

*Г. Ю. МАРТЫНЕНКО, А. Н. МАРУСЕНКО*

## СПОСОБЫ УЧЕТА И МОДЕЛИРОВАНИЯ СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ РАЗЛИЧНОЙ ФИЗИЧЕСКОЙ ПРИРОДЫ В МЕХАНИЧЕСКИХ ДИНАМИЧЕСКИХ, КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ И РОТОРНЫХ СИСТЕМАХ

Розглядаються теоретичні основи урахування демпфування і сил опору в динамічних системах, способи урахування демпфуючих властивостей конструкційних елементів при розрахунках динамічних характеристик систем, математичний опис сил опору. Аналізується ефективність використання демпферів в залежності від їх конструктивних особливостей. Наводяться приклади використання демпфуючих елементів різного типу в механічних системах, в тому числі роторах.

**Ключові слова:** демпфер, гасіння коливань, сила опору, логарифмічний декремент, гістерезис.

Рассматриваются теоретические основы учета демпфирования и сил сопротивления в динамических системах, способы учета демпфирующих свойств конструкционных элементов при расчете динамических характеристик систем, математическое описание сил сопротивления. Анализируется эффективность использования демпферов в зависимости от их конструктивных особенностей. Приводятся примеры использования демпфирующих элементов различного типа в механических системах, в том числе роторах.

**Ключевые слова:** демпфер, гашение колебаний, сила сопротивления, логарифмический декремент, гистерезис.

The theoretical basis of accounting the damping and the forces of resistance in dynamic systems, methods of accounting for the damping properties of structural elements in the calculation of dynamic characteristics of the systems, the mathematical description of the resistance forces. Consideration of the resistance forces of different nature. Efficiency dampers analyzed according to their structural features. Examples of using different types of damping elements in mechanical systems, including rotors. The article presents the resistance forces that characterize linear and Coulomb friction, the degree of resistance (linear, quadratic and cubic), dry friction. Some forces are a product of functions, depending on the generalized coordinates and velocities (model Van der Pol model positional viscous friction model positional viscous Coulomb friction). Considered dampers, which are divided into oscillation absorbers, dynamic dampers and dynamic dampers with friction. Consideration of the two models of friction applied theory of mechanical oscillations, which are used for modeling the dynamics of the system, for which the generalized friction force depends on the amplitude of the oscillations does not depend on speed (hysteresis model) and when the friction force depends on the speed of motion (the model of viscous friction or speed model). The article consists of five parts, which contain the statement of the problem, the theoretical basis of accounting and the damping forces of resistance in dynamic systems, modeling of the resistance forces, damping elements in a variety of mechanical systems, and as a special case in rotary systems.

**Keywords:** damper, vibration damping, resistance force, logarithmic decrement, hysteresis.

**Вступлення.** Одним из требований к эксплуатации создаваемых конструкций различного назначения является способность контролировать и управлять возникающими в процессе их работы колебаниями. Способы контроля колебаний могут быть пассивными или активными [1].

К пассивным способам относятся изменение жесткости, массы и демпфирования колебательной системы с целью сделать ее менее чувствительной к колебательному возбуждению.

В качестве метода пассивного контроля для гашения колебаний в конструкции используется демпфирование – принудительное уменьшение амплитуды колебаний за счет преобразования получаемой энергии в тепло или разрушения материала, за счет демпфирующих способностей материала, трения в соединениях.

При использовании активных методов гашения вибраций их уменьшение происходит, например, за счет преобразования энергии колебаний самой динамической системы в силовое воздействие на объект, которое и гасит колебания. Для этого вводят в конструкцию дополнительную колебательную систему, настроенную на необходимую частоту и создающую силу, которая равна по величине, и противоположна направлению силе, вызывающей колебания.

**1 Постановка задачи.** В работе ставятся задачи по обобщению известных подходов к математическому описанию сил сопротивления различной физической природы, а также по определению наиболее приемлемых на практике демпферов для принудительного гашения колебаний и обоснованию использования математического представления сил сопротивления, порожденных конструктивными элементами, как при аналитическом, так и при численном моделировании динамического поведения колебательных систем, в том числе роторных.

