

Одномассовая вибромашина с инерционным приводом и билинейной характеристикой упругих связей

В. Н. Беловодский, С. Л. Букин
e-mail: v.belovodskiy@gmail.com

Аннотация

Рассмотрена одномассовая нелинейная вибрационная машина с центробежным вибровозбудителем и билинейной характеристикой упругих связей. Проведено моделирование её колебаний в зонах сложных резонансов. Установлено многообразие режимов суб- и супергармонического типа. Отмечены широкие полигармонические возможности такой системы, а также невысокие требования, как к величине возмущающих усилий, так и степени нелинейности упругой характеристики необходимых для возбуждения выраженных полигармонических вибраций. Приведены иллюстрации, подтверждающие эти выводы. Изложенные результаты могут оказаться полезными при проектировании нелинейных вибрационных машин различного технологического назначения.

Общая постановка проблемы

Несимметричные полигармонические колебания, возбуждаемые в линейных и нелинейных колебательных системах, часто используются в вибрационных машинах, осуществляющих такие технологические операции, как сепарация полезных ископаемых, в частности на концентрационных столах, виброперемещение материалов, прежде всего трудно транспортируемых, обработка и уплотнение асфальто- и цементно-бетонных смесей и пр. [1].

Среди условий, приводящих к возникновению направленного движения обрабатываемого материала под действием вибрации, особое место занимает асимметрия свойств системы, которые можно условно разделить на четыре типа [2]. Внимание привлекает «временная» асимметрия

возбуждения, когда закон колебаний во времени асимметричен относительно середины каждого цикла.

Анализ методов возбуждения асимметричных колебаний рабочих органов вибромашин позволяет утверждать, что перспективы имеют нелинейные системы, способные генерировать не только подобный вид колебаний, но и реализовывать ряд вибрационных эффектов, таких как возбуждение полигармонических вибраций при моногармонических внешних силах, реализация суб- и супергармонических резонансов и т.д. К наиболее простым способам формирования нелинейности является использование в структуре машины нелинейных упругих связей, которые обычно разделяют на симметричные и асимметричные. Некоторые из вариантов упругих характеристик таких связей приведены на рис. 1.

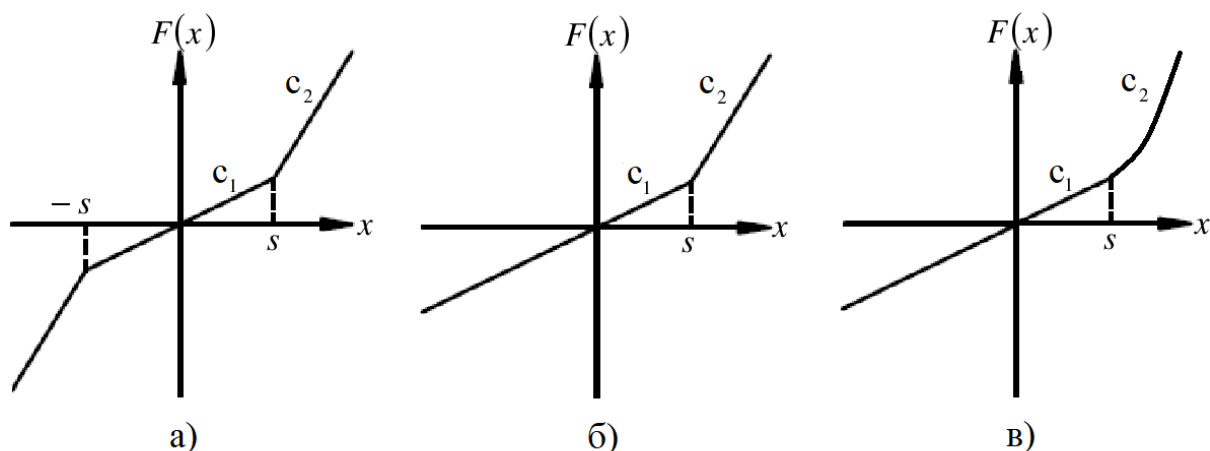


Рисунок 1 - Варианты нелинейных упругих характеристик нелинейных систем:
а - трёхступенчатая симметричная; б - билинейная с изломом в точке s ; в - асимметричная

Анализ известных источников

Целенаправленное изучение колебательных систем с нелинейными упругими связями начались в середине XX века. Первоначально в большей части работ рассматривалась симметричная система упругих элементов, установленных с зазором (рис. 1, а). Такая система, относящаяся к кусочно-линейным, в частности к трёхступенчатым симметричным, стала практически традиционной в большинстве вибромашин данного класса. Основными структурными элементами в них являются буферные элементы из эластомеров.

Исследованию нелинейных механических колебательных систем с симметричными и асимметричными упругими связями уделяли внимание ряд отечественных и зарубежных учёных, в частности, В. И. Бересневич, И. И. Вульфсон, М. В. Закржевский, Ю. И. Иориш, М. З. Коловский, Б. И. Крюков, Я.Г. Пановко, Г.Я. Пановко, В.Н. Потураев, В.К. Пресняков, З.Е. Филер, В. П. Франчук, М. В. Хвингия, С. Л. Цыфанский, А. Г. Червоненко, Т. D. Gilliam, A. H. Nayfeh, K. Ragulskis, L. Ragulskis и многие другие. Результаты их исследований опубликованы в ряде статей и обобщающих монографий, библиография этих авторов очень обширна. В этих работах рассмотрены основные вопросы теории нелинейных колебаний и практики создания нелинейных вибромашин. В частности установлено, что в симметричных нелинейных системах кроме существенного повышения стабильности при работе в области резонанса, возможно возбуждение суб- и супергармонических колебаний, которые позволяют существенно повысить технологические результаты при применении таких машин. Для систем с несимметричными упругими характеристиками частотные области существования субгармонических колебаний могут быть значительно шире, чем для симметричных систем. Наиболее значительные субгармонические колебания проявляются на частотах, близких к кратным частоте свободных колебаний.

