

На правах рукописи

Чан Ван Бинь

**РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ АНАЛИЗА И ПРИМЕНЕНИЯ
АВТОПАРАМЕТРИЧЕСКОГО ГАШЕНИЯ КОЛЕБАНИЙ**

Специальность 01.02.06

Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Москва – 2008

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. н.э. Баумана на кафедре « Прикладная механика» (РК-5)

Научный руководитель: Доктор технических наук, профессор
ГУСЬКОВ Александр Михайлович

Официальные оппоненты: - Доктор технических наук, профессор
АСТАШЕВ Владимир Константинович
- Доктор технических наук, профессор
ЧИРКОВ Виктор Петрович

Ведущая организация: ИМАШ РАН им. А.А. Добронравова

Защита состоится «16» октября 2008г. в 14.30 на заседании диссертационного совета Д. 212.141.03 в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, г. Москва, ул. 2-я Бауманская у, д. 5.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Автореферат диссертации разослан «16» сентября 2008 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета



Карпачев А. Ю.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Задачи снижения уровня вибраций различных промышленных объектов являются актуальными для современного машиностроения. Их разнообразие постоянно требует изучения и углубленного анализа условий их применения. Автопараметрические гасители вибраций находят использование в многочисленных приложениях. Однако их динамические свойства и возможности до настоящего времени не изучены с исчерпывающей полнотой. Проведенные исследования позволяют рассмотреть ряд новых возможностей и областей применения автопараметрических гасителей колебаний. Повышение динамической точности и виброзащиты динамических объектов с применением автопараметрических систем и расширение частотной области работы гасителя, уменьшение отношения массы гасителя и основной системы, и, следовательно, массы всей технической системы. Простота эксплуатации и их технического воплощения делает разработку автопараметрических гасителей колебаний актуальной для областей приложения, где существует большое поле неопределенности условий применения. В частности, их применение в транспортных системах, используемых в сельском хозяйстве.

Цель работы. Диссертационная работа направлена на исследование возможностей автопараметрического гашения колебаний, при обеспечении улучшенных динамических характеристик автопараметрических систем, повышение степени их виброзащиты, расширение частотной области работы гасителя и повышение его эффективности и применения к конкретным техническим системам.

Научно-технические задачи:

- Разработка математических моделей автопараметрических систем при силовом или кинематическом возбуждении, учитывая физическую нелинейность упругого элемента и геометрическую нелинейность конструкции.
- Исследование динамики типичной автопараметрической системы: численное моделирование динамики, исследование влияния разных параметров на эффективность гашения колебаний, анализ устойчивости периодических движений. Разработка способов повышения возможностей гашения.
- Проведение эксперимента с целью проверки правильности построенной модели и метода теоретического расчета.
- Практическое применение и проектирование автопараметрического гасителя колебаний (АГК): разработка рекомендации по выбору параметров конструкции для улучшения вибрационных характеристик системы.

На защиту выносятся

- Методы виброзащиты колебательной системы с АГК.
- Математические модели динамических систем с АГК.
- Методика выбора параметров АГК.
- Методика проведения и результаты вычислительно-экспериментальных исследований.
- Результаты проектирования АГК.

Научная новизна работы

- Предложены различные конструктивные системы маятниковых гасителей колебаний.
- Разработана обобщенная математическая модель АГК.
- Исследована нелинейная динамика АГК.

– Показана возможность изменения диапазона динамического гашения вибраций с помощью автопараметрического гасителя за счет управления демпфированием в шарнире крепления маятника.

– Предложен интегральный критерий оценки эффективности автопараметрического гасителя колебаний.

– Исследовано явление гистерезиса амплитуды вибраций основного тела на динамику и эффективность работы автопараметрического гасителя.

– Предложена методика экспериментального исследования АГК и пути его совершенствования.

– Разработана методика проектирования и выбора параметров автопараметрической системы с автопараметрическим гасителем применительно к снижению вибраций конструкции поливальной (оросительной) машины.

– Разработан программный комплекс для моделирования динамических процессов автопараметрической системы и определения реакция автопараметрической системы для различных возможных условий эксплуатации.

Прикладная значимость. Результаты работы могут быть использованы при решении следующих научно-технических задач:

1) проектирование пассивного гашения вибраций в конструкциях с широким частотным диапазоном возмущений;

2) разработка автопараметрического гасителя колебаний для поливальной машины;

3) предложенные методики моделирования и созданные на их основе алгоритмы и программы позволяют формировать структуру автопараметрической системы, а также оценивать эффективность разработанной автопараметрической системы. Создан программный комплекс для моделирования динамических процессов автопараметрической системы при наличии разных условий.

Методы исследований. Расчет и анализ амплитудно-частотных характеристик, в том числе с учетом нелинейности упругого элемента, выполнен с использованием теоретической механики, теории колебаний, теории дифференциальных уравнений и методов: установления, многомасштабных разложений - асимптотический метод и различные методы численного интегрирования. Для исследования устойчивости периодических движений используется первый метод Ляпунова и критерий Рауса-Гурвица.

С целью проверки результатов численного и аналитического моделирования проведено сравнение расчетных амплитудно-частотных характеристик с экспериментальными, полученными на вибростенде типа ВЭДС-200. Численные расчеты и построение графиков выполнены в системе научных и инженерных расчетов MATLAB.

Апробация работы. Основные результаты прошли научное обсуждение на ежегодных семинарах кафедры и окончательный вариант был доложен на научном семинаре кафедры РК5 22-го мая 2008 г. Кроме того, при проведении экспериментов в лаборатории по динамике ИМАШ РАН проводилось обсуждение постановки экспериментов. Также результаты экспериментов обсуждались на научном семинаре института ИМАШ РАН. Основные результаты исследований опубликованы в 4 научных работах.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, выводов, списка литературы и приложения. Диссертация изло-

жена на 138 страницах, содержит 50 иллюстраций и 6 таблиц. В списке литературы цитируется 75 источников.

ОСНОВНЫЕ СОДЕРЖАНИЯ ДИССЕРТАЦИИ

Во введении показаны актуальность работы, краткий обзор истории вопроса и основных результатов, полученных в области исследования динамических гасителей колебаний. По завершении анализа накопленных научных материалов сформулированы цель и задачи диссертационной работы. Затем показаны научная новизна, практическая ценность работы и методы исследований.

В первой главе рассмотрены характеристики автопараметрической системы и требования, предъявляемые к автопараметрическому гасителю; упомянут автопараметрический резонанс в практических ситуациях; описаны модели автопараметрических систем.

Во второй главе рассмотрено поведение типичной автопараметрической системы с маятниковым гасителем; разработана математическая модель в виде дифференциального уравнения. Получены аналитическое и численное решение для определения амплитуды колебания основного тела и маятника. Рассмотрена устойчивость периодического движения автопараметрической системы с маятником в аналитическом виде и построены области его устойчивости. Исследовано явление гистерезиса колебаний и влияние параметров динамической системы на его характеристики. Сопоставлены возможности гашения классической и маятниковой систем.

На рис.1 показана принципиальная схема наиболее распространенного вида маятникового гасителя колебаний. Объектом гашения колебаний является абсолютно твердое тело (основное тело) массой M , закрепленное на нелинейном упруго-вязком подвесе и находящееся в поле сил тяжести. Благодаря идеальному направляющему телу может совершать только поступательное перемещение в направлении вертикальной оси Oy . К телу в точке A шарнирно прикреплен маятник, состоящий из невесомого абсолютно жесткого стержня длиной l , на свободном конце которого находится сосредоточенная масса m . Маятник может совершать угловые колебания, которые описываются углом отклонения α оси маятника от вертикали, проходящей через точку его подвеса.

Предполагаем, что на основное тело (в точке B) действует внешняя гармоническая возмущающая сила $F(t)$, развиваемая дебалансным возбудителем колебаний с массой m_0 и эксцентриситетом r , вращающимся с постоянной угловой скоростью ω , т.е. в направлении оси y действует гармоническая сила $F(t) = m_0 r \omega^2 \sin(\omega t)$.

