

ОСОБЕННОСТИ ДИНАМИЧЕСКОГО ГАШЕНИЯ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН ПРИ ПОВЕРХНОСТНОЙ ОБРАБОТКЕ ВЯЗКОУПРУГИХ СРЕД

В статье рассмотрены особенности динамического гашения колебаний в технологических машинах, рабочие органы которых взаимодействуют с поверхностью вязкоупругих сред. Опираясь на структурные методы проанализированы условия существования режимов динамического гашения колебаний.

Ключевые слова: обработка, структурные схемы, колебания, технологическая машина, динамическое гашение.

При изучении динамических свойств технологической машины необходимо учитывать, что конструкция машины не только воспринимает внешние воздействия со стороны обрабатываемой поверхности, но и сама является сложной виброактивной механической колебательной системой, в которой динамические процессы формируются взаимодействием парциальных систем и действием нелинейностей.

Выбор рациональных параметров виброзащитной системы в ряде случаев может обеспечить проявление и использование динамических эффектов, реализация которых возможна при определенных условиях, накладываемых на геометрические и массоинерционные характеристики.

Рабочий блок машины с вибровозбудителями можно представить в виде комбинированной системы с тремя степенями свободы, характерной для схем динамического гашения (рис. 1.), где присоединенная масса m соответствует приведенной массе рабочего органа, закрепленного на металлоконструкции технологической машины.

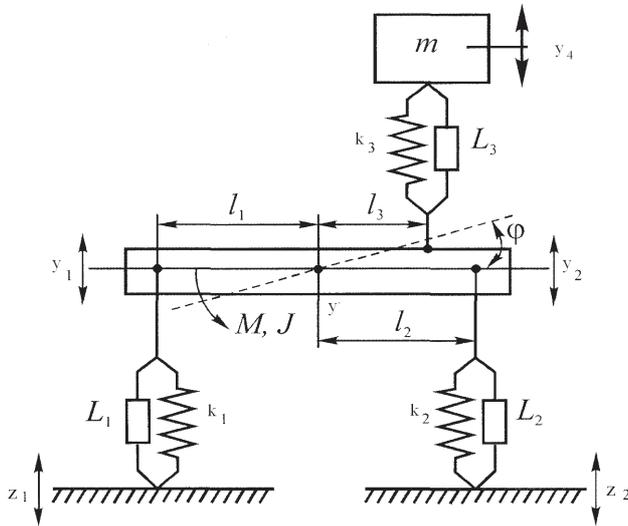


Рис. 1. Расчетная схема рабочего блока симметричного вида, содержащего динамический гаситель

Используя процедуру вывода дифференциальных уравнений на основе формализаций Лагранжа, получим систему уравнений динамического состояния подвески

$$\frac{Ml_1^2 + J}{(l_1 + l_2)^2} \ddot{y}_1 + \frac{(Ml_1l_2 - J)}{(l_1 + l_2)^2} \ddot{y}_2 - k_1y_2 - k_1z_1 + y_1k_3 \frac{(l_2 + l_3)^2}{(l_1 + l_2)^2} + y_2k_3 \frac{l_1l_2 + l_1l_3 - l_2l_3 - l_3^2}{(l_1 + l_2)^2} - y_4k_3 \frac{l_2 + l_3}{l_1 + l_2} = 0$$

$$\left. \begin{aligned} & \frac{Ml_1l_2 - J}{(l_1 + l_2)^2} \ddot{y}_1 + \frac{Ml_1^2 + J}{(l_1 + l_2)^2} \ddot{y}_2 + k_2y_2 - k_2z_2 + y_2k_3 \frac{(l_1^2 - l_1l_3 + l_3^2)}{(l_1 + l_2)^2} \\ & + y_1k_3 \frac{(l_1l_2 + l_1l_3 - l_2l_3 - l_3^2)}{(l_1 + l_2)} - y_4k_3 \frac{(l_1 - l_3)}{(l_1 + l_2)} = 0, \\ & m_2\ddot{y}_4 + k_3y_4 - y_2k_3 \frac{(l_1 - l_3)}{(l_1 + l_2)} - y_1k_3 \frac{(l_2 + l_3)}{(l_1 + l_2)^2} = 0. \end{aligned} \right\} (1)$$

Структурная схема системы (рис. 2.) состоит из трех блоков (подсистем), перекрестных связей, которые существенным образом зависят от выбора параметров конструкции, то есть от l_1, l_2, l_3 .