Нелинейные системы и методы их исследования в наше время составляют развивающуюся ветвь теории колебаний [3]. Сложность изучения этих систем и их инженерного расчёта значительно выше, чем линейных. Это объясняется тем, что за исключением некоторых частных случаев, обычно не представляющих большого практического интереса, отсутствуют точные решения системы нелинейных дифференциальных уравнений. Поэтому при их исследовании широко применяются

приближенные методы, как численные, так и аналитические.

Исследования нелинейных колебательных систем во второй половине прошлого века привели к созданию разнообразных типов вибрационных машин, объединённых в единый класс резонансных машин. Несмотря на то, что в настоящее время интерес к таким машинам несколько снизился, изучение систем с симметричной упругой характеристикой продолжается.

Что касается колебательных систем с асимметричной упругой связью, то в последние годы, наоборот, наблюдается повышение интереса к их изучению. Это, прежде всего, касается поиска и подбора подходящих вариантов формирования упругой характеристики, например, линейно-нелинейной (рис. 1, в). Так, в работе [4] рассмотрена вибромашина с упругой системой, выполненной в виде комбинации конической и цилиндрической металлических пружин сжатия, причём её упругая характеристика относится к асимметричному типу. Проведенное исследование субгармонических резонансов порядка 1:2 выявило возможность их самовозбуждения.

В этой связи рассмотрение особенностей применения новых упругих систем, отличающихся, прежде всего, конструктивной простотой, а также позволяющих максимально использовать возможности, присущие нелинейным колебательным системам, является актуальной научно-технической задачей. Решение данного вопроса позволит существенно повысить целый ряд показателей качества вибромашин, используемых в различных отраслях промышленности.

В данной работе нелинейность предлагается обеспечивать путем комбинации цилиндрических стальных пружин различной жёсткости. Колебательная система с восстанавливающей силой, имеющей билинейную характеристику, является простейшей нелинейной системой, но, тем не менее, и она является не до конца изученной [5]. Целью работы является демонстрация возможностей таких систем в части реализации полигармонических вибраций.

Описание колебательной системы

Расчётная динамическая схема колебательной системы приведена на рис. 2. Рабочий орган 1 вибромашин, жёстко соединённый с корпусом инерционного вибровозбудителя 2, установлен на неподвижном основании 3 при помощи опорных рычагов 4.

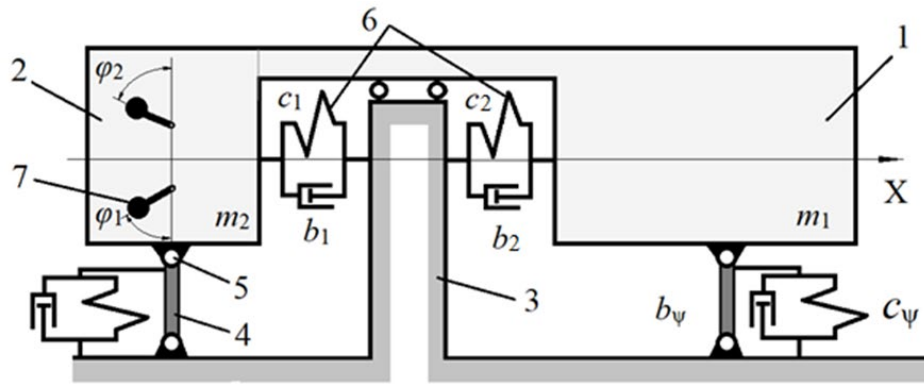


Рисунок 2 - Расчётная динамическая схема колебательной системы:
1 - рабочий орган; 2 - корпус вибровозбудителя; 3 - основание; 4 - опорный рычаг;
5 - резинометаллический шарнир; 6 - основная упругая связь; 7 - вибровозбудитель

Рычаги соединяют подвижную массу (рабочий орган совместно с вибровозбудителем) и неподвижное основание при помощи резинометаллических упругих элементов 5. Основная упругая связь 6 расположена между колеблющейся массой и неподвижным основанием. Вибропривод 7 - инерционный, самобалансный, дебалансного типа.

В состав упругой системы рассматриваемой вибромашины входит основная упругая связь подвижной массы с основанием, а также упругие рычаги, точнее резинометаллические шарниры, работающие на коаксиальное кручение.

Билинейная упругая опора (рис. 3), включает цилиндрические стальные пружины сжатия 1-3, причём две витые пружины (1 и 2) имеют одинаковую жёсткость, а одна из них (2) размещена внутри пружины с большей жёсткостью 3. Пружины расположены между центральной стойкой 7, закреплённой на опоре 8,

в свою очередь установленной на неподвижном основании 9, и между стойками 4 и 5, закреплёнными на рабочем органе 6 вибромашины. В стойке 7 размещено устройство для предварительного поджатия пружин 1 и 2 (конструкция не показана).

