

УДК 629.3.01

КОЛЕБАТЕЛЬНЫЕ ПРОЦЕССЫ В МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ МАШИН**¹Рыжиков В.А., ²Туркеничева О.А., ²Приходько В.М.***¹Донской государственной технической университет, ИСОиП (филиал) ДГТУ,
Шахты, e-mail: rigikov54@mail.ru;**²Ростовский государственный университет путей сообщения (РГУПС),
Ростов-на-Дону, e-mail: Olgat-59@rambler.ru*

Динамические знакопеременные нагрузки в трансмиссии машин, возникающие в процессе их работы, значительно влияют на надёжность узлов и их элементов. При работе машин с определённой скоростью возникают резонансные явления, когда частота вынужденных колебаний совпадает с частотой собственных колебаний механической системы. В этом случае значительно возрастают вибрации, воспринимаемые рамой и элементами трансмиссии. Развивается принцип динамического поглощения колебаний в механических системах. Предлагаемое решение обеспечивает поглощение колебаний вблизи резонансных частот. В основу построения кинематической схемы положен принцип динамического поглощения колебаний. С учетом принятых допущений представлена математическая модель механической системы с динамическим поглотителем колебаний и получены аналитические решения для двух движущихся масс. Определены энергетические характеристики процесса динамического поглощения колебаний механической системы в области резонансных частот. Рассмотрен вопрос выбора оптимальных параметров поглотителя колебаний, с учётом минимизации динамических нагрузок в элементах машин. Рассмотрена конструкция экспериментальной установки. Приводятся результаты экспериментальных исследований устройства поглощения колебаний, которые показали его эффективность при работе механической системы в области резонансных частот. При проведении экспериментальных исследований моделировались условия возникновения резонанса в механической системе и его отсутствие при включении поглотителя колебаний.

Ключевые слова: механическая система, поглощение, колебания, экспериментальные исследования, параметры

OSCILLATORY PROCESSES IN MECHANICAL SYSTEMS OF MACHINES**¹Ryzhikova V.A., ²Turkenicheva O.A., ²Prikhodko V.M.***¹Don State Technical University, Isop (branch) DSTU, Shakhty, e-mail: rigikov54@mail.ru;**²Rostov State University of Railway Engineering, Rostov-on-don, e-mail: Olgat-59@rambler.ru*

The dynamic sign-variable loads in transmission of cars arising in the course of their work considerably influence reliability of nodes and their elements. During the operation of cars with defined speed, there are resonant phenomena when forced oscillation frequency matches the frequency of own fluctuations of mechanical system. In this case the vibrations perceived by a frame and elements of transmission considerably increase. Develops the principle of dynamic absorption of vibrations in mechanical systems. This solution ensures the absorption of vibrations near the resonance frequencies. The basis of kinematic schemes based on the principle of building dynamic absorption of vibrations. We consider the construction of the experimental setup. Contains the results of experimental research. Taking into account the accepted assumptions the mathematical model of mechanical system with the dynamic absorber of fluctuations is provided and analytical decisions for two moving masses are received. Power characteristics of process of dynamic absorption of fluctuations of mechanical system in the field of resonance frequencies are defined. The question of the choice of optimum parameters of the absorber of fluctuations, taking into account minimization of dynamic loads in elements of cars is considered. The design of experimental installation is considered. Results of pilot studies of the device of absorption of fluctuations which showed its efficiency during the work of mechanical system in the field of resonance frequencies are given. When conducting pilot studies conditions of emergence of a resonance in mechanical system and its absence were modelled at turning on of the absorber of fluctuations.

Keywords: mechanical system, absorption, vibrations experimental, research, options

Динамические нагрузки в трансмиссии машин, возникающие в процессе их работы, значительно влияют на надёжность узлов и их элементов. Возникновения колебательных процессов обусловлены как внутренними, так и внешними факторами [1]. К внутреннему фактору можно отнести работу двигателя и жёсткость элементов трансмиссии. В роли внешнего фактора выступают различные силовые воздействия на исполнительных элементах, связанные с условиями работы машины. Например, во время эксплуатации транспортного средства это

влияние связано с особенностями рельефа дорожного покрытия и его продольной кривизной.