**2 Теоретические основы учета демпфирования и сил сопротивления в динамических системах.** Увеличение демпфирования динамической системы за счет использования демпфирующих свойств материалов один из наиболее известных способов влияния на колебания системы. Несмотря на успехи, достигнутые при изучении природы внутреннего трения в материале, механизм этого сложного явления до сих пор остается недостаточно выясненным. Однако накопленный к настоящему времени экспериментальный материал позволяет сформулировать вполне определенные феноменологические представления, достаточные для решения конкретных технических задач.

Демпфирующие способности материала могут

приводит к подавлению свободных колебаний динамической системы, снижению амплитуд вынужденных колебаний и напряжений в зоне концентрации. Это происходит за счет внутреннего трения. Решение задач о колебаниях систем с внутренним трением требует понимания закономерностей, описывающих соответствующие неупругие сопротивления. Эти закономерности определяются экспериментально, а затем описываются таким образом, чтобы облегчить последующее решение соответствующих дифференциальных уравнений.

Можно выделить два направления развития теории внутреннего трения [2]:

– учет временного фактора и создание теории сплошной среды наследственного вида (теория вязкого сопротивления Максвелла, теория вязкого трения Кельвина-Фойгта, вязкоупругого тела и др.);

– учет роли пластических деформаций в механизме демпфирования энергии при колебаниях (гипотезы Н.Н. Давиденкова, Е.С. Сорокина).

При замене деформируемых тел упругими моделями и малых деформациях для характеристики поведения материала используется закон Гука. При больших деформациях используют нелинейные зависимости, устанавливающие однозначное соответствие между деформациями и напряжениями.

В случае отсутствия потерь в системе, ее колебательное движение может продолжаться бесконечно долго. В реальных конструкциях существующие механизмы демпфирования (например, сухое трение) приводят к затуханию колебаний за определенное время. Характеристикой затухания колебаний служит логарифмический декремент, то есть отношение амплитуд  $n$ -го и  $(n + N)$ -го цикла [2]:

$$\delta = \frac{1}{N} \ln \frac{W_n}{W_{n+N}}, \quad (1)$$

где  $W_n, W_{n+N}$  – амплитуда  $n$ -го и  $(n + N)$  цикла.

Такое определение демпфирования дает правильный результат лишь в том случае, когда огибающая затухающих колебаний имеет форму экспоненты, то есть в случае вязкого и гистерезисного демпфирования, описываемого комплексным модулем. Формула (1) в случае демпфирования трением непригодна [2, стр. 62].

При выборе модели внутреннего трения определяющую роль играет ее простота и адекватность реальному процессу. Как правило, вместо колебания реальной механической системы заменяют **моделью колебаний идеализированной линейной системы** с учетом **эквивалентного вязкого трения**. Для слабо демпфированных систем применение модели вязкого трения является обоснованным, если коэффициенты демпфирования определены на основе экспериментальных значений – в этом случае результат практически не зависит от того, какой механизм диссипации реализуется, гистерезисного типа или вязкого [3, стр. 19].

Во многих материалах энергия колебаний может поглощаться внутри ограниченной площадки при циклическом демпфировании. При этом происходят

изменения во внутренних структурах, например, перестройка атомной структуры или дефекты в кристаллических решетках. Также наблюдаются определенные эффекты на молекулярном уровне (термоупругие, фотоэлектрические эффекты, магнитомеханический гистерезис, фазовые процессы).

Независимо от конкретного вида физического механизма все реальные материалы при циклическом деформировании поглощают некоторую энергию. Подобные эффекты часто носят существенно нелинейный характер, поэтому подробный анализ динамических перемещений с учетом указанных механизмов демпфирования обычно очень затруднен. Однако, для получения качественной оценки образцов отдельных материалов с помощью эксперимента используют [2]: особый параметр  $D$  – энергию демпфирования (поглощенную за цикл колебаний энергию, отнесенную к единице объема); параметры петли гистерезиса.

Во многих исследованиях нелинейных динамических перемещений в конструкциях используются аналитические представления для подобных гистерезисных петель, причем каждой половине петли соответствует специальная функция [2, 4]:

$$\sigma_{\pm} = E(\varepsilon) \left\{ \varepsilon \pm \eta(\varepsilon) \varepsilon_0 \left| 1 - \frac{\varepsilon^2}{\varepsilon_0^2} \right|^n \right\}, \quad (2)$$

где  $\sigma_+$  – напряжения, соответствующие нагружающей части цикла;  $\sigma_-$  – напряжения, соответствующие разгружающей части цикла.