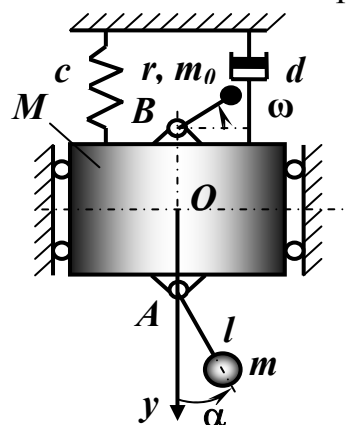


Рис. 1. Модель автопараметрического маятникового гасителя колебаний при силовом возбуждении

Используя уравнения Лагранжа второго рода, представим уравнения движения рассматриваемой системы в следующем виде

$$\begin{cases} (M + m)\ddot{y} - (ml \sin \alpha)\ddot{\alpha} = -c(y + y_0) - c_*(y + y_0)^3 - d\dot{y} \\ \quad + (M + m)g + ml\dot{\alpha}^2 \cos \alpha + m_0 r \omega^2 \sin(\omega t); \\ -(ml \sin \alpha)\ddot{y} + (ml^2)\ddot{\alpha} = -mgl \sin \alpha - d_1 \dot{\alpha}, \end{cases} \quad (1)$$

где c – линейная жёсткость, c_* – нелинейная жёсткость, y – положение центра масс основного тела от условного равновесного положения y_0 , рассчитанного в предположении, что $c_* = 0$, d – коэффициент линейного вязкого демпфирования связи, d_1 – коэффициент сопротивления вращению маятника в шарнире маятника.

Уравнения (1) описывают нелинейные колебания автопараметрической системы с двумя степенями свободы. Первая обобщенная координата – вертикальное перемещение y массы M , вторая – угловое перемещение маятника α .

Безразмерный вид уравнения (1)

$$\begin{cases} \xi'' - \frac{\mu \sin \alpha}{\beta^2} \alpha'' = -\xi - \chi(1 + \xi)^3 - 2\zeta\xi' + \frac{\mu \cos \alpha}{\beta^2} \alpha'^2 + \Psi(\tau); \\ -(\beta^2 \sin \alpha)\xi'' + \alpha'' = -\beta^2 \sin \alpha - 2\beta\zeta_1 \alpha'. \end{cases} \quad (2)$$

В уравнении (2) использованы следующие обозначения безразмерных комплексов

$$\begin{aligned} \mu &= \frac{m}{M + m}; \omega_\xi = \sqrt{\frac{c}{(M + m)}}; \beta = \frac{\omega_\alpha}{\omega_\xi} = \sqrt{\frac{(M + m)g}{lc}}; \Omega = \frac{\omega}{\omega_\xi}; \chi = \frac{c_*}{c} y_0^2; \\ Q &= \frac{m_0 r}{(M + m)y_0}; \zeta = \frac{d}{2\sqrt{c(M + m)}}; \zeta_1 = \frac{d_1}{2ml\sqrt{gl}}; \Psi(\tau) = Q\Omega^2 \sin(\Omega\tau). \end{aligned} \quad (3)$$

Система (2) характеризуется семью значимыми безразмерными комплексами

$$\{\mu, \beta, \chi, Q, \Omega, \zeta, \zeta_1\}. \quad (4)$$

Используя метод многомасштабных разложений, получим аналитические решение. Существует два вида стационарных решений

Решение 1. В случае, когда маятник не работает

$$A_\xi^0 = \frac{Q\Omega^2}{\sqrt{(2\zeta)^2 + \{2(\Omega - 1) - 3\chi\}^2}}; \theta_1^0 = \arctg \frac{2(\Omega - 1) - 3\chi}{2\zeta}, \quad (5)$$

где A_ξ^0, θ_1^0 – амплитуда и фаза колебаний основного тела, соответственно.

Расчеты по зависимостям (5) позволяют найти амплитуду вибраций основного тела при заданном нагружении в условиях, когда динамический гаситель колебаний искусственно остановлен и наблюдается обычный линейный резонанс.

Решение 2. В этом случае маятник работает. Амплитуда и фаза стационарных колебаний основного тела $\{A_\xi^0, \theta_1^0\}$ и маятника $\{B_\alpha^0, \theta_2^0\}$ равны

$$A_\xi^0 = \frac{2\sqrt{4\zeta_1^2 + \beta^2(\Omega - 2\beta)^2}}{\beta^2}; \theta_1^0 = \ar \cos \frac{\mu(B_\alpha^0)^2 \sin(\theta_2^0) - 2\zeta A_\xi^0}{Q\Omega^2}. \quad (6)$$

$$B_{\alpha}^0 = \sqrt{\frac{U + \sqrt{V}}{\mu}}, \quad \theta_2^0 = \arctg \left[-\frac{2\zeta_1}{\beta(\Omega - 2\beta)} \right], \quad (7)$$

где

$$U = A_{\xi}^0 \{ [2(\Omega - 1) - 3\chi] \cos(\theta_2^0) + 2\zeta \sin(\theta_2^0) \},$$

$$V = Q^2 \Omega^4 + (A_{\xi}^0)^2 \left\{ 2\zeta [2(\Omega - 1) - 3\chi] \sin(2\theta_2^0) - \left[(2(\Omega - 1) - 3\chi)^2 - 4\zeta^2 \right] \sin^2(\theta_2^0) - 4\zeta^2 \right\}.$$

B_{α}^0, θ_2^0 - амплитуда и фаза колебаний маятника, соответственно.

Соотношения (6) позволяют оценить амплитуды вибраций основного тела при тех же условиях, что и в случае (5), но при этом маятник имеет возможность свободно двигаться и осуществлять функции динамического гасителя колебаний. Результаты вычислений по зависимостям (5) и (6), (7) и по методу установления от уравнения (2) представлены на рис.2. Расчеты проведены при следующих значениях параметров $\beta = 0.5, \mu = 0.13, \chi = 0.001, Q = 0.02, \zeta = 0.02, \zeta_1 = 0.003$.

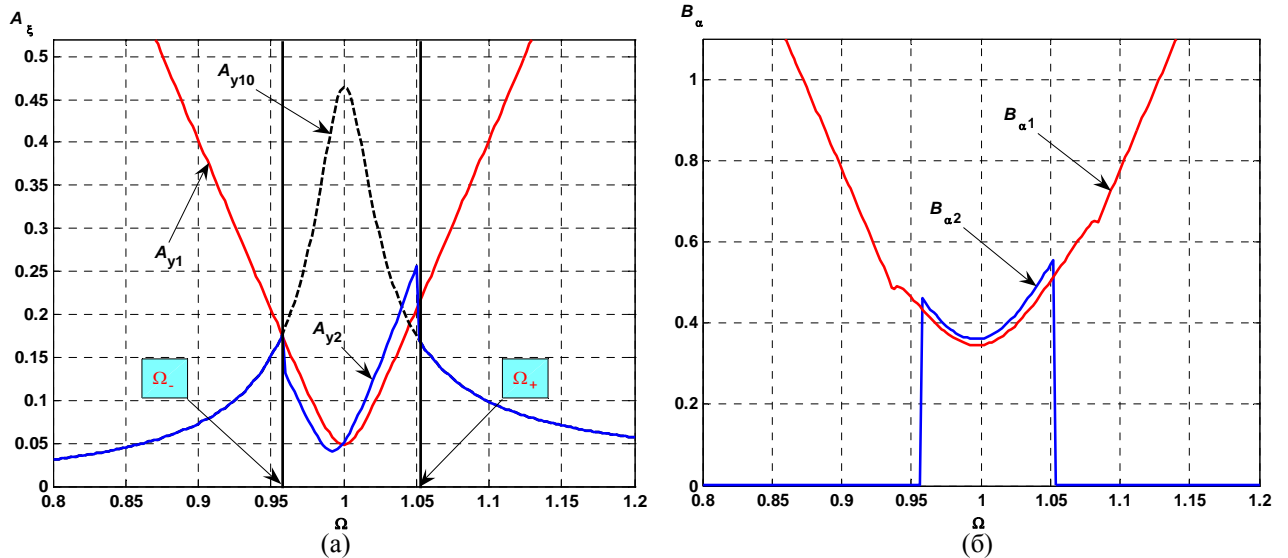


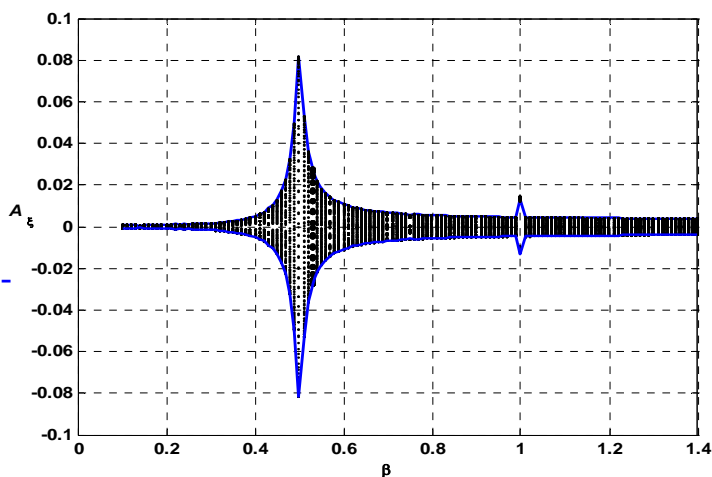
Рис.2. Амплитудно–частотные характеристики:

- а) A_{y10} – АЧХ основной системы в случае, когда маятник не работает; A_{y1} – АЧХ основной системы в случае, когда маятник работает (аналитическое решение); A_{y2} – АЧХ основной системы в случае, когда маятник работает (численное решение);
 б) $B_{\alpha1}$ – АЧХ гасителя – маятника (аналитическое решение); $B_{\alpha2}$ – АЧХ гасителя – маятника (численное решение)

Таким образом, можно отметить, что маятниковый гаситель колебаний работает только вблизи резонансного пика и вне интервала $\Omega \in [\Omega_-, \Omega_+]$ маятник остается неподвижным (рис.2б). Интервал $\Omega \in [\Omega_-, \Omega_+]$ называют область гашения.