При работе машин с определённой скоростью возникают резонансные явления в трансмиссии, когда частота вынужденных колебаний совпадает с частотой собственных колебаний механической системы [1–2]. В этом случае значительно возрастают вибрации, воспринимаемые рамой и элементами трансмиссии [3]. Они являются вредным фактором для операторов и других людей, находящихся в непосредственной

близости от работающих объектов, и приводят к появлению дополнительных динамических нагрузок в механической системе.

Для поглощения колебаний вблизи резонансных частот механических систем, можно использовать динамический поглотитель колебаний углового типа [4, 5]. Динамический поглотитель представляет массу с моментом инерции J_n , закрепленную на металлоконструкции с помощью упругого элемента с приведенной жесткостью C_n . Величину момента инерции J_n и жесткость пружины C_n выбирают с учетом резонансной частоты трансмиссии ω из соотношения

$$\omega = \sqrt{\frac{C_n}{J_n}}$$

Согласно поставленным задачам методикой экспериментального исследования предусматривалась проверка работоспособности устройства гашения колебаний в трансмиссии машин и получение графиков переходных процессов в колебательной системе. Подтверждением работоспособности поглотителя колебаний будет являться его способность поглощения колебания в заданных режимах работы. При проведении испытаний моделировались условия возникновения резонанса в механической системе и его отсутствие при включении поглотителя колебаний.

Схема экспериментальной установки показана на рис. 1. Основной груз 11,

установлен на направляющих 6 и подвешен на пружинах 5. С помощью пружины 15 и троса 7, груз 11 через шарнир 13 кинематически связан с червячным колесом редуктора 8. К редуктору 8 подключен электродвигатель 9 с регулятором напряжения 10, установленный на раме 1. Вращательное движение вала электродвигателя 10 преобразовалось в поступательное движение груза 11. К грузу 11, совершающему поступательное движение в вертикальной плоскости, подвешен на пружине 14 дополнительный груз 12, служащий в качестве поглотителя колебаний. На грузе 11 установлен стержень с пером 4 самописца 3, фиксирующий его колебания на вращающемся барабане, имеющем электропривод 2, установленный на раме 1. На барабане самописца 3 закреплён лист бумаги, на котором осуществляется фиксирование графиков колебаний груза 11.

Для моделирования явления резонанса увеличивалась частота поступательного движения груза 11. Для этого при помощи регулятора напряжения 10 повышалось напряжение на обмотках электродвигателя 9 и увеличивалась его частота вращения до тех значений, при которых резко увеличивалась амплитуда колебаний груза 11. При проведении экспериментальных исследований фиксировались частота вращения электродвигателя 9 и амплитуды колебаний грузов 11 и 12.

На рис. 2 представлен общий вид экспериментальной установки.

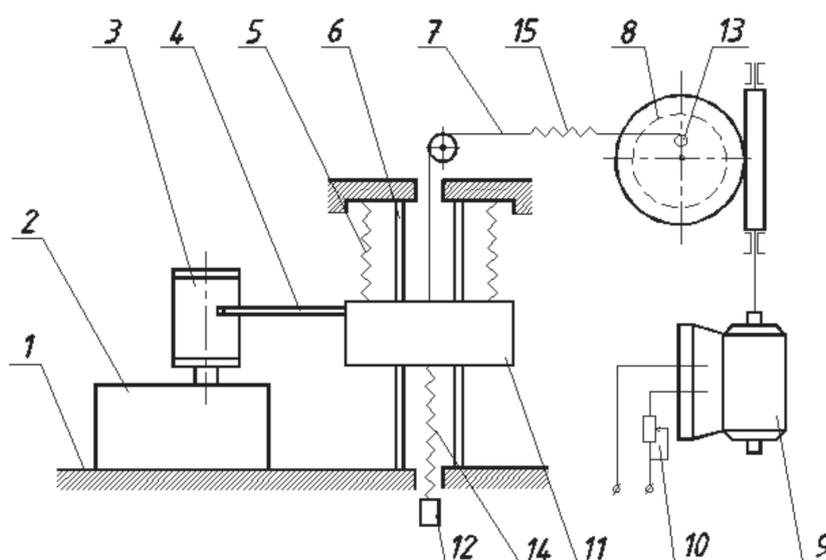


Рис. 1. Схема экспериментальной установки: 1 – рама; 2 – привод барабана самописца; 3 – самописец; 4 – стержень с пером; 5 – пружина; 6 – направляющие; 7 – трос; 8 – редуктор; 9 – электродвигатель; 10 – регулятор напряжения; 11 – груз; 12 – груз поглотителя колебаний; 13 – шарнир; 14, 15 – пружины