Для нахождения параметров, входящих в эту зависимость, требуется очень точно определять петли гистерезиса для различных уровней деформаций, частот и температур.

Отклонение гистерезисной петли от одиночной кривой для многих конструкционных металлов очень мало. За счет этого и демпфирование, зависящее от свойств материала, несущественно по сравнению с демпфированием, которое достигается известными способами.

Итак, в прикладной теории механических колебаний при моделировании динамики системы используют две модели трения [5]. Для одной модели обобщенная сила трения зависит от амплитуды колебаний и не зависит от скорости движения (гистерезисная модель). Для второй модели сила трения зависит от скорости движения (модель вязкого трения или скоростная).

**При вязком демпфировании** сила сопротивления среды пропорциональна скорости колеблющегося тела, ее можно представить в виде:

$$F = -c\dot{q}, \quad (3)$$

где  $c$  – коэффициент пропорциональности (демпфирования);  $\dot{q}$  – скорость движущегося тела

При использовании модели вязкого трения количественными характеристиками демпфирования колебаний являются следующие величины [4, 5]:

– логарифмический декремент колебаний  $\delta$  и коэффициент относительного демпфирования  $\xi \approx \delta/2\pi$  в долях от критического, характеризующие быстроту затухания колебаний;

– относительное рассеяние упругой энергии за один период колебаний  $\eta = \Delta E/E$  ( $E$  – запасенная энергия,  $\Delta E$  – потери энергии за период);

– ширина резонансной кривой на уровне убывания квадрата амплитуды вынужденных колебаний в 2 раза  $\Delta\omega/\omega_p$  ( $\Delta\omega$  – отклонение от резонансной частоты  $\omega_p$ , при котором амплитуда уменьшается в  $\sqrt{2}$  раза).

При слабом рассеянии энергии перечисленные выше характеристики связаны между собой соотношением  $\xi \approx \delta/2\pi \approx \eta/2 \approx \Delta E/2E$ .

При скольжении двух сухих поверхностей возникает **кулоновское демпфирование**, при котором демпфирующая сила определяется как произведение нормального усилия  $N$  на коэффициент трения  $\mu$  и считается не зависящей от скорости:  $F = \mu N$ .

При **гистерезисном демпфировании** кривая «деформация – напряжение» на одном цикле нагрузки-разгрузки образует петлю гистерезиса. Площадь петли выражает потерю энергии в единице объема тела за один цикл вследствие демпфирования. Потеря энергии от внутреннего трения за один цикл не зависит от частоты, но пропорциональна квадрату амплитуды [4]. Эквивалентный коэффициент демпфирования  $c_{eq}$  обратно пропорционален частоте и определяется по формуле:

$$c_{eq} = \frac{h}{\omega}, \quad (4)$$

где  $h$  – коэффициент гистерезисного демпфирования.

Энергия, рассеиваемая при гистерезисном демпфировании за один цикл колебаний, определяется как:

$$\Delta W = \pi h X^2, \quad (5)$$

Для моделей гистерезисного типа демпфирования сила сопротивления демпфера пропорциональна смещению и однонаправлена со скоростью, коэффициент демпфирования является мнимой величиной. Тогда, используя демпфер совместно с упругим элементом, модель гистерезисного демпфирования представляется в виде комплексной жесткости или комплексного модуля упругости [4, 6]:

$$k = k_0(1 - i\eta), \quad (6)$$

где  $k_0$  – жесткость;  $\eta$  – коэффициент потерь, величины положительные и не зависят от частоты.

Гистерезисные модели используют при анализе установившихся гармонических колебаний. Один из недостатков этих моделей состоит в несоответствии принципу причинности, который состоит в том, что отклик системы на произвольное внешнее силовое воздействие не происходит до того момента, когда сила начала действовать. Более точными, но и более сложными являются наследственные модели внутреннего трения.