Результаты вычислений показали, что когда соотношение $\beta = 0,5$ соответствует внутреннему резонансу в автопараметрической системе ($\omega_{\alpha} : \omega_{\xi} = 1 : 2$). Результаты вычислений A_{ξ} для нелинейности (параметр $\chi = 0,001$) и $\mu = 0.13, Q = 0, \zeta = 0, \zeta_1 = 0$ представлены на рис.3. Очевидно, что при выполнении соотношения $\beta = 0,5$, основное тело получает максимальную энергию от маятниковой подсистемы. Именно этот феномен и это свойство подобных систем используется в автопараметрических гасителях колебаний.

Рис. 3. Внутренний резонанс происходит для параметра $\beta = 0,5$



При применении асимптотических методов вместо исследования устойчивости периодических решений. Для исследования устойчивости периодических движений используется первый метод Ляпунова и критерий Рауса–Гурвица. На рис.4 показаны диапазоны устойчивости и неустойчивости периодических движений автопараметрической системы. Показано, что в интервале гашения устойчивость колебаний системы обеспечивается.

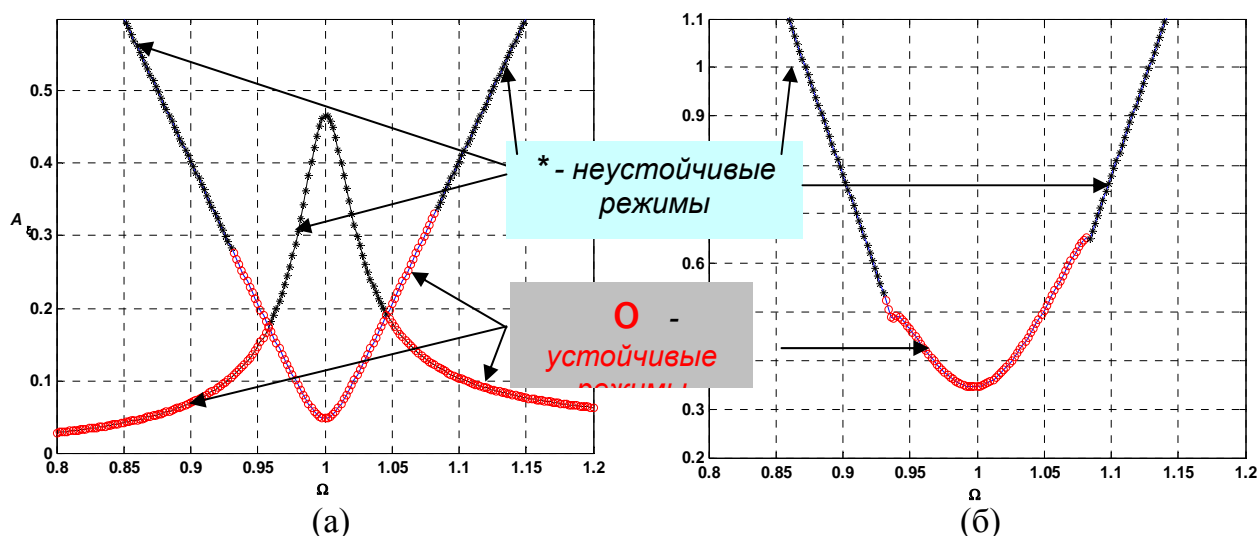


Рис. 4. Устойчивость основной системы и гасителя:
а) АЧХ основной тела ; б) АЧХ маятника

Гистерезис в колебаниях – свойство систем с неоднозначной зависимостью амплитуд вибраций от частоты возбуждения. Гистерезис – чисто нелинейное явление, при котором рассматриваемая система ведет себя как динамический объект с переменной структурой.

Наблюдается гистерезис на рис.5.б. Линия 1– при изменении Ω от 1 до 1.1 с малым шагом. Резкое изменение амплитуды колебаний (линия 2) происходит аналогичным образом при уменьшении частоты Ω от 1 до 0,9. Явление скачка амплитуды сопровождается рассеянием энергии и передачи части энергии движения основного тела маятнику. Величина скачка амплитуды вибраций основного тела существенно зависит от уровня демпфирования в шарнире маятника. Это явление объясняется на рис.5. Показано, что область амплитудного гистерезиса увеличивается при возрастании потерь в шарнире маятника.

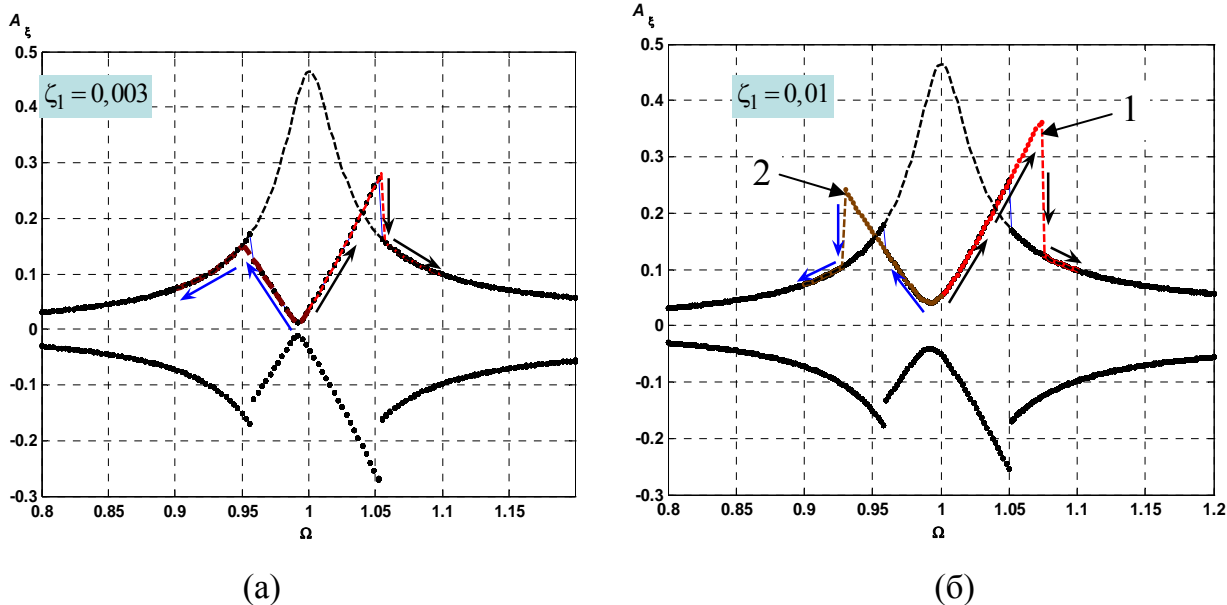


Рис. 5. Явление гистерезиса колебаний:

(а)– график гистерезиса при $\zeta_1 = 0.003$; (б)– график гистерезиса при $\zeta_1 = 0.01$

Сравнение АЧХ автопараметрического гасителя колебаний с эквивалентным классическим динамическим гасителем выявляет основную особенность АГК – существование конечного частотного диапазона работы АГК, сконцентрированного вблизи резонансного пика системы с «выключенным» АГК.

На рис.6 показана модель классического динамического гасителя.