Пружина 3 без предварительного поджатия одной стороной крепится к стойке 7 и свободна с другой стороны, что достигается установкой опоры 10 требуемой высоты на стойке 5. При необходимости величину продольной жёсткости цилиндрических витых пружин 1 и 2 можно регулировать путём предварительного поджатия или изменением числа их активных витков. Предполагается, что величина поджатия пружин 1 и 2 превышает максимальную амплитуду колебаний, как при пуске, так и при выбеге вибровозбудителя.

Пример билинейной силовой характеристики упругой системы приведен на рис. 4.

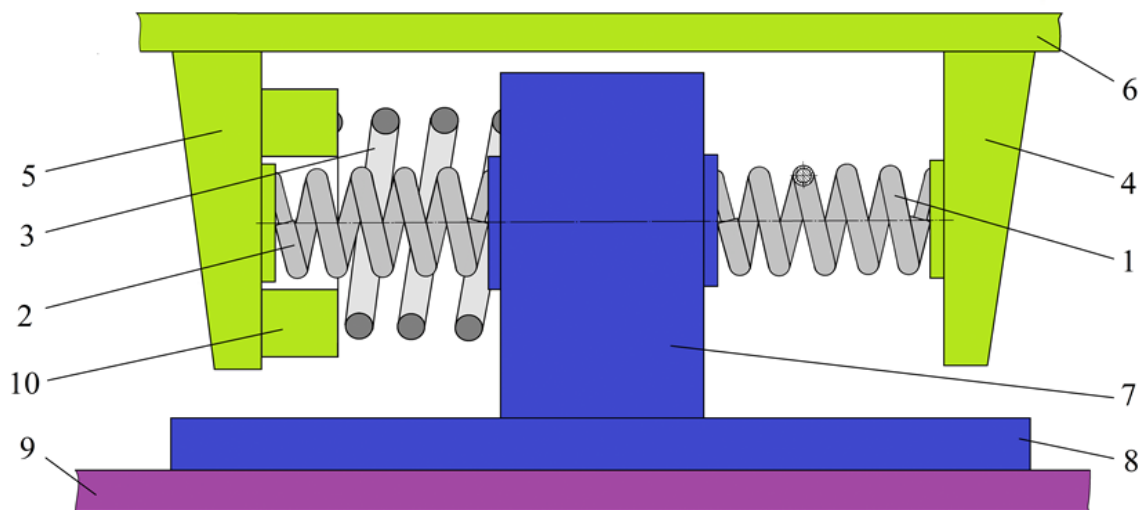


Рисунок 3 - Конструкция билинейной упругой опоры:
1, 2, 3 - стальные пружины; 4, 5 - стойки; 6 - несущий элемент рабочего органа; 7 - стойка;
8 - опора неподвижная; 9 - основание; 10 - опора пружины

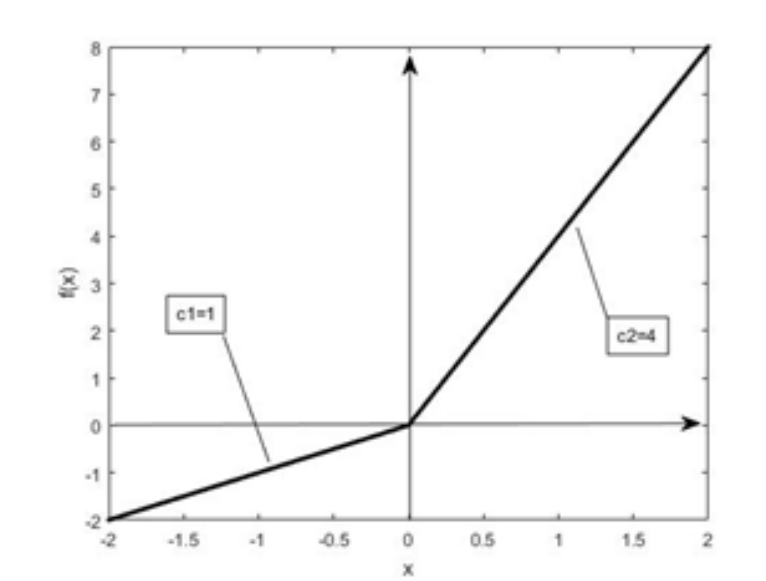


Рисунок 4 - Упругая характеристика исследуемого варианта нелинейной асимметричной основной упругой связи ($\gamma=c_2/c_1=4$)

Математическая модель колебательной системы

Рассмотрим горизонтальные перемещения рабочего органа (рис. 2), приняв традиционные допущения. Обозначим через $x(t)$ - перемещение колеблющейся массы

относительно положения покоя, тогда её движение описывается уравнением (1). После замены $x=\xi\Delta$, $\tau=\omega_0 t$, $\omega_0=(c_1/m)^{0.5}$, $\eta=\omega/\omega_0$, $\gamma=c_2/c_1$, $P_0=m_0 r/m\Delta$, $\beta=b/m\omega^2 \equiv \mu c_1/m\omega_0 \equiv \mu\omega_0$, получим уравнение (2) колебаний подвижной массы в безразмерной форме.

$$m\ddot{x} + \mu \left(c_1 \frac{1 - \text{sign}(x)}{2} + c_2 \frac{1 + \text{sign}(x)}{2} \right) \dot{x} + \left(c_1 \frac{1 - \text{sign}(x)}{2} + c_2 \frac{1 + \text{sign}(x)}{2} \right) x = m_0 r \omega^2 \sin(\omega t), \quad (1)$$