Наряду с коэффициентом вязкого демпфирования  $c$ , коэффициентом гистерезисного демпфирования  $h$  и степенью демпфирования  $\xi$  для описания свойств демпфирующих материалов применяется коэффициент конструкционного демпфирования:

$$\gamma = \frac{h}{k}. \quad (7)$$

Для повышения уровня демпфирования конст-

рукций используют специальные материалы (композиты, полимеры и др.) и сплавы.

Материалы, используемые для изготовления конструкций с очень высоким уровнем демпфирования, ведут себя иначе, чем большинство конструкционных металлов или сплавов с высокими демпфирующими характеристиками. Специальные сплавы с высокими демпфирующими свойствами в большинстве своем теряют в жесткости, прочности или других характеристиках (долговечности, стабильности). Подобные сплавы имеют нелинейные характеристики. Зависимость демпфирования от собственных частот колебаний определяется только экспериментально, свойства петель гистерезиса не изучаются.

Композитные материалы кроме высокой удельной прочности и жесткости имеют и высокую демпфирующую способность (в 20...40 раз выше, чем у металлов и их сплавов). Наибольшее применение имеют многослойные материалы, армированные высокопрочными и высокомодульными однонаправленными волокнами.

Один из известных способов увеличения демпфирования состоит в применении в ответственных местах конструкции хорошо демпфирующих полимерных материалов [1]. Конструкция и полимер должны взаимодействовать таким образом, чтобы в полимере рассеивалось как можно больше энергии. Демпфирование материалов из полимеров и стекла происходит за счет восстановления полимерной цепочки после ее деформирования, так как частота колебаний и температура взаимосвязаны, а температура влияет на характер молекулярного движения.

При использовании полимерных материалов, необходимо учитывать, что демпфирование конструкции зависит от жесткости и демпфированности материала, то есть учитывается комплексная жесткость  $k(1 - i\eta)$ , где  $\eta = \frac{h}{k}$  – фактор потерь, величина, характеризующая демпфирующую способность материала [4]. С физической точки зрения:

$$\eta = \frac{1}{2\pi} \frac{\Delta W}{U_m}, \quad (8)$$

где  $\Delta W$  – энергия, рассеиваемая за цикл;  $U_m$  – максимальная запасенная энергия упругой деформации.

При рассмотрении вопросов демпфирования в сочленениях выделяют демпфирование в подвижных и неподвижных сочленениях (конструктивное демпфирование) [2]. При решении задач в подвижных сочленениях (например, в подшипниках), не учитывают деформируемость элементов кинематической пары. При исследовании конструкционного демпфировании необходим учет и сил трения по контактными поверхностям и деформаций сочлененных элементов.

**3 Моделирование сил сопротивления.** Для учета диссипации энергии динамической системы не существует единого строго обоснованного подхода. При моделировании заданной системы учитывают процессы диссипации энергии за счет демпфирующих свойств элементов конструкции и упругих связей.

Демпфирующие силы, связанные с диссипацией энергии, могут зависеть от перемещений, скоростей, напряжений или от других факторов. Различают линейные и нелинейные модели трения. К линейным моделям трения относят вязкое демпфирование, гистерезисное демпфирование и наследственные модели. Большинство механизмов диссипации энергии в колебательных системах являются нелинейными и не могут быть сведены ни к линейному вязкому демпфированию, ни к линейному гистерезисному демпфированию [1-2, 7].

При решении многих динамических задач кроме внутреннего трения в материале присутствуют сопротивления неупругого характера, такие как трение в опорах систем, гидродинамическое сопротивление среды, сопротивление, создаваемое специально вводимыми в систему демпферами, трение в неподвижных соединениях (заклепочных, резьбовых и др.). Учет таких неупругих сопротивлений важен при определении амплитуд вынужденных колебаний в резонансной зоне, для оценки устойчивости вращения роторов при закритических скоростях, и в ряде других задач динамики твердых и деформируемых тел.

В основе всех моделей диссипации энергии механических систем лежит зависимость сил сопротивления в элементах системы от их смещения или скорости. Такая зависимость определяется природой рассматриваемого колебательного процесса и, как правило, описывается нелинейной функцией. Лучшее описание механизма демпфирования достигается использованием зависимостей диссипативных сил от смещения или скорости, представленных в виде петли гистерезиса, которая различна для вязкого, упруго-вязкого, статического (нелинейного) или общего нелинейного демпфирования. На практике при моделировании колебаний сложных механических систем часто используются более простые модели внутреннего трения, удобные для применения численных методов, например, модель вязкого трения и простейшие упруго-вязкие модели внутреннего трения, полученные на основе метода реологических моделей (модели Фохта, Максвелла и др.).