Для сравнения свойств классического и автопараметрического динамических гасителей колебаний необходимо удовлетворять следующими условиями:

- массы основных тел M равны,
- присоединенные массы гасителей m равны,
- одинаковые потери в демпфере маятникового гасителя и пружинного гасителя, что выражается в виде равенства безразмерных коэффициентов потерь соответствующих парциальных систем

$$\frac{d_1^\varphi}{2\sqrt{m^2 l^3 g}} = \frac{d_1^\psi}{2\sqrt{m c_1}}, \quad (8)$$

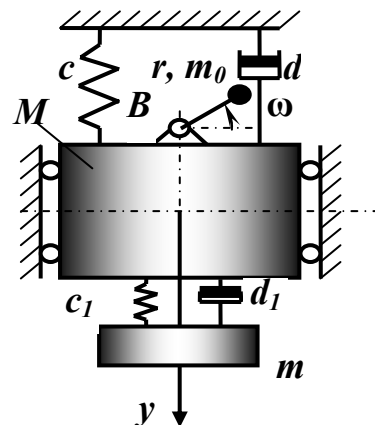
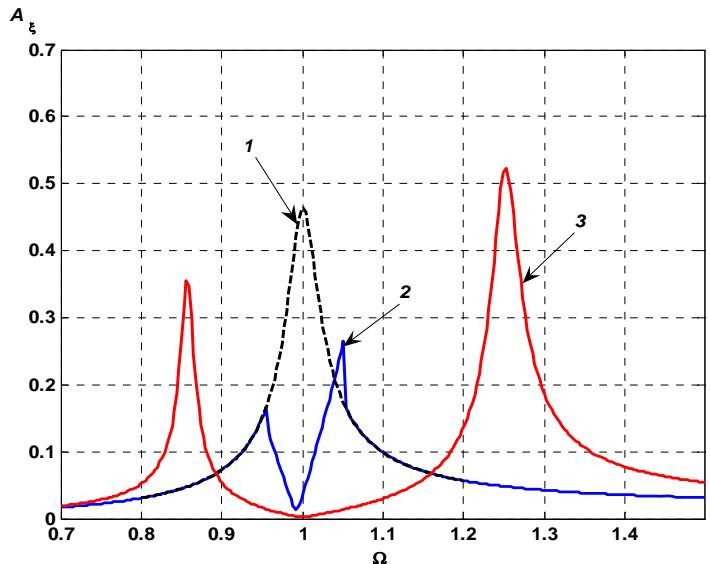


Рис.6. Модель классического динамического гасителя

где d_1^φ – коэффициент сопротивления вращению маятника в шарнире (рис.1), d_1^ψ – коэффициент линейного вязкого демпфирования связи (рис.6).

Сравнение показывает (рис.7), что вблизи резонанса при прочих равных условиях классический гаситель может оказаться эффективнее. Но при этом появляются значительные боковые резонансные пики, которые, в случае большого разброса частотного воздействия могут сыграть отрицательную роль.

Рис.7. Сравнение АЧХ разных моделей гасителей:
 1 – АЧХ основной парциальной системы (без включенного гасителя колебаний); 2 – АЧХ системы с работающим автопараметрическим гасителем колебаний; 3 – АЧХ системы с работающим классическим динамическим гасителем колебаний



В третьей главе представлены результаты экспериментального исследования динамики автопараметрического гасителя колебаний. Целью экспериментального исследования является проверка адекватности построенной математической модели и метода теоретического расчета. Экспериментальная схема состоит из балки, один конец которой жестко закреплён на вибраторе и на другом свободном конце находится точечная масса (основное тело). Маятник закреплён на основном теле. Возбуждение, действующее на колебательную систему, является кинематическим, осуществляющимся с помощью вибративного стола. Экспериментальное исследование состоит в измерении ускорений колебаний возбуждения и основного тела в случаях, когда гаситель – маятник, жестко закреплен (не работает) и когда он освобожден (работает) и в определении значений динамических параметров системы и их погрешности, в анализе результатов, в построении амплитудно–частотных характеристик, в сравнении экспериментальных и расчетных результатов и в оценке их расхождения. Эксперименты проводились в лаборатории Института машиноведения им А.А. Благонравова РАН. На рис.8 приведена экспериментальная установка.

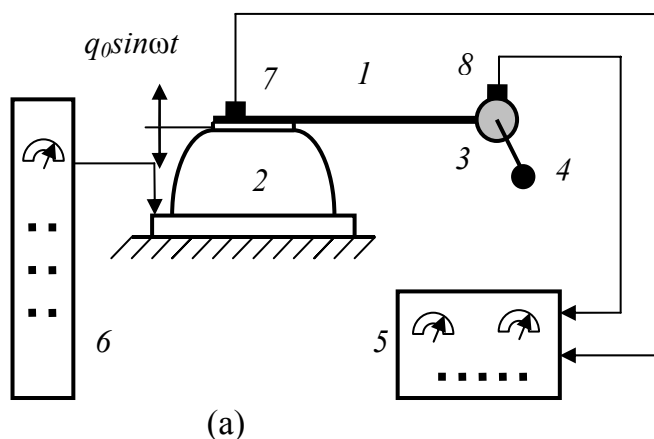


Рис. 8. Экспериментальная установка. (а) схема, (б) общий вид:
 1- Упругая балка; 2- Вибратор ВЭДС–200; 3- Масса; 4- Маятник; 5- Пьезоэлектрический акселерометр; 6- Генератор сигналов; 7, 8- Датчики ускорения KD35

Расчетная схема колебаний балки показана на рис.9 и значения физических параметров приведены в таблице 1.

Таблица 1

Параметры	Значения
L – длина балки [м]	0,550
M_0 – масса балки [кг]	0,851
l – длина маятника [м]	0,023
m – масса маятника [кг]	0,110
M_M – суммарная масса крепежа маятника к балке, собственно массы маятника и массы датчика (28 г) [кг]	0,350

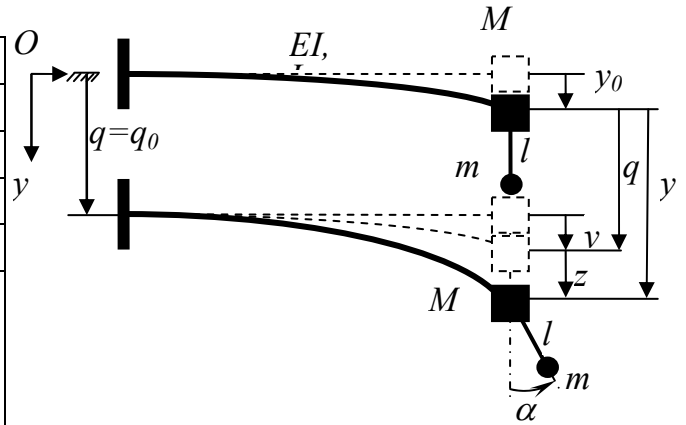


Рис. 9. Расчетная схема колебаний балки при кинематическом возбуждении

Полученные результаты экспериментов использовались для идентификации коэффициентов демпфирования $\{\zeta, \zeta_1\}$ сопротивления материала балки и в шарнире маятника, соответственно. Параметры $\{\zeta, \zeta_1\}$ выбирались из интервалов $0.02 \leq \zeta \leq 0.04$, $0.01 \leq \zeta_1 \leq 0.025$. В установившемся движении определялась расчетная амплитуда колебаний основной массы $\{A_j | j = \overline{1, N}\}$. Далее вычислялось среднеквадратичное отклонение по всем частотам

$$\delta(\zeta, \zeta_1) = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_1^N (A_j - A_{e_j})^2}. \quad (9)$$

В качестве расчетных значений принимаются значения коэффициентов демпфирования, соответствующие минимуму среднеквадратичного отклонения (9).

На рис.10 показана поверхность $\delta(\zeta, \zeta_1)$, координаты которой отнесены к минимальному значению $\delta_{\min} = 0.096871$, достигаемому при

$$\zeta_{\min} = 0.0303, \quad \zeta_{1\min} = 0.0188. \quad (10)$$

Вычисления проводились на сетке с шагом $\delta\zeta = \delta\zeta_1 = 0.0001$.