где m - колеблющаяся масса, состоящая из масс рабочего органа m_1 , корпуса вибровозбудителя m_2 и его неуравновешенных частей m_0 ;

r - эксцентриситет неуравновешенных частей вибровозбудителя;

μ - коэффициент сопротивления упругой системы;

c_1, c_2 - коэффициенты жёсткости упругой опоры в направлении оси -X и X, соответственно;

ω - угловая скорость вращения неуравновешенных частей.

$$\xi'' + \beta \left(\frac{1 - \text{sign}(\xi)}{2} + \gamma \frac{1 + \text{sign}(\xi)}{2} \right) \xi' + \left(\frac{1 - \text{sign}(\xi)}{2} + \gamma \frac{1 + \text{sign}(\xi)}{2} \right) \xi = P_0 \eta^2 \sin(\eta \tau). \quad (2)$$

Результаты моделирования

Теоретические исследования проводились путем численного моделирования в среде Matlab.

Для иллюстрации поведения колебательной системы на рис. 5-10 приведены диаграммы стационарных режимов движения, скоростей, ускорений и резкости рабочего органа для отдельных значений частоты возбуждения η из диапазона $[0.6, 4.0]$ при степени нелинейности упругой характеристики $\gamma=4$. Ориентируясь на известные вибрационные машины зарезонансного типа, значение P_0 выбиралось из условия, что при частоте возмущающей силы в три раза превосходящую собственную, амплитуда колебаний рабочего органа

составляла 5-6 мм. Поэтому было принято значение $P_0=5$. Коэффициент неупругих сопротивлений $\beta=0.1$, что соответствует реальным машинам технологического назначения. Обнаружено, что в системе существуют наряду с супергармоническими колебаниями порядка 2:1 (рис. 5 - рис. 7), субгармонические колебания порядка 1:2 (рис. 8) и 1:3 (рис. 9). Следует отметить, что возможность возбуждения достаточно интенсивных колебаний в зонах сложных резонансов сохраняется и при меньших значениях степени нелинейности системы γ . Для иллюстрации ниже (рис. 10) приведены диаграммы при $\gamma=2$ и прежних величинах возмущающих усилий.

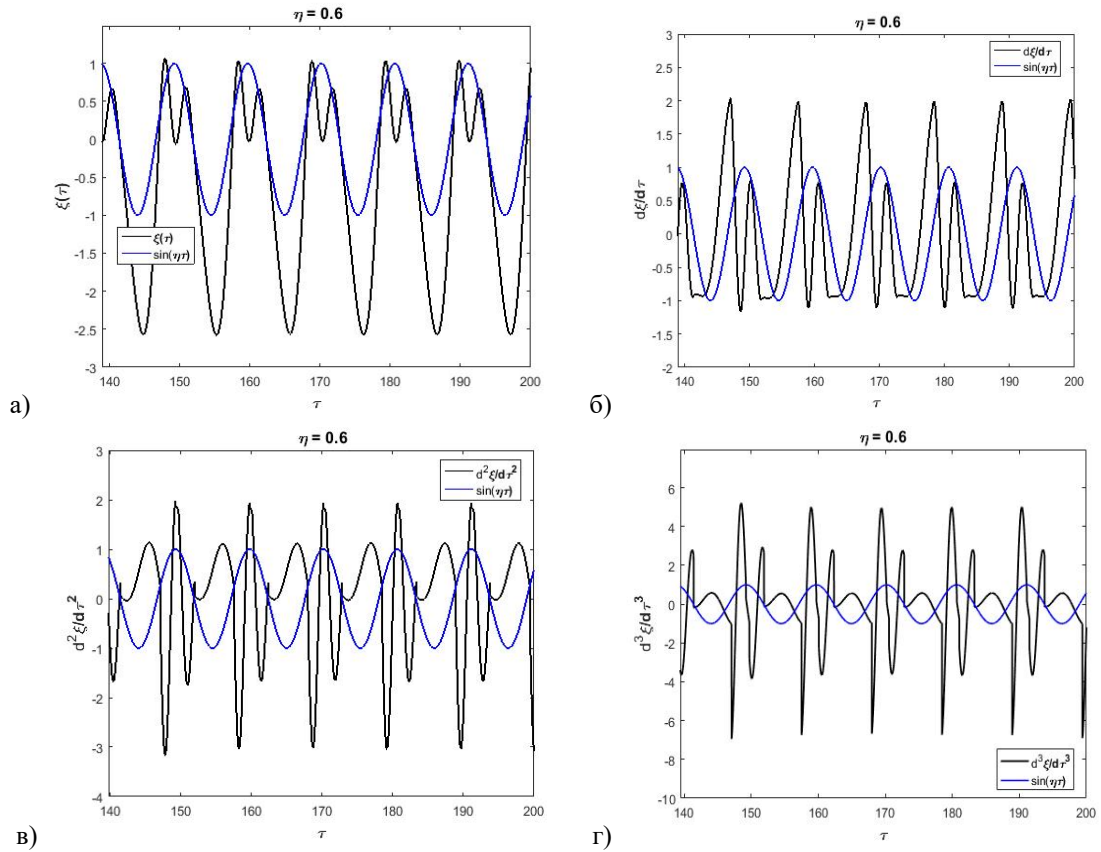


Рисунок 5 - Диаграммы колебаний рабочего органа при $\eta=0.6$ и $\gamma=4$:
а - перемещение; б - скорость; в - ускорение; г - резкость