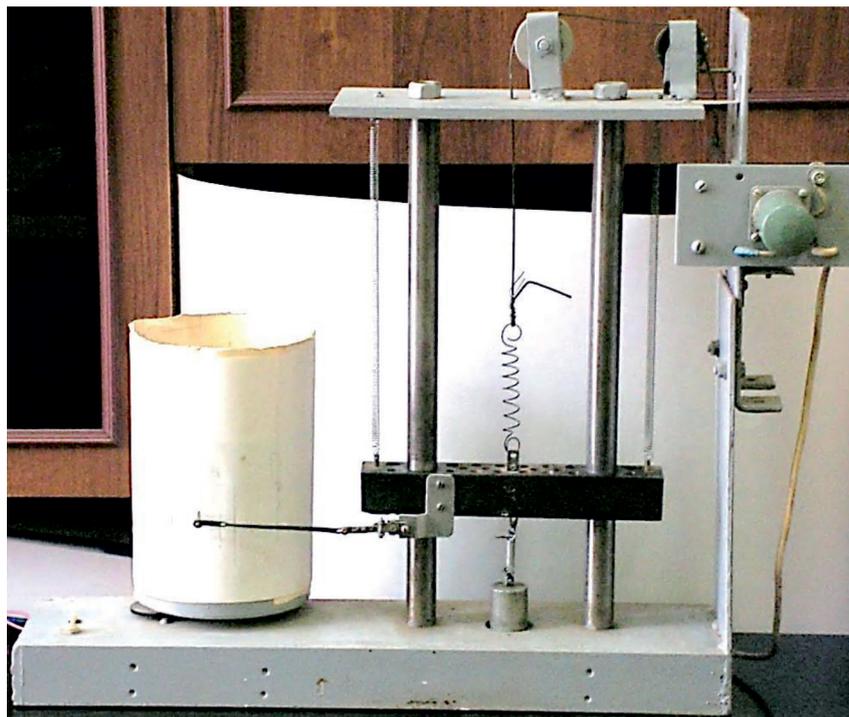


Рис. 2. Общий вид экспериментальной установки

Кинетическая энергия системы равна

$$T = \frac{m_1}{2} \cdot \dot{X}_1^2 + \frac{m_2}{2} \cdot \dot{X}_2^2,$$

где m_1 – масса основного груза;
 m_2 – масса поглотителя колебаний;
 X_1 – перемещение основного груза;
 X_2 – перемещение дополнительного груза.
 Потенциальная энергия системы равна

$$\Pi = \frac{1}{2} C_1 (X_1)^2 + \frac{1}{2} C_2 (X_1 - X_2)^2,$$

где C_1 – жесткость пружин, на которых подвешен основной груз;

C_2 – жесткость пружин, на которых подвешен дополнительный груз.

С учетом принятых допущений работа механической системы описывается системой дифференциальных уравнений Лагранжа второго рода, которые имеют вид:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{X}_1 + C_1 X_1 + C_2 (X_1 - X_2) = F_B \sin \omega t; \\ m_2 \ddot{X}_2 - C_2 (X_1 - X_2) = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где F_B – возмущающая сила;

ω – частота колебаний внешних воздействий.

Вынуждающая сила F_B может быть определена с учетом жесткости C_0 пружины 15 и радиуса вращения R шарнира 13 (рис. 1):

$$F_B = C_0 R.$$

Собственные частоты колебаний $K_{1,2}$ механической системы можно определить из уравнения

$$(C_1 + C_2 - m_1 K^2)(C_2 - m_2 K^2) - C^2 = 0,$$

или $m^2 k^4 - 3Cmbk^2 + C^2 = 0$.

$$K_{1,2} = \frac{3Cm \pm \sqrt{9C^2 m^2 - 4C^2 m^2}}{2m^2}.$$

Частные решения уравнений (1) имеют вид

$$X_1 = A_1 \sin \omega t, X_2 = A_2 \sin \omega t.$$

Амплитуды вынужденных колебаний массы 1 и массы 2 соответственно будут:

$$A_1 = \frac{C_0 R (C_2 - m_2 \omega^2)}{(C_1 + C_2 - m_1 \omega^2)(C_3 - m_2 \omega^2) - C_2^2},$$

$$A_2 = \frac{C_0 R C_2}{(C_1 + C_2 - m_1 \omega^2)(C_3 - m_2 \omega^2) - C_2^2}.$$

При $C_2 - m_2 \omega^2 = 0$ амплитуда вынужденных колебаний массы m_1 равна нулю.