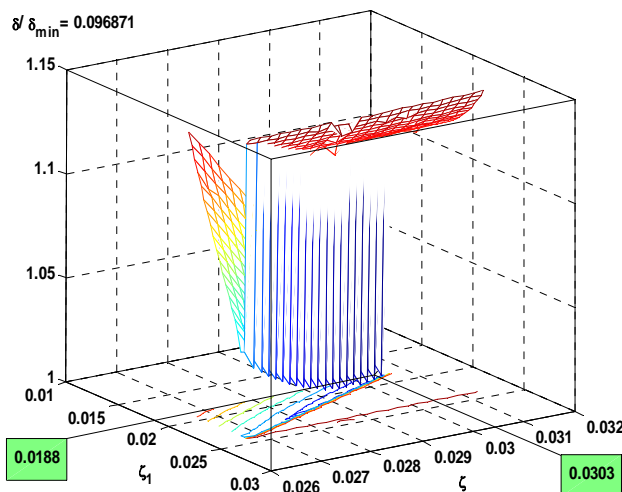


Рис. 10. Зависимость целевой функции δ от параметров демпфирования

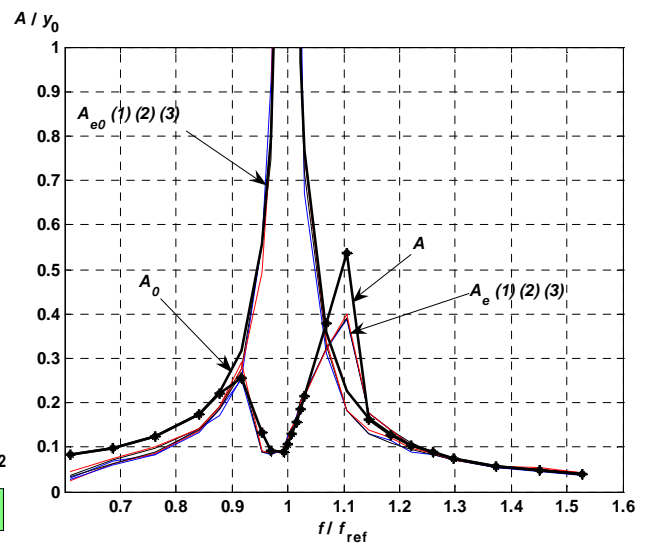


Рис.11. АЧХ основной массы: экспериментальные характеристики: A – теоретическая характеристика, A_0 – теоретическая характеристика, полученная при «выключенном» гасителе колебаний

На рис.11 представлены результаты расчетов амплитудно–частотных характеристик, соответствующих экспериментальным данным $\{A_e(j) | j=1,2,3\}$ и модельным A, A_0 , определенным для оптимальных значений коэффициентов демпфирования (10). Частоты отнесены к резонансной частоте $f_0=6.55$ Гц, амплитуды – к статическому прогибу $y_0=5.8$ мм. На рисунке также показаны амплитудно–частотные характеристики основной массы при неподвижном маятнике $\{A_{e0}(j) | j=1,2,3\}$. Полученные результаты показывают хорошую адекватность расчетной модели.

Произведенное сравнение расчетных данных с экспериментальными, показало, что максимальное расхождение экспериментальных и расчетных данных в установившемся режиме составляет $\approx 10\%$, что является приемлемым для инженерных расчетов динамических режимов.

Сопоставление расчетных результатов с данными эксперимента доказало правильность разработанной математической модели автопараметрической системы.

Четвертая глава посвящена способам повышения возможностей динамического гашения вибраций с помощью автопараметрического гасителя. Предложена интегральная характеристика, позволяющая рассчитывать эффективность гашения и исследовать влияние параметров на возможность гашения. Изучен вопрос оценки динамики колебаний системы при многочастотном возбуждении. Исследована динамика автопараметрической системы с несколькими маятниками, построена АЧХ основного тела и рассмотрена возможность расширения диапазона гашения вибраций.

Оценивается влияние динамических параметров на возможность гашения на основе сравнения значений амплитуды колебаний и ширины интервала гашения.

Амплитуда колебаний зависит от нескольких параметров $\{\beta, \mu_m, \zeta, \zeta_1, \rho\}$,

$$\text{где } \beta = \sqrt{\frac{(M+m)g}{cl}}, \mu_m = \frac{m}{M},$$

$$\zeta = \frac{d}{2\sqrt{c(M+m)}}, \zeta_1 = \frac{d_1}{2ml\sqrt{gl}}, \rho = \frac{r}{y_0}$$

Сохраняя четыре параметра неизменными, будем варьировать одним из параметром, выявляя, таким образом, его влияние возможность гашения колебаний. Результаты вычислений показали что, когда $\beta \ll 0,5$ и $\beta \gg 0,5$ колебание основного тела не зависит от маятникового гасителя колебаний и наибольшие амплитуды возникают вблизи частоты внешнего резонанса $\Omega=1$. При значении β близком к 0,5 гаситель возбуждается и забирает на себя часть энергии колебаний основного тела. Можно отметить, что

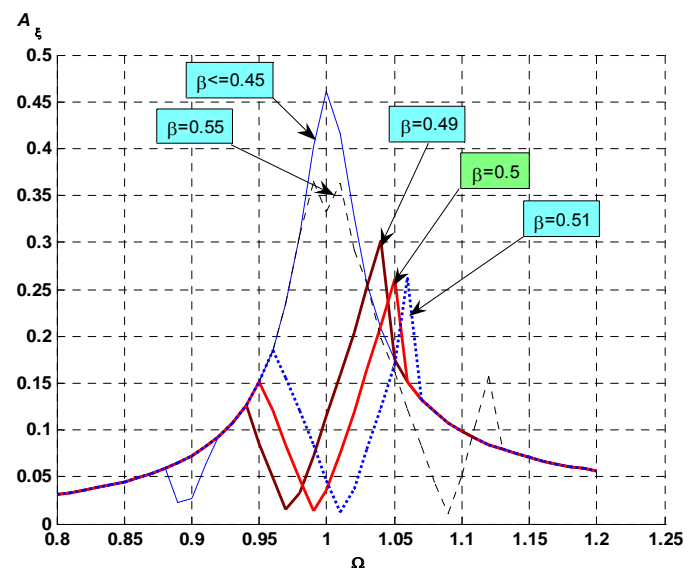


Рис. 12. Влияние параметра настройки β на значение амплитуды основного тела

наибольшее снижение вибраций основного тела наблюдается при $\beta = 0,5$ (рис.12).

На рис.13 представлены результаты расчета АЧХ при различных значениях параметра μ_m .

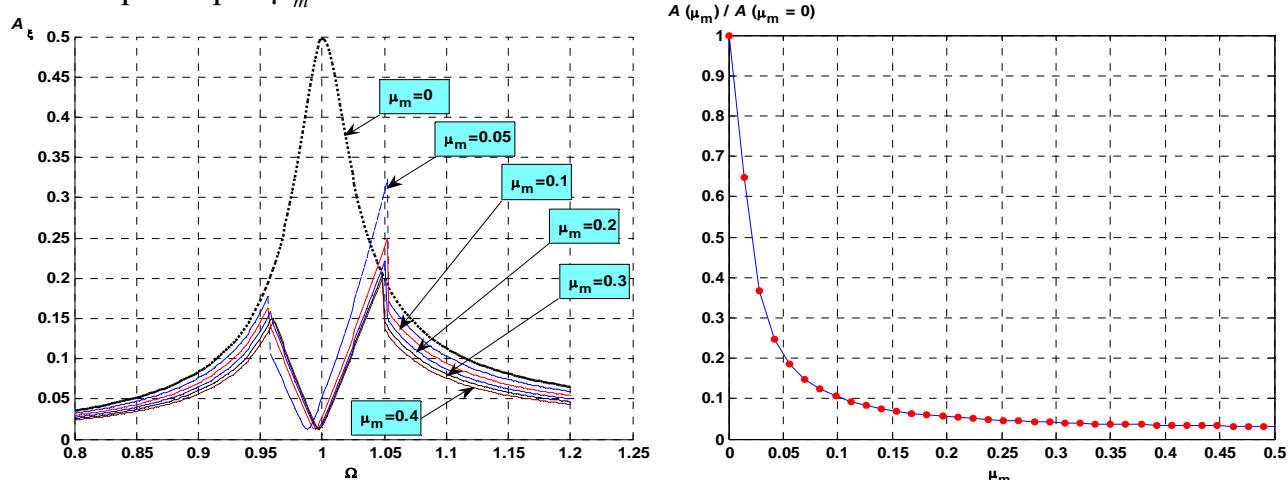


Рис.13. Влияние массы маятника μ_m на значение амплитуды основного тела

С увеличением массы маятника амплитуда колебаний основного уменьшается, т.е. возможность гашения увеличивается. Однако, при достижении некоторого значения $\mu_m \sim 0.2$ дальнейшее увеличение массы маятника уменьшает амплитуду основного тела незначительно.

Влияние демпфирования связи ζ и сопротивления вращению маятника в шарнире ζ_1 на амплитуду колебаний основного тела и маятника показано на рис.14.