Силы неупругого сопротивления описываются, как правило, нелинейными функциями скоростей  $F = F(\dot{q})$ , где  $\dot{q}$  и  $q$  – обобщенные координата и скорость, а  $F$  – обобщенная сила сопротивления, взятая с обратным знаком [7, стр. 11]. Для практических расчетов силы неупругого сопротивления можно линеаризовать если считать сопротивление линейно-вязким. Линеаризацию сил сопротивления производят, если известно малое влияние сил сопротивления на колебательные процессы. Линеаризованные характеристики сил трения используют при исследовании свободных колебаний системы. Силы трения можно не учитывать при вычислении амплитуд вынужденных колебаний вдали от резонанса. Необходимо учитывать нелинейность сил сопротивления при исследовании свободных затухающих колебаний и вычислении резонансных амплитуд вынужденных колебаний, а также при рассмотрении автоколебаний и переходных процессов в автоколебательных системах, параметрическом ре-

зонансе.

Определенному типу сопротивления соответствует свое представление силовой характеристики [7], например:

- кулоновское трение:  $F = b_0 \dot{q} / |\dot{q}|$ ;

- сила сопротивления, характеризующая линейное и кулоновское трение:  $F = b_0 \dot{q} / |\dot{q}| \pm b_1 \dot{q}$ ;

- степенное сопротивление:  $F = b |\dot{q}|^{n-1} \dot{q}$ ;

- квадратичное сопротивление:  $F = b_2 |\dot{q}| \dot{q}$ ;

- линейное и кубическое сопротивление:  $F = b_1 \dot{q} \pm b_3 \dot{q}^3$ ;

- сухое трение:  $F = b_0 \dot{q} / |\dot{q}| - b_1 \dot{q} + b_3 \dot{q}^3$ ,

где  $b, b_0, b_1, b_2, b_3$  – положительные постоянные.

Диссипативными силами считают силы, удовлетворяющие неравенству  $F(\dot{q})\dot{q} > 0$ . Если же  $F(\dot{q})\dot{q} < 0$ , то в системе происходит приток энергии. Если в системе силы сопротивления осуществляют то положительную, то отрицательную работу, возникают автоколебания.

Если силы сопротивления нельзя представить в виде суммы слагаемых, которые зависят либо от обобщенных координат, либо от обобщенных скоростей, то их относят к нелинейным силам смешанного типа. Их можно записать в виде произведения функции, зависящей от обобщенных координат, и функции, зависящей от обобщенных скоростей:  $F = F_1(q)F_2(\dot{q})$ . Такие силы характеризуют позиционное трение. Например [7]:

- модель Ван-дер-Поля:  $F = -\lambda \dot{q}(1 - q^2)$ ;

- усложненная модель Ван-дер-Поля:

$$F = -\lambda \dot{q}(1 - q^2 + \alpha q^4);$$

- модель позиционного вязкого трения:

$$F = b \dot{q} \operatorname{sign}(q - a);$$

- модель позиционного вязкого кулоновского трения  $F = b_0 \operatorname{sign}(\alpha q + \beta \dot{q})$ ,

где  $a, b, b_0, \alpha, \beta, \lambda$  – положительные постоянные.

**4 Демпфирующие элементы в различных механических системах.** Современные машины и механизмы представляют собой сложные конструкции, которые работают за счет взаимодействия отдельных составляющих частей (деталей, узлов и т. п.). Эти взаимодействия отражаются в расчетных схемах, при построении моделей систем. Динамические расчеты систем должны учитывать колебательные процессы, возникающие при работе, особенно в случае неуравновешенности отдельных узлов или особенностей их работы. Для уменьшения вибраций в механических системах, наряду с естественными силами сопротивления, определяемыми демпфирующими свойствами применяемых материалов, трением в соединениях и силами сопротивления в конструктивных элементах, используют различные демпфирующие элементы, настроенные демпфирующие устройства. Например, в качестве настроенного демпфирующего устройства можно использовать систему с одной степенью свобо-