Если выполняется условие

$$Ml_1l_2 - J = 0,$$

то наблюдается развязка движения между подсистемами, они распадаются, и в системе происходит частичное упрощение. Естественно, что силы трения в данном случае считаются пренебрежимо малыми.

При выполнении условия

$$l_3 = 0$$

в системе также возможно частичное упрощение, но связи между подсистемами остаются. В частном случае симметрии, когда $l_1 = l_3$, можно получить достаточно большие упрощения, представленные схемой на рис. 3.

Если принять $z_1 = z_2 = z$, то передаточная функция системы (выходом принимается координата y_3) принимает вид:

$$\bar{W} = \frac{\bar{y}_3}{\bar{z}} = \frac{k_1k_3(Bp^2 + k_2) + k_2k_4(Ap^2 + k_1 + k_3)}{(Bp^2 + k_2)((Ap^2 + k_1 + k_3)(mp^2 + k_3) - k_3^2)}$$

При $z_1 = 0$, (1) упрощается:

$$\bar{W}_2 = \frac{\bar{y}_3}{\bar{z}_2} = \frac{k_2k_4(Ap^2 + k_1 + k_3)}{(Bp^2 + k_2)((mp^2 + k_3) - k_3^2)} \quad (2)$$

и соответственно при $y_2 = 0$ -

$$\bar{W}_3 = \frac{\bar{y}_3}{\bar{z}_1} = \frac{k_1k_3}{[(Ap^2 + k_1 + k_3)(mp^2 + k_3) - k_3^2]}$$

Анализ (2) показывает, что в системе возможен по координате y_3 режим динамического гашения, в котором при $z_1 = 0$

$$\sigma_{дин} = \sqrt{\frac{(k_1 + k_3)(l_1 + l_2)^2}{Ml_1^2 + J}}$$

* — автор, с которым следует вести переписку.