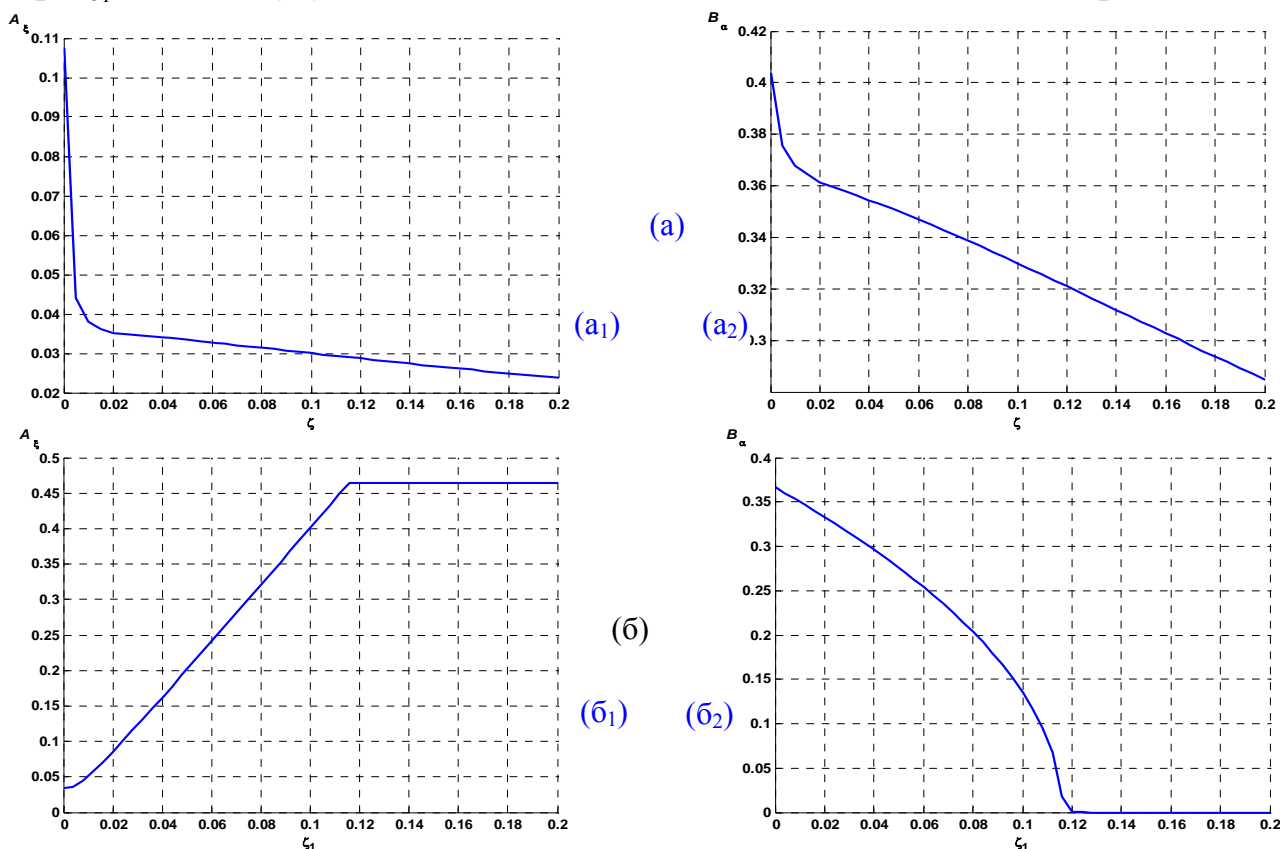


Рис.14. Влияние демпфирования связи ζ (а) и сопротивления вращению маятника в шарнире ζ_1 (б) на значение амплитуды колебаний основного тела и маятника

При увеличении значения коэффициента демпфирования связи ζ амплитуды колебаний основного тела и маятника уменьшаются (рис.14.а). Однако, при достижении некоторого значения $\zeta \sim 0.2$ дальнейшее увеличение коэффициента ζ уменьшает амплитуду основного тела незначительно. А также при увеличении значения коэффициента сопротивления вращению маятника в шарнире ζ_1 минимальная амплитуда колебаний основного тела возрастает (рис.14.б₁). Наконец, при достижении некоторого предельного значения потерь в шарнире, маятник не возбуждается и амплитуда основного тела соответствует резонансному значению. На рис 14. б₂ приведено изменение амплитуды колебаний маятника. Хорошо виден эффект «остановки» маятника.

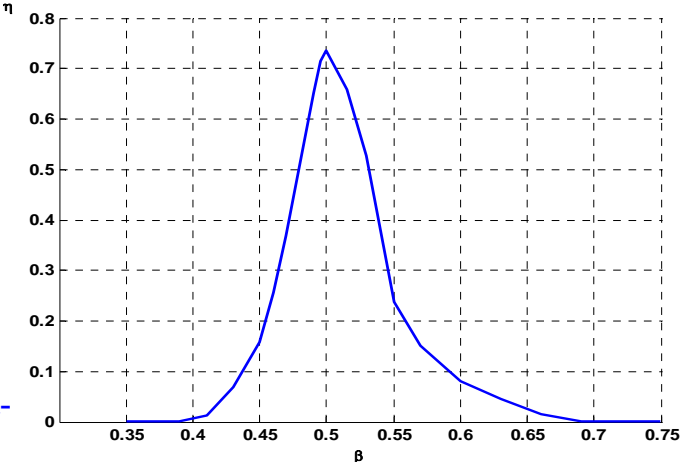
Автопараметрический гаситель колебаний работает в определенном частотном диапазоне $I_\Omega = \{\Omega | \Omega \in [\Omega_1, \Omega_2]\}$. Эффективность гашения можно определить следующим безразмерным интегральным соотношением

$$\eta = \int_{\Omega_1}^{\Omega_2} (A_\xi^{\text{без}} - A_\xi)^2 d\Omega \bigg/ \int_{\Omega_1}^{\Omega_2} (A_\xi^{\text{без}})^2 d\Omega, \quad (11)$$

здесь $A_\xi^{\text{без}}$ – амплитуда основного тела при неработающем гасителе и A_ξ – при работающем гасителе колебаний.

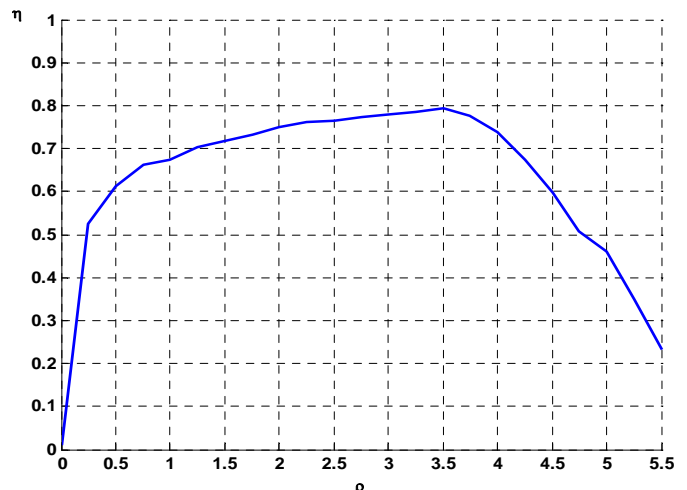
Наибольшее и самое эффективное влияние при управлении и настройке динамического гасителя на эффективность оказывает параметр $\beta = \omega_\alpha / \omega_\xi$. Зависимость эффективности гашения от параметров настройки β, ρ показана на рис.15 и на рис.16. По графике на рис.15, влияние параметра настройки β на эффективность существенно только в области $(0,4 \leq \beta \leq 0,68)$. Вне этой области значений, т.е. при $(\beta < 0,4)$ и $(\beta > 0,68)$ маятниковый гаситель колебаний неэффективен. Также видим, эффективность гашения наилучшее при $\beta = 0,5$, т.е. при внутреннем резонансе.

Рис. 15. Зависимость эффективности гашения от параметра настройки β



Эффективность гашения зависит от параметра дебаланса ρ . По графике на рис.17, существует оптимальное значение ρ , при котором достигается наибольшая эффективность работы автопараметрического гасителя колебаний.