ды из массивных тел, соединенную с вязкоупругим элементом или вязкоупругим демпфером, настроенную вязкоупругую связь, соединяющую различные элементы конструкции и т. п. [1]. Демпфирующие устройства такого типа влияют на конструкцию путем поглощения энергии и действуют в конечном диапазоне частот, и в некоторых случаях один такой демпфер может эффективно влиять на динамические перемещения конструкции для нескольких форм колебаний. В настроенных демпфирующих устройствах поглощенная энергия определяется локальным перемещением в конструкции. Главными предпосылками для того, чтобы система с одной степенью свободы использовалась как настроенный демпфер, являются возможность установки такого демпфера в точке с большими динамическими перемещениями и наличие либо единственной резонансной частоты, либо группы резонансных частот с одинаковыми значениями энергии деформаций. Кроме того, настроенный демпфер может быть спроектирован таким образом, что он будет иметь несколько резонансов, которые обычно возникают для достаточно хорошо разделенных частот колебаний, и поэтому он может обеспечивать демпфирование в широком диапазоне частот колебаний конструкций.

Для решения задач вибро- и шумоизоляции используются устройства для поверхностного демпфирования. Устройства поверхностного демпфирования обычно относятся к одному из двух типов в зависимости от того, возникают ли в демпфирующем материале деформации растяжения-сжатия или поперечного сдвига.

Гасители колебаний можно подразделить на поглотители колебаний, динамические гасители и динамические гасители колебаний с трением [7, 8]. К поглотителям колебаний относятся – гасители сухого трения, гидравлические, ударные. Это масса, которая с помощью элемента трения добавляется к системе и способствует снижению уровня колебаний за счет поглощения энергии. Динамические гасители колебаний (массы на пружине, маятниковые демпферы) изменяют характеристики системы без рассеяния энергии. А динамические гасители колебаний с трением способствуют и рассеянию энергии, и уравниванию возбуждающего момента, например, резиновые демпферы. Конструктивно выполняются в виде дополнительных масс, связанных с основной системой при помощи элементов как упругого, так и вязкого типа. При этом для достижения необходимого эффекта, необходимо чтобы вид колебаний основной системы был идентичен колебаниям присоединенных устройств. Виды динамических гасителей, проблемы конструкционной разработки рассматриваются в работах [7, 9, 10].

Конструктивной особенностью динамических резонансных гасителей колебаний является использование упругих элементов в виде стержней, которые работают на изгиб и кручение одновременно [11]. Различие значений моментов инерции стержней относительно главных осей поперечного сечения приводит к появлению плавной нелинейной упругой характеристики, вследствие чего происходит уменьшение напряжений в упругих элементах.

При колебаниях систем с определенной, заранее установленной амплитудой для виброзащиты может использоваться упругий элемент с двумя устойчивыми положениями равновесия (ферма Мизеса, хлопающая мембрана), который самопроизвольно теряет устойчивость. При этом система переходит на другой нелинейный режим.

Известен способ изменения демпфирующих свойств конструкции летательного аппарата введением в конструкцию бака демпфирующих перегородок различных форм и размеров [12]. Применение таких демпферов в виде кольцевых и радиальных перегородок является эффективным средством ограничения подвижности жидкости, а правильный подбор их параметров способствует улучшению демпфирующих свойств конструкции.

На практике известно использование нелинейных демпферов, например, силиконовых демпферов, широко применяемых для гашения амплитуд крутильных колебаний судовых дизелей [13]. Такие силиконовые демпферы с полиметилсилоксановыми наполнителями отличаются простой конструкцией и надежностью в эксплуатации. Причем свойства силиконовой жидкости остаются удовлетворительными при использовании их в течение 20–40 тысяч часов, после чего необходимо заменить либо демпфер, либо силиконовую жидкость.

Явление неустойчивости продольных колебаний в системе ракетносителей космических аппаратов и межконтинентальных баллистических ракет привело к необходимости использования специальных демпферов – гидроаккумуляторов. Использование стыковочных шпангоутов специального профиля с нелинейной упругой характеристикой для соединения ступеней ракеты приводит к снижению амплитуды продольных колебаний ракеты при прохождении через резонанс [11].