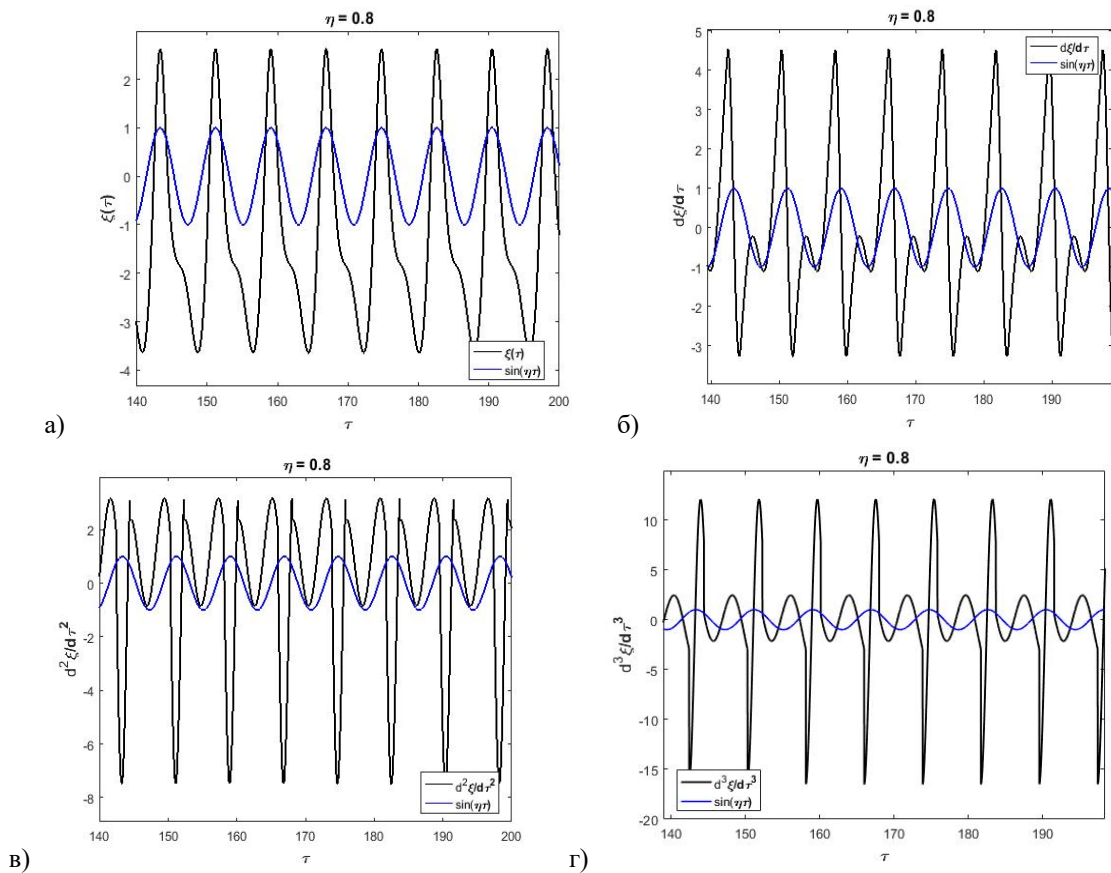


Рисунок 6 - Диаграммы колебаний рабочего органа при $\eta=0.8$ и $\gamma=4$:
а - перемещение; б - скорость; в - ускорение; г - резкость