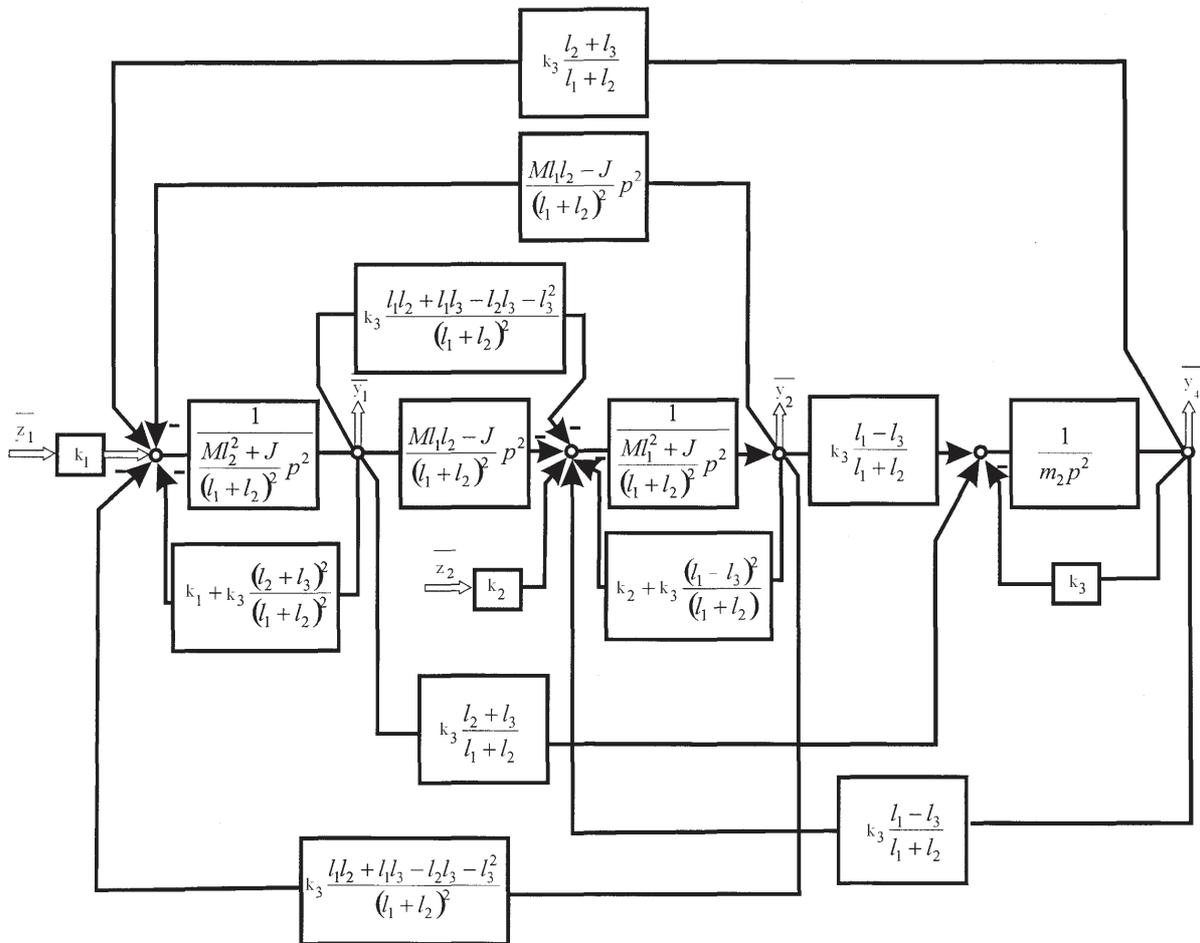


Рис. 2. Структурная схема системы с динамическим гасителем, эквивалентная в динамическом отношении САУ, соответствующей рис. 1.

В свою очередь, резонансные динамические свойства рабочего блока, в целом, будут определяться из частотного уравнения, где возможны три резонансных режима.

Вместе с тем этот случай представляет интерес из-за того обстоятельства, что в режиме динамического гашения, а он определяется соответствующим выбором параметров системы крепления рабочего блока, могут создаваться условия для уменьшения внешних динамических воздействий на элементы редуктора двигателя. Отметим также, что при $z_1 = 0$, движение по координате y_2 происходит автономно, а передаточная функция имеет вид

$$\bar{W} = \frac{\bar{y}_2}{\bar{z}} = \frac{k_2}{Bp^2 + k_2}.$$

Рассмотрим движение по координате y_1 , в том случае, если $z_1 = z_2 = z$, тогда

$$\bar{W} = \frac{\bar{y}_1}{\bar{z}} = \frac{k_1(m_2p^2 + k_3)(Bp^2 + k_2) - k_2k_4}{(Bp^2 + k_2)(Ap^2 + k_1 + k_3)(m_2p^2 + k_3) - k_3^2}.$$

При выполнении условия $z_2=0$, получим

$$\bar{W} = \frac{\bar{y}_1}{\bar{z}} = \frac{k_1(m_2p^2 + k_3)}{[(Ap^2 + k_1 + k_3)(m_2p^2 + k_3) - k_3^2]},$$