Для данной установки параметры динамического поглотителя колебаний определяются из соотношения

$$\omega = \sqrt{\frac{C_2}{m_2}}.$$

Фактическая сущность гашения колебаний состоит в том, что реакция присоединенной упругой связью груза в любой момент времени уравнивает присоединенную к объекту возмущающую силу, а потом объект совершает лишь свободные колебания с частотой

$$K = \sqrt{\frac{C_1}{m_1}}$$

Частное решение уравнения (1) имеет вид

$$X_i = \mu_i A_1 \sin(Kt + \Theta),$$

где $\mu_i = \frac{A_i}{A_1}$,

Θ – фазовый угол.

Так как различные виды демпфирования можно заменить эквивалентным вязким демпфированием, то можно использовать линейное дифференциальное уравнение для гармонического движения.

Работа, совершаемая возмущающей силой $Q \cdot \cos \omega t$ в течение одного цикла, при установившемся поведении системы будет равна

$$U_Q = \int_0^T Q(\cos \omega t) \dot{x} dt. \quad (2)$$

Скорость \dot{x} можно определить по формуле

$$\dot{x} = -A\omega \sin(\omega t - \Theta), \quad (3)$$

где A – амплитуда вынужденных колебаний; Подставив выражение (3) в (2), найдем

$$U_Q = -QA\omega \int_0^T (\cos \omega t)(\sin \omega t \cos \Theta - \cos \omega t \sin \Theta) dt. \quad (4)$$

В результате интегрирования выражения (4) получим

$$U_Q = \pi QA \sin \Theta.$$

Аналогично определяем рассеиваемую за один цикл работу демпфирующей силы $\mu \dot{x}$, где μ – коэффициент вязкого сопротивления:

$$U_C = \int_0^T \mu \dot{x}^2 dt. \quad (5)$$

Подставляя выражение (3) в (5), найдем

$$U_C = \mu \int_0^T A^2 \omega^2 \sin^2(\omega t - \Theta) dt. \quad (6)$$

Интегрируя выражение (6), определим величину энергии U_C :

$$U_C = \pi \mu A^2 \omega^2.$$

Таким образом, вносимая энергия U_Q увеличивается в зависимости от амплитуды A по линейному закону, тогда как рассеиваемая энергия U_C возрастает пропорционально квадрату амплитуды. Они будут равны в точке пересечения кривых функций A_0 для обоих видов энергии (рис. 3).

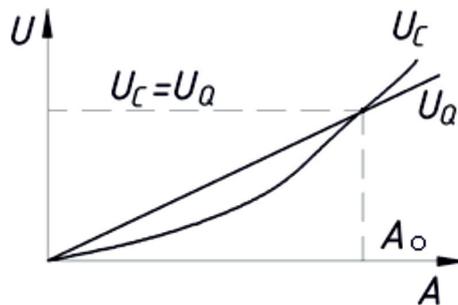


Рис. 3. Определение амплитуды колебаний при установившемся состоянии

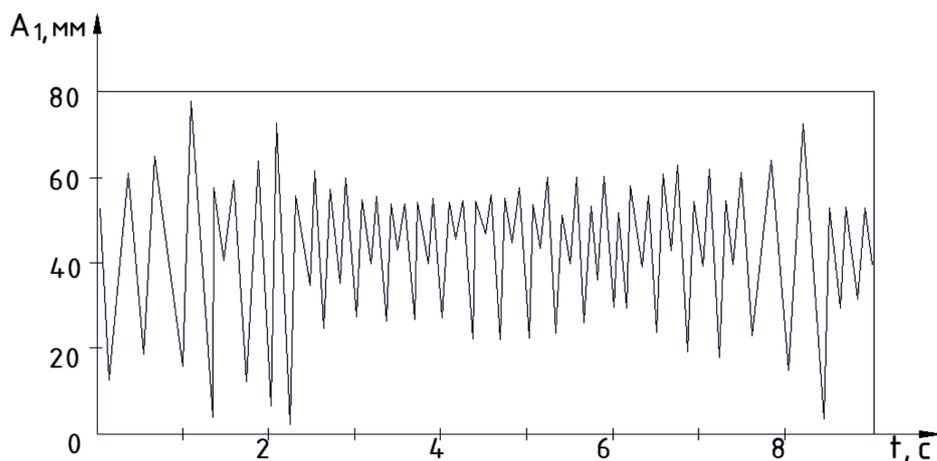


Рис. 4. Осциллограмма перемещений основной массы m_1 без использования поглотителя колебаний

