,

$$\delta_1 \le [\delta_1],\ \delta_2 \le [\delta_2],\ \delta_3 \le [\delta_3],\ \delta_4 \le [\delta_4], \quad (1)$$

и ограничений, определяемых допустимой просадкой ротора

$$\delta_1 + \delta_3 = \theta_1,\ \delta_2 + \delta_4 = \theta_2, \quad (2)$$

где θ_1, θ_2 – заданные податливости.

При этом выбор величин податливостей формулируется как задача оптимального распределения заданной податливости по каскадам амортизации. В этом случаем X_3 и X_4 можно рассматривать как функции двух параметров

$$X_3 = f(\delta_1, \delta_2);\ X_4 = f(\delta_1, \delta_2). \quad (3)$$

В качестве критерия оптимальности принимается минимум функций (3) при наличии ограничений (1), (2).

Следует отметить, что применение внутренней упругоинерционной виброзащиты особенно эффективно для тех однорежимных машин, у которых в процессе эксплуатации происходит рост дисбаланса. Использование ВУИВ делает возможным применение более простой внешней амортизации ее из условия эффективности на средних и высоких частотах.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Бабаков И.М.* Теория колебаний. М., 1968. 560 с.

2. Вибрация энергетических машин: Справочное пособие / Под ред. Н.В.Григорьева. Л., 1974. 464 с.

3. *Ивович В.А.* Переходные матрицы в динамике упругих систем. М., 1969. 200 с.

REFERENCES

1. *Babakov I.M.* Theory of vibrations. Moscow, 1968. 560 p.

2. Vibration of energy transforming machines: Reference. Edited by N.V.Grigoriev. Leningrad, 1974. 464 p.

3. *Ivovich V.A.* Transfer matrix in the dynamics of elastic systems. Moscow, 1969. 200 p.