а при $z_1 = 0$ — соответственно

$$\bar{W} = \frac{\bar{y}_1}{\bar{z}_2} = \frac{k_2k_4}{(Bp^2 + k_2)(Ap^2 + k_1 + k_3)(m_2p^2 + k_3 - k_3^2)}.$$

При рассмотрении движения в системе координат y, ϕ и y_4 система дифференциальных уравнений может быть получена таким же образом, как для (1) и принимает вид:

$$\begin{cases} M\ddot{y} + y(k_1 + k_2 + k_3) - \phi(k_1l_1 - k_2l_2 - k_3l_3) - k_3y_4 - k_1z_1 - k_2z_2 = 0, \\ J\ddot{\phi} + \phi(k_1l_1^2 - k_2l_2^2 - k_3l_3^2) - y(k_1l_1 - k_2l_2 - k_3l_3) - k_1l_1z_1 - k_2l_2z_2 - k_3l_3y_4 = 0, \\ m_2\ddot{y}_4 + k_3y_4 - k_3y - k_3\phi l_3 = 0. \end{cases}$$

Структурная схема рабочего блока в системе обобщенных координатах y, ϕ представлена на рис. 4.

Если $z_1 = z_2 = z$ —

$$\bar{W} = \frac{\bar{y}_4}{\bar{z}} = \frac{k_3(k_1 + k_3)(Jp^2 + k_1l_1^2 + k_2l_2^2 + k_3l_3^2) + (k_2l_2 - k_1l_1)(Mp^2 + k)(k_3l_3)}{(Jp^2 + k_1l_1^2 + k_2l_2^2 + k_3l_3^2)(Mp^2 + k)(mp^2 + k_3) - k_3^2},$$

где $k = k_1 + k_2 + k_3$.

При $z_1 = 0$ —

$$\bar{W} = \frac{\bar{y}_3}{\bar{z}_2} = \frac{k_3k_2(Jp^2 + k_1l_1^2 + k_2l_2^2 + k_3l_3^2) + k_2l_2k_3l_3(Mp^2 + k)}{(Jp^2 + k_1l_1^2 + k_2l_2^2 + k_3l_3^2)(Mp^2 + k)(mp^2 + k_3) - k_3^2}$$