**5 Демпфирование колебаний в роторных системах.** Для улучшения работоспособности и надежности роторной системы необходимо уметь воздействовать на их вибрационные характеристики, для чего используют демпфирующие устройства [14]. Демпферы могут иметь различные конструкции, их разнообразие продиктовано классом решаемых задач. Для роторов особенное значение имеет уровень демпфирования в опорах. Классификация основных типов демпферов опор роторов показана на рис. 1.

Видно, что гидравлические демпферы и демпферы сухого трения применяются чаще, чем демпферы других видов. Одним из распространенных типов демпферов, используемых в опорах роторов турбомашин, являются гидродинамические демпферы (ГДД) или демпферы с выдавливанием пленки смазки. ГДД могут иметь различную конструкцию, различаясь при этом по направлению воспринимаемой силы, наличию или отсутствию регулирования, виду зазора, а так же по отсутствию или наличию упругого элемента. При проектировании демпферов необходимо учитывать динамические нагрузки и температуру, особенности подвода и отвода смазки в демпферный зазор. Существует схема исследования системы «ротор-опоры» с линейными и нелинейными ха-

рактическими, в ней установлено, что изменение механизма подвода-отвода смазки к зазору может существенно изменить демпферные способности [14]. Например, наличие питающих отверстий может увеличить

демпфирование на 20 %. Описана методология проектирования ГДД, в которую входит алгоритм выбора типа демпфера и оптимизация его параметров для жесткого ротора.

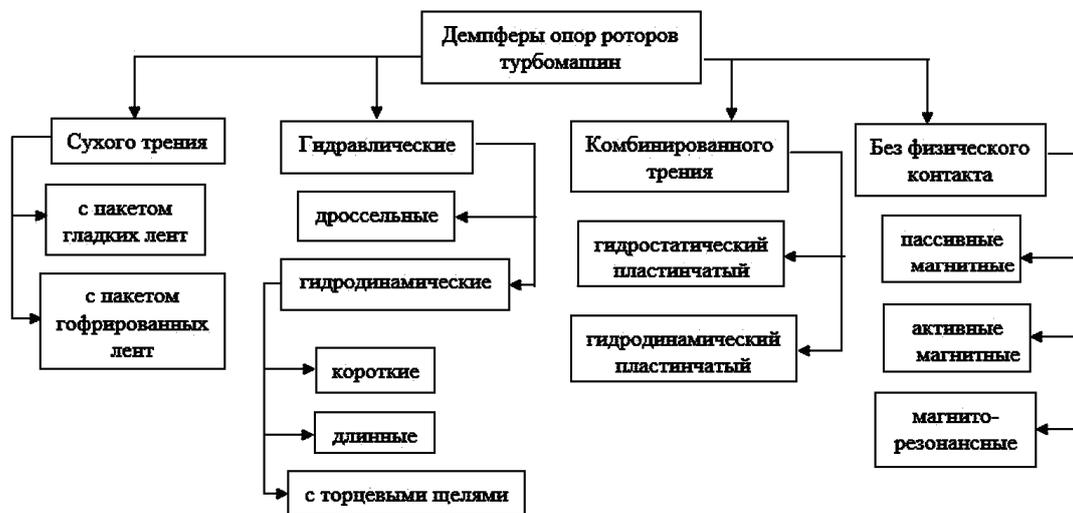


Рисунок 1 – Классификация демпферов опор роторов

Разработке, исследованию и способам применения ГДД посвящено много работ. Гидродинамические демпферы с упругими элементами являются составляющими элементами опор роторов турбин авиационных двигателей [15]. К ним выдвигаются требования по жесткому ограничению места размещения и необходимости работать при высоких температурах. Рассеяние энергии колебаний в них происходит при перетекании вязкой жидкости по тонкому демпферному зазору, а также за счет внешнего трения в сопряженных деталях. Демпфирующие свойства в основном зависят от толщины слоя масла, подаваемого под давлением, и особенностей его течения, а также от длины активного участка. Повышение эффективности демпфирующих устройств достигается разными методами, например, применением так называемого «длинного» гидродинамического демпфера [16].