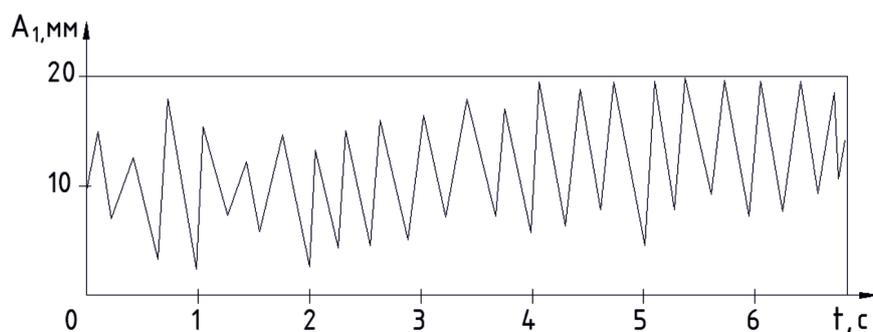


Рис. 5. Осциллограмма перемещений основной массы m_1 с использованием динамического поглотителя колебаний

Результаты экспериментальных исследований устройства поглощения колебаний показали его эффективность при работе механической системы в области резонансных частот. Настройка поглотителя колебаний сводилась к подбору массы груза m_2 при заданной жёсткости пружины C_2 . В результате проведённых экспериментальных исследований получены осциллограммы переходных процессов в системе при различных режимах работы.

На рис. 4 представлена осциллограмма перемещений основной массы m_1 без использования поглотителя колебаний. На рис. 5 представлена осциллограмма перемещений основной массы m_1 с использованием динамического поглотителя колебаний при действии вынуждающей силы с частотой $\omega = 2,8c - 1$.

Разность амплитуд колебаний массы m_1 с применением динамического поглотителя

инерционного типа по отношению к случаю, в котором он не применялся, составила $\Delta A_1 = 29$ мм. Применение динамического демпфирования позволяет снизить амплитуду колебаний на 81% для данной модельной установки.

Заключение

1. Результаты экспериментальных исследований показали эффективность применения динамического поглотителя колебаний при работе механической системы в области резонансных частот.

2. Возможен выбор оптимальных параметров поглотителя колебаний с учётом минимизации динамических нагрузок в элементах машин.

3. Рассмотренное техническое решение позволяет снизить динамические нагрузки в узлах трансмиссии в зоне резонансных частот и повысить надёжность машин в целом.

Список литературы

1. Гусев А.С. Вероятностные методы в механике машин и конструкций. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. – 223 с.
2. Данилин А.Н., Козлов К.С. Моделирование нестационарных колебаний гасителей вибрации с учетом гистерезиса диссипации энергии // Механика композиционных материалов и конструкций. – 2013. – Т. 19, № 1. – С. 34–47.
3. Сальников В.И., Домнин Д.А. Динамический гаситель колебаний колеса автомобиля: компьютерный прогноз // Автомобильная промышленность: Научно-технический журнал. – 2005. – № 8. – С. 19–21.
4. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1969. – 396 с.
5. Ryzhikov V.A., Sapronov Y.G., Gorin S.L., Astsaturov Y.G. Dynamic damping torsional vibrations in the transmission of rear-wheel drive and all-wheel drive vehicles // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. – 2015. – Vol. 10, № 12. – P. 5334–5337.
6. Степаненко Д.А., Рыжиков В.А. Гашение колебаний в трансмиссии автомобиля // Наука и инновации в области сервиса автотранспортных средств обеспечения безопасности дорожного движения: материалы Междунар. науч.-практ. конф. / под ред. Б.Ю. Калмыкова [и др.]; «Южно-Рос. гос. ун-т экономики и сервиса». – Шахты: Издательство ИСОиП (филиал) ДГТУ, 2013. – С. 73–76.