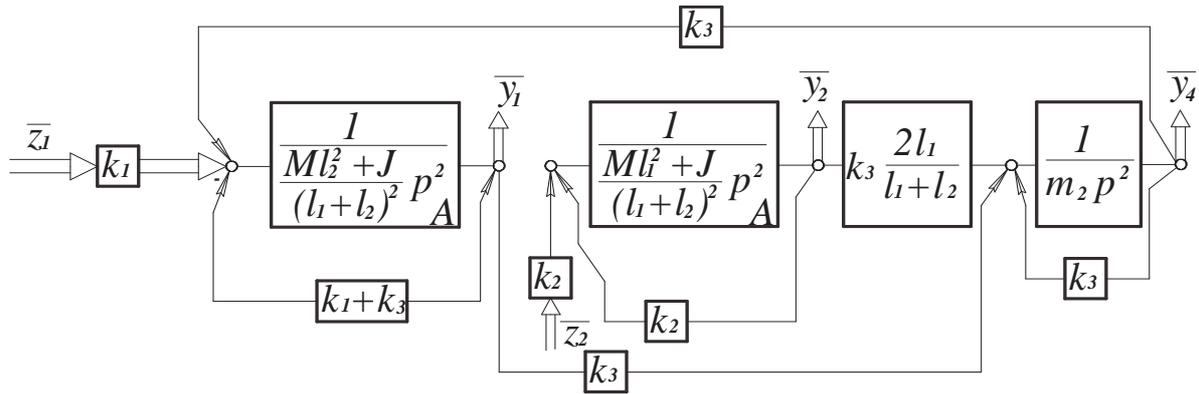


Рис. 3. Структурная схема системы для условия, когда $l_1 = l_3$

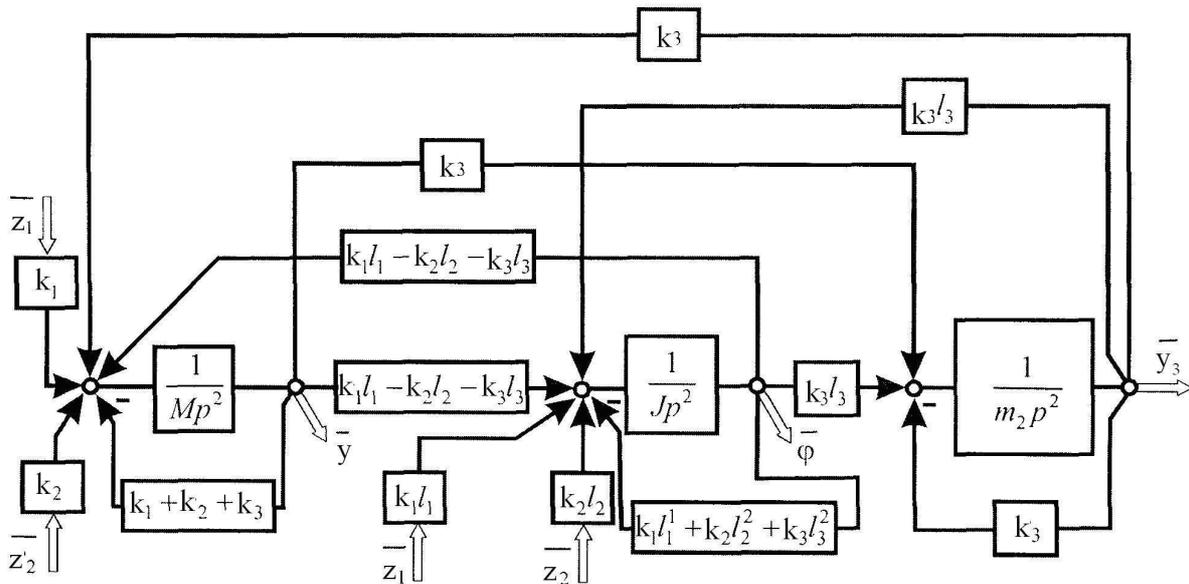


Рис. 4. Структурная схема эквивалентной САУ для механического аналога с обобщенными координатами u, ϕ и u_4

и соответственно при $z_2 = 0$ –

$$\bar{W} = \frac{\bar{y}_3}{\bar{z}_1} = \frac{k_3 k_1 (Jp^2 + k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2 + k_3 l_3^2) + k_1 l_1 k_3 l_3 (Mp^2 + k)}{(Jp^2 + k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2 + k_3 l_3^2) [(Mp^2 + k)(mp^2 + k_3) - k_3^2]}$$

В случае выполнения условия

$$k_1 l_1 - k_2 l_2 - k_3 l_3 = 0 \quad (3)$$

структурная схема упрощается; ее вид приведен на рис. 2, однако, развязка в колебательных движениях при этом не наблюдается, также как и при $l_1 = l_3$.

Интерес представляет дальнейший анализ при выполнении условия (3). Так, в частности, когда расстояние $l_3 = 0$, передаточные функции принимают вид

$$\bar{W} = \frac{\bar{y}}{\bar{z}} = \frac{(k_1 + k_2) [(mp^2 + k_3)(Jp^2 + k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2 + k_3 l_3^2) - k_3 l_3^2]}{[(Jp^2 + k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2)(m_2 p^2 + k_3)] - k_3 (Jp^2 + k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2)}$$

где возможны новые соотношения для определения «нулей» и «полюсов», а, следовательно, режимов резонанса и динамического гашения.