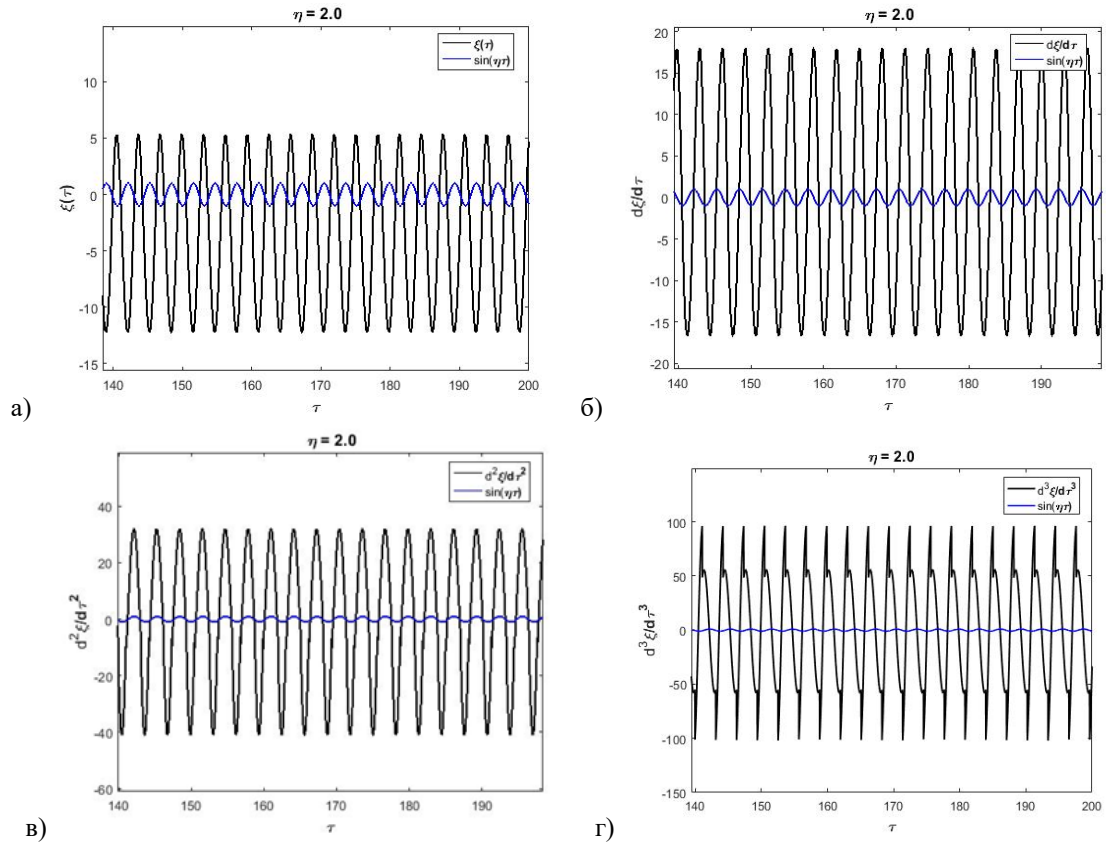


Рисунок 7 - Диаграммы колебаний рабочего органа при $\eta=2.0$ и $\gamma=4$:
а - перемещение; б - скорость; в - ускорение; г - резкость

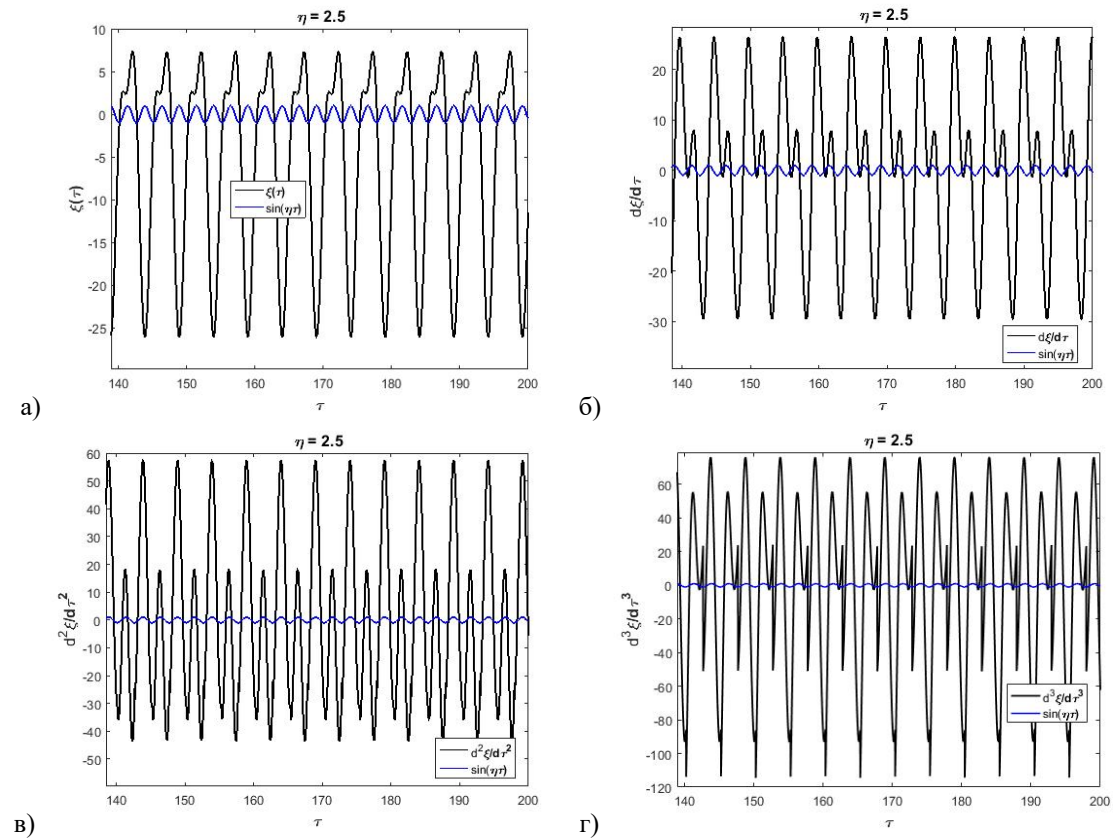


Рисунок 8 - Диаграммы колебаний рабочего органа при $\eta=2.5$ и $\gamma=4$:
а - перемещение; б - скорость; в - ускорение; г - резкость