Рис. 16. Зависимость эффективности гашения от параметра дебаланса ρ



Рассмотрим достаточно интересный практический случай наличия двух источников возбуждения $\{\omega_1, \omega_2\}$ с незначительно отличающимися друг от друга частотами возбуждения. Представим $\{\omega_1, \omega_2\}$ в следующем виде

$$\omega_1 = \omega(1 - \Delta), \quad \omega_2 = \omega(1 + \Delta), \quad \omega = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}, \quad \Delta = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1 + \omega_2}. \quad (12)$$

В этом случае функция возбуждения примет следующий вид

$$\begin{aligned} F(t) &= m_{01}r_1\omega_1^2 \sin \omega_1 t + m_{02}r_2\omega_2^2 \sin \omega_2 t \\ &= m_{01}r_1(1 - \Delta)^2 \omega^2 \sin(1 - \Delta)\omega t + m_{02}r_2(1 + \Delta)^2 \omega^2 \sin(1 + \Delta)\omega t \end{aligned} \quad (13)$$

На рис.17 показано сравнение АЧХ основного тела при многочастотном возбуждении.

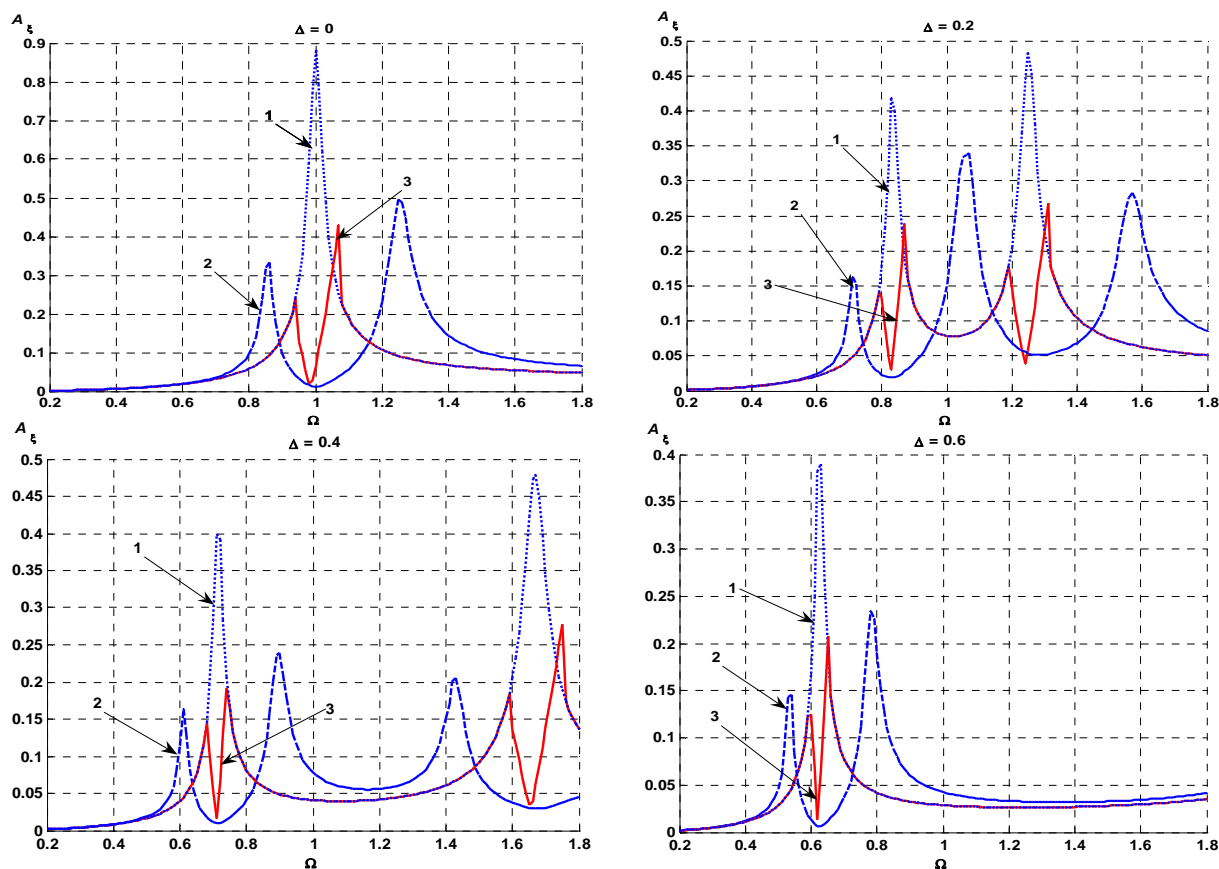


Рис.17. Сравнение АЧХ основного тела модели пружинного и маятниково-го гасителя при многочастотном возбуждении:

1– АЧХ основного тела в неработающем режиме гасителя; 2– АЧХ основного тела пружинного гасителя в работающем режиме гасителя; 3 – АЧХ основного тела маятникового гасителя в работающем режиме гасителя

На основании графиков, изображенных на рис.17, можно отметить интересную особенность маятникового гасителя колебаний: чем больше различие двух частот в силовом возбуждении Δ , тем шире диапазон частотной области эффективной работы гасителя. Подобное свойство может быть использовано в практических задачах.

Влияние конструкции с несколькими маятниками на возможность гашения вибраций было исследовано. На рис.18 предложена принципиальная схема

автопараметрической системы с двумя маятниковыми гасителями. Маятники отличаются параметрами

$$\beta_1 = \sqrt{\frac{(M + m_1 + m_2)g}{l_1 c}}; \beta_2 = \sqrt{\frac{(M + m_1 + m_2)g}{l_2 c}}; \mu_{m_1} = \frac{m_1}{M}; \mu_{m_2} = \frac{m_2}{M}.$$

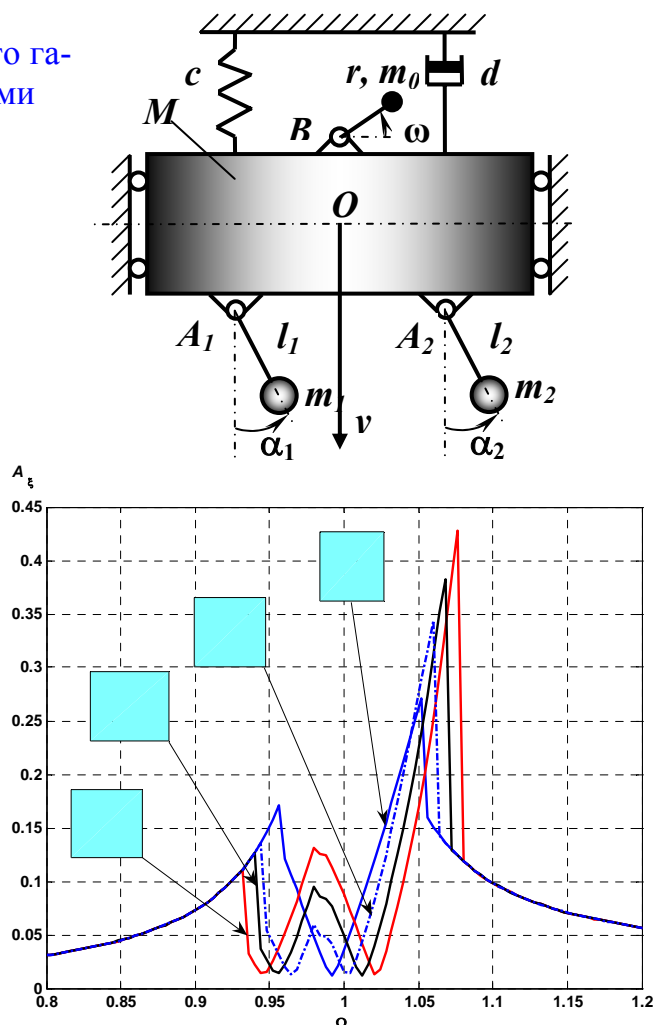
Рис. 18. Модель автопараметрического гасителя колебаний с двумя маятниками

На рис.19 показаны АЧХ основного тела модели с двумя маятниками при разных значений β_1, β_2 . Расчеты проведены при следующих значениях параметров

$$\mu_{m_1} = 0.075, \mu_{m_2} = 0.075, \mu_0 = 0.04, \rho = 0.5, \zeta = 0.02, \zeta_{11} = 0.003, \zeta_{12} = 0.003.$$

По графикам на рис.19, можно оценить возможность гашения при использовании многократных маятников. Перепад коэффициентов настройки β_1, β_2 тем больше, чем шире диапазона гашения. Этот позволяет использовать модель гасителя с многократными маятниками как способ повышения возможностей гашения.