Если $z_1 = 0$, то

$$\bar{W} = \frac{\bar{y}}{\bar{z}} = \frac{k_2 (mp^2 + k_3)}{(m_2 p^2)}$$

и при $z_2 = 0$

$$\bar{W} = \frac{\bar{y}}{\bar{z}} = \frac{k_1 (mp^2 + k_3)}{(m_2 p^2)}$$

откуда следует возможность получения режимов динамического гашения на частотах

$$\omega'_{дин} = \sqrt{\frac{k_3}{m_2}},$$

$$\omega''_{дин} = \sqrt{\frac{k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2}{J}}.$$

В случае, когда $l_3 = 0$ изменяется существенно и вид передаточных функций по координате ϕ :

$$\bar{W}_1 = \frac{\bar{\Phi}}{\bar{z}} = \frac{k_2 l_2 - k_1 l_1}{Jp^2 + k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2},$$

$$\dot{W}_2 = \frac{\dot{\bar{\Phi}}}{\dot{\bar{z}}_2} = \frac{k_2 l_2}{Jp^2 + k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2},$$

$$\bar{W}_3 = \frac{\bar{\Phi}}{\bar{z}_1} = \frac{k_1 l_1}{Jp^2 + k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2}.$$

что соответствует режимам колебаний в частных случаях «симметрии» геометрических параметров системы.

Введение дополнительных связей в виде устройств с преобразованием движения может внести существенное изменение в набор динамических характеристик системы, и добавить к возможным еще один или два режима динамического гашения. Тогда, в системе будет рассматриваться три режима динамического гашения по координате y_4 :

$$\omega'_{дин} = \sqrt{\frac{k_3}{L_3}},$$

$$\omega''_{дин} = \sqrt{\frac{k_1}{L_1}},$$

$$\omega'''_{дин} = \sqrt{\frac{k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2}{J + L_1 l_1^2 + L_2 l_2^2}}.$$

Данные подходы могут быть положены в основу инженерных обоснований по выбору вариантов конструкции рабочих блоков технологических машин, работающих в сложной системе внешних динамических воздействий.

Литература

1. Вейц, В. Л. Динамические процессы, оценка и обеспечение качества технологических систем механической обработки. / В. Л. Вейц, В. В. Максаров, П. А. Лонцих. — Иркутск : ИрГТУ, 2001. — 199 с.
2. Гозбенко, В. Е. Управление динамическими свойствами механических колебательных систем. / В. Е. Гозбенко. — Иркутск : Изд-во ИГУ, 2000. — 412 с.
3. Гозбенко, В. Е. Вибрационное поле однородной структуры при силовом воздействии. / В. Е. Гозбенко, В. Р. Ченских ; Иркут. политех. ин-т // Динамика и алгоритмы управления роботами — манипуляторами — Иркутск : ИПИ, 1982. — С. 115–125.
4. Гозбенко, В. Е. Введение дополнительных связей в двумерных системах. / В. Е. Гозбенко, А. П. Хоменко, Ю. В. Ермошенко // Транспортные потоки Сибирского региона : сб. науч. тр. ИРГУПС. — Иркутск, 2002. — С. 28–40.
5. Елисеев, С. В. Обобщение задач виброзащиты и виброизоляции на основе структурных методов моделирования / С. В. Елисеев, А. В. Димов, А. П. Хоменко // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. — 2006. — № 2. — С. 6–18.
6. Динамический синтез в обобщенных задачах виброзащиты и виброизоляции технических объектов / С. В. Елисеев, Ю. Н. Резник, А. П. Хоменко, [и др]; Чит. гос. ун-т, Иркут. гос. ун-т путей сообщения. — Иркутск : Изд-во ИГУ. — 2008. — 523 с.
7. Коловский, М. З. Динамика машин. / М. З. Коловский. — Л. : Машиностроение, 1989. — 265 с.
8. Лонцих, П. А. Защита технологических машиностроительных систем и оборудования от вибраций и ударов : моногр. / П. А. Лонцих, А. Н. Шулешко. — Иркутск : ИрГТУ, 2002. — 152 с.