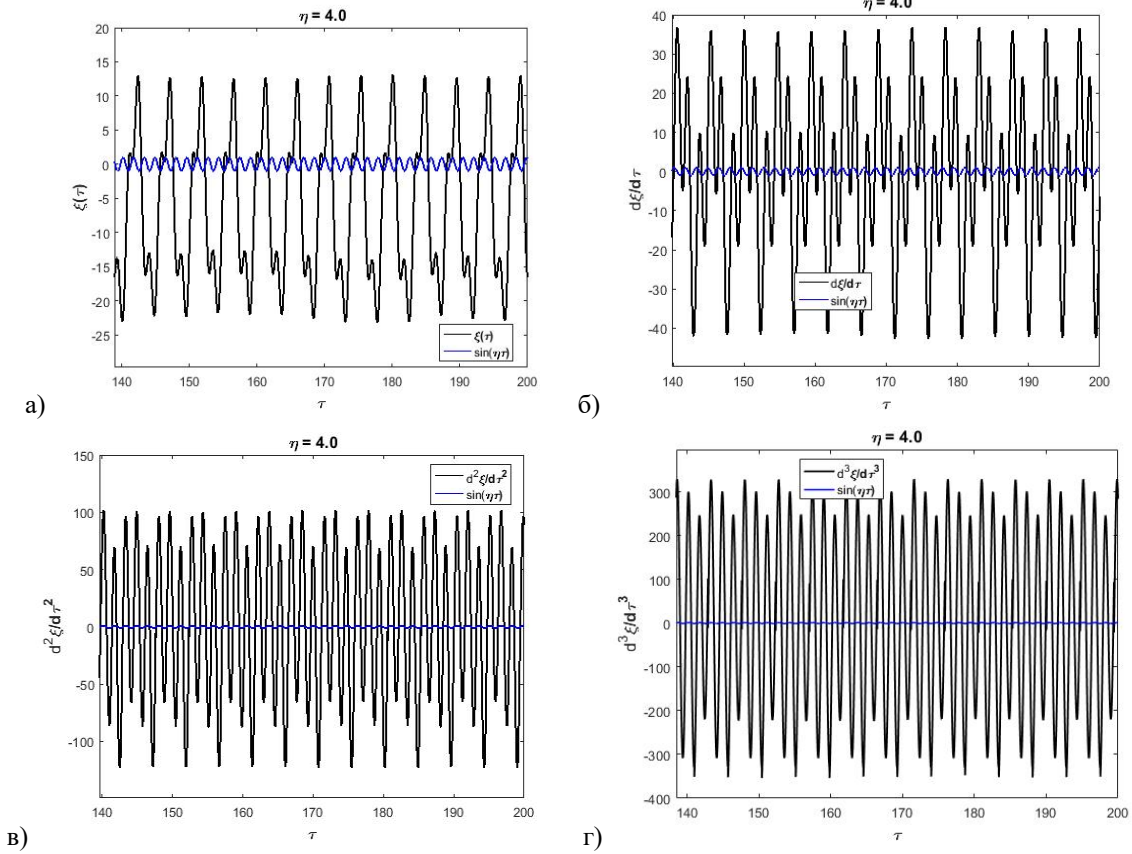


Рисунок 9 - Диаграммы колебаний рабочего органа при $\eta=4.0$ и $\gamma=4$:

а - перемещение; б - скорость; в - ускорение; г - резкость

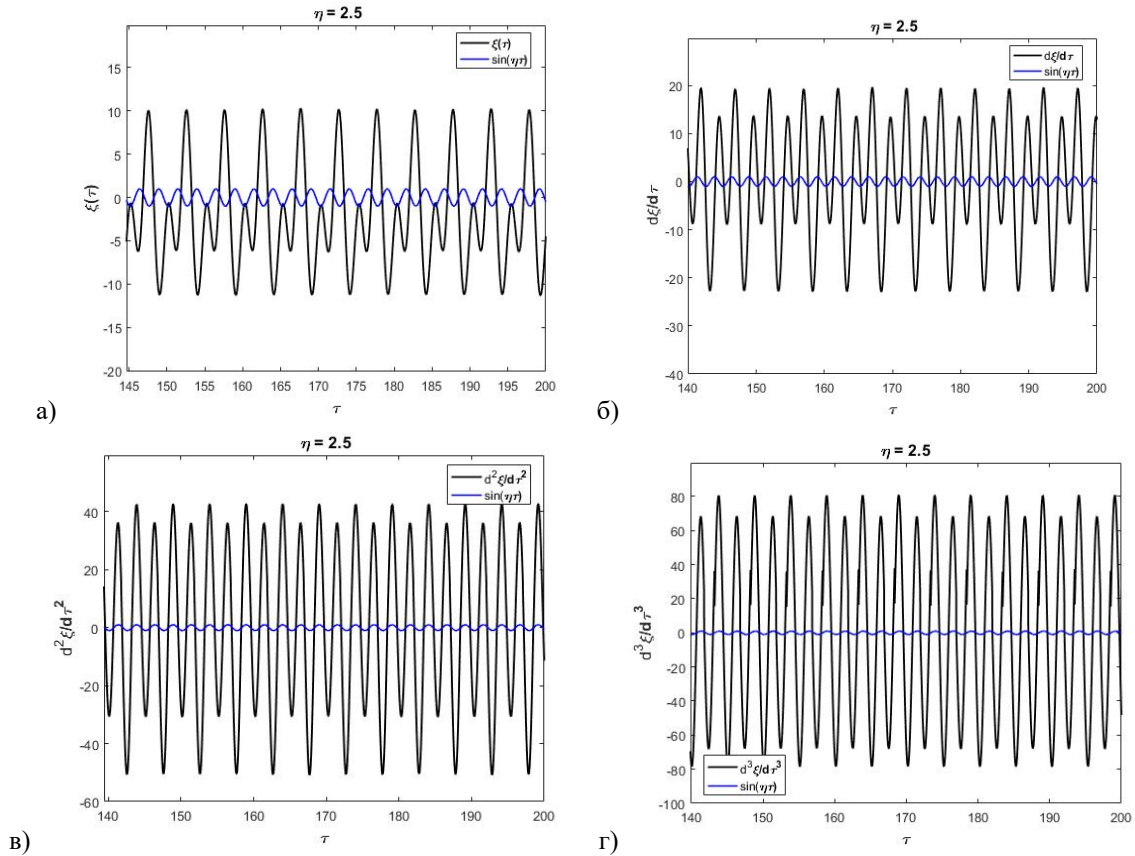


Рисунок 10 - Диаграммы колебаний рабочего органа при $\eta=2.5$ и $\gamma=2$:

а - перемещение; б - скорость; в - ускорение; г - резкость

При практическом выборе режимов движения, в частности, при оценке возможности транспортирования материала по рабочей поверхности, можно использовать известный подход к описанию асимметрии в виде отношения пиковых значений ускорений рабочего органа [6, 7], в котором в качестве коэффициента неравномерности принимается отношение

$$k = (\ddot{\xi}_{-})_{\max} / (\ddot{\xi}_{+})_{\max}, \quad (3)$$

где $(\ddot{\xi}_{+})_{\max}$, $(\ddot{\xi}_{-})_{\max}$ - ускорение рабочего органа при прямом и обратном ходе.