Рис.19. АЧХ основного тела модели с двумя маятниками при разных значений β_1, β_2



В пятой главе рассмотрено решение практических задач динамического гашения вибраций с помощью автопараметрического гасителя. Проведено проектирование АГК для поливальной (оросительной) машины. Проводится: анализ данных активного и пассивного гасителя и выбор вида гасителя; перечисление критериев, требований, которые должны быть соблюдены. Разработаны математические модели систем. Построен график зависимости эффективности АГК от относительной массы присоединенного маятника.

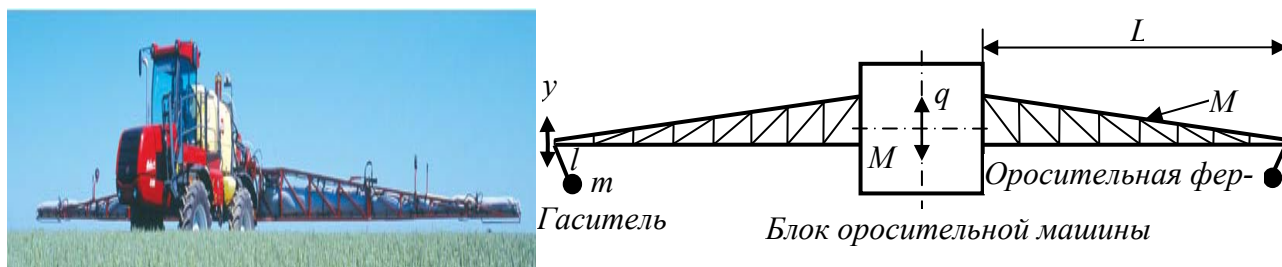


Рис. 20. Оросительная машина и ее модель с автопараметрическим гасителем колебаний

На рис. 20 предложена оросительная машина и ее модель с автопараметрическим гасителем колебаний.

Уравнение профиля дороги неровности длиной s и высотой $2q_0$ имеет вид

$$q = q_0 \{1 - \cos(2\pi v_a / 3,6s)t\} = q_0 (1 - \cos \omega t), \quad (14)$$

где $\omega = 2\pi v_a / 3,6s$, v_a – скорость оросительной машины в км/ч.

Физические параметры оросительной машины и геометрические параметры дороги показаны в таблице 2.

Рассматривая резонанс оросительной машины, определим частоту внешнего возбуждения и из того определим длину маятника через $\beta = 0,5$. Амплитуда колебаний конца оросительной фермы будет зависеть от массы маятника.

Параметры	Значения
L – длина фермы [м]	12
M_0 – масса фермы [кг]	460
l – длина маятника [м]	0,56
ΔM – приведенная масса фермы [кг]	253
v_a – скорость машины [км/ч]	8-14
q_0 – средняя высота неровности дороги [м]	0,02-0,15
s – средняя длина волны дороги [м]	2-3,5

На рис.21 показан график влияния массы маятника m на амплитуду колебаний фермы (ΔM – приведенная массы фермы, $\mu_m = m / \Delta M$). На основании графика рис.21, выбирается масса маятника, исходя их уровня амплитуд.

Видно что, для наилучшей эффективности гашения колебаний необходимо выбирать $\mu_m = 0,08 \div 0,15$.

Рис.21. График определения массы маятника: 1– случай, когда гаситель не работает; 2– случай, когда гаситель работает

Так же определим реакцию в опорах соединения фермы и блока машины чтобы проверить прочность соединений (рис.22).

Как видно, с гасителем реакции в опорах (в местах соединения фермы с блоком поливальной машины) будут уменьшены при увеличением массы маятника. Этот уменьшает уровень воздействия сил на опорах, и так повышает надежность соединений и устойчивости движения машины.

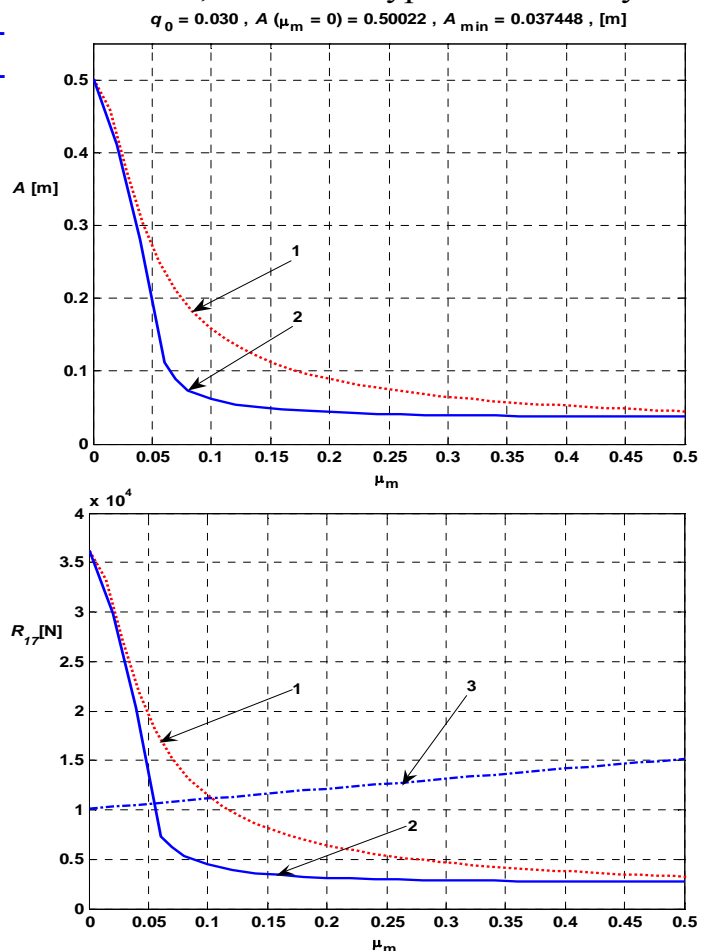


Рис.22. Зависимость реактивных сил в опорах от массы маятника: 1– случай, когда гаситель не работает; 2– случай, когда гаситель работает; 3– статика

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО ДИССЕРТАЦИИ

1. Разработанные математические модели различных динамических систем с АГК и численные модели, позволяют рассчитывать амплитудно-частотные характеристики динамических систем с АГК, исследовать устойчивость периодических движений и прогнозировать эффективность динамического гашения в зависимости от всех физически значимых параметров.

2. Численно (методом установления) и аналитически определен частотный диапазон динамического гашения с помощью АГК. Показано, что эффективность гашения вибраций, главным образом, определяется параметром настройки и достигает наибольшего значения при $\beta = 0,5$. Дано физическое толкование наблюдаемой неоднозначности АЧХ – амплитудного гистерезиса, вызванного «инерционным» запаздыванием. Показано, что область амплитудного гистерезиса увеличивается при возрастании потерь в шарнире маятника.

3. Показано, что использование одновременно нескольких маятниковых гасителей и/или многочастотного воздействия на систему позволяет расширить частотный диапазон эффективного гашения колебаний.

4. На основе проведенных экспериментов выявлено, что использование АГК в консольных конструкциях при кинематическом возбуждении в области заделки, при настройке АГК на внутренний резонанс 2:1 позволяет реализовать режимы работы, при которых конструкция осуществляет практически плоскопараллельное движение. При этом существенно снижаются динамические составляющие напряжения в области заделки.

5. Разработанная методика проектирования АГК позволили рассчитать АГК для поливальной машины и указать диапазон гашения и рациональные массовые характеристики устройства. На основе выполненных исследований разработана и внедрена в учебный процесс лабораторная работа по изучению динамических свойств систем с АГК.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ОСНОВНЫМ ПОЛОЖЕНИЯМ ДИССЕРТАЦИИ

1. Гуськов А.М., Пановко Г.Я., Чан Ван Бинь. Динамика автопараметрического гасителя колебаний (часть 1) // Наука и образование. Инженерное образование. E-Journal.- 2008.- №2. (<http://technomag.edu.ru/doc/80815.html/>).
2. Гуськов А.М., Пановко Г.Я., Чан Ван Бинь. Динамика автопараметрического гасителя колебаний (часть 2) // Наука и образование. Инженерное образование. E-Journal.- 2008.- №4. (<http://technomag.edu.ru/doc/87802.htm/>).
3. Гуськов А.М., Пановко Г.Я., Чан Ван Бинь. Гашение колебаний упругой системы с присоединенным маятником// Машиностроение и инженерное образование. -2008.- №4. -С. 11-17.
4. Гуськов А.М., Пановко Г.Я., Чан Ван Бинь. Анализ динамики маятникового гасителя колебаний//Проблемы машиностроения и надежности машин. Наука.- 2008.- № 2. -С. 17-23.