Заключение

Основные результаты данной работы состоят в следующем.

Рассмотрена принципиальная схема одномассовой вибрационной машины с инерционным приводом и предложена конструкция её упругой системы билинейного типа. Для реальных параметров вибромашины, проведено исследование колебаний её рабочего органа в различных резонансных зонах.

Отмечена возможность возбуждения как суб-, так и супергармонических резонансов, продемонстрированы широкие полигармонические возможности предложенной схемы.

Обращено внимание на невысокие требования, предъявляемые как к величине возмущающих усилий, так и к степени нелинейности упругой характеристики достаточные для формирования негармонических колебаний. Это указывает на реальность использования таких упругих систем в вибромашинах различного технологического назначения. Поэтому полученные результаты могут оказаться полезными при их проектировании.

Литература

1. Букин, С. Л. Интенсификация технологических процессов вибромашин путем реализации бигармонических режимов работы [Текст] / С. Л. Букин, С. Г. Маслов, А. П. Лютый и др. // Обогащ. полез. ископ.: Науч.-техн. сб. – 2009. – Вып. 36(77) - 37(78). – С. 81-89.
2. Пановко, Г. Я. Динамика вибрационных технологических процессов [Текст] / Ин-т машиноведения им. А. А. Благоврадова РАН; Г. Я. Пановко. – Москва: Институт компьютерных исследований; Ижевск: Регулярная и хаотическая динамика, 2006. – 176 с.
3. Вульфсон, И. И. Динамика машин. Колебания: учеб. пособие для вузов. 2-е изд. [Текст] / И. И. Вульфсон. – Москва: Изд-во Юрайт, 2022. – 275 с.
4. Беловодский, В. Н. Субгармонические колебания одномассовой инерционной вибромашины с асимметричной упругой опорой [Текст] / В. Н. Беловодский, С. Л. Букин // Проблемы искусственного интеллекта. – 2022. – № 2(25). – С. 4-15.
5. Хаотические, субгармонические и виброударные режимы в билинейных системах [Текст] / М. Закржевский, В. Евстигнеев, И. Щукин, Р. Смирнова, Э. Шилван // Вестник научно-технического развития. – Рига, 2008. – № 2(6). – С. 1-6.
6. Вибрации в технике: Справочник. Т.4. Вибрационные процессы и машины [Текст] / Под ред. Э. Э. Лавендела. – Москва: Машиностроение, 1981. – 509 с.
7. Беловодский, В. Н. Возбуждение полигармонических колебаний в вибромашине с нелинейной упругой связью подвижных масс нового типа [Текст] / В. Н. Беловодский, С. Л. Букин // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. - № 1(51)'2015. – С. 32-41.

Беловодский В.Н., Букин С.Л. Одномассовая вибромашина с инерционным приводом и билинейной характеристикой упругих связей. Рассмотрена одномассовая нелинейная вибрационная машина с центробежным вибровозбудителем и билинейной характеристикой упругих связей. Проведено моделирование её колебаний в зонах сложных резонансов. Установлено многообразие режимов суб- и супергармонического типа. Отмечены широкие полигармонические возможности такой системы, а также невысокие требования, как к величине возмущающих усилий, так и к степени нелинейности упругой характеристики необходимых для возбуждения выраженных полигармонических вибраций. Обращено внимание на невысокие требования, предъявляемые как к величине возмущающих усилий, так и к степени нелинейности упругой характеристики достаточные для формирования негармонических колебаний. Приведены иллюстрации, подтверждающие эти выводы. Изложенные результаты могут оказаться полезными при проектировании нелинейных вибрационных машин различного технологического назначения.

Ключевые слова: колебательная система, нелинейные колебания, инерционный привод, упругая связь, асимметрия, билинейная характеристика, субгармоника, супергармоника.

Belovodskiy V.N., Bukin S.L. A single-mass vibrating machine with inertial drive and bilinear characteristic of elastic ties. The oscillations of a single-mass vibrating machine with a centrifugal vibration exciter and bilinear asymmetric elastic ties are simulated. Diversity of sub- and superharmonic mode has been established. The wide polyharmonic possibilities of such a system are noted, as well as low requirements for both the magnitude of the disturbing forces and the degree of nonlinearity of the elastic characteristic. Attention is drawn to the low requirements imposed both on the magnitude of the disturbing forces and on the degree of nonlinearity of the elastic characteristic sufficient for the formation of inharmonic vibrations. Illustrations are provided to confirm these conclusions. The above results may be useful in the design of vibration machines for various technological purposes

Keywords: oscillating system, nonlinear oscillations, inertial drive, elastic coupling, asymmetry, bilinear characteristic, subharmonics, superharmonics

Статья поступила в редакцию 30.05.2024
Рекомендована к публикации доцентом Карабчевским В. В.