На увеличение ресурса турбины влияет выбор оптимальной конструкции и места расположения ГДД [16]. Отмечено, что для обеспечения нужной амплитуды колебаний необходимо спроектировать ГДД с определенной величиной демпфирования, которая и будет влиять на уровень дисбаланса.

В то же время, зависимость свойств жидкости, применяемой в ГДД, от внешней температуры, особенности подвода и отвода смазки можно отнести к недостаткам, которых нет у электромагнитных демпфирующих элементов [18]. Магнитные и электромагнитные демпфирующие элементы при больших величинах демпфирующих сил имеют подвижные элементы малой инерционности, не имеют трущихся частей. Они используются в качестве электродинамических тормозов в транспорте, в амортизационных системах стыкующихся объектов.

Одним из вариантов демпфера является электромагнитный демпфирующий элемент с цилиндрическим ротором с аксиальными прорезями [19]. В роторе увели-

чивается электромагнитный тормозной момент из-за увеличения аксиальной плотности вихревых токов.

Представляют интерес электромагнитные демпфирующие элементы с двойными роторами, отличающиеся широким диапазоном рабочих скоростей. Различные типы движения роторов (согласованное или встречное) дают различные механические характеристики, которые позволяют управлять процессом торможения эффективнее, чем в случае электромагнитных демпфирующих элементов с одним ротором [20].

В высокоскоростных роторах магнитные подшипники выступают и в качестве опор, и в качестве упруго-демпферных элементов [21]. Их демпфирующие свойства зависят от параметров магнита (геометрии, материала, уровня намагниченности) и могут изменяться при изменении электрических параметров цепей электромагнитов.

Одним из наиболее эффективных методов борьбы с колебаниями роторов (в частности, для турбокомпрессора двигателя судна) является установка демпфера, реагирующего на скорость вращения ротора. Причем, устанавливать его необходимо в сечении с наибольшей амплитудой колебаний. Так, для рассматриваемого ротора демпфер встраивался в технологическую полость ступицы колеса компрессора. В этом случае при конструктивном демпфировании коэффициент демпфирования  $\beta$  крутильной системы без специально установленного демпфера составлял  $\beta = 0,1 \dots 0,2$ ; то с демпфером увеличивался до 0,5. Выполненные исследования, которые показали, что после установки такого демпфера пиковые значения амплитуд крутильных колебаний при критических частотах вращения снизились на 59 % и при этом критические частоты сместились из зоны рабочих частот [22]. Такой же подход может быть реализован и при установке ротора в пассивные или активные магнитные подшипники (с регулируемыми силовыми и демпфиру-

щими свойствами) [23-25].

**Выводы.** В статье проведен обзор методов гашения вибраций. Рассмотрены теоретические основы учета демпферования и сил сопротивления в динамических системах. Показаны механизмы демпфирования в конструкции (демпфирование в материале конструкции, использование специальных материалов для повышения демпфирования, демпфирование в соединениях). Представлены модели сил трения и задачи, в которых основным вопросом является использование полезных свойств демпфирования в различных механических системах. Проведен анализ эффективности применения демпферов в зависимости от их конструктивных особенностей и места установки.

#### Список литературы:

1. *Нашиф А.* Демпфирование колебаний / *А. Нашиф., Д. Джоунс., Дж. Хендерсон.* – М.: Мир, 1988. – 488 с.
2. *Пановко Я. Г.* Внутреннее трение при колебаниях упругих систем / *Я. Г. Пановко.* – М.: Физматгиз, 1960. – 193 с.
3. *Николаев А. Д.* Учет диссипативных сил при математическом моделировании продольных колебаний корпуса жидкостной ракеты / *А. Д. Николаев, Н. В. Хоряк, В. А. Серенко, Д. В. Клименко, В. Ф. Ходоренко, И. Д. Башлий* // Техн. механика. – 2016. – № 2. – С. 16-31.
4. Моделирование демпфирующих свойств материалов в ANSYS. Режим доступа: [http://caeclub.ru/sites/default/files/users/files/2907/modelirovanie\\_dempfiruyushchih\\_svoystv\\_materialov\\_v\\_ansys.pdf](http://caeclub.ru/sites/default/files/users/files/2907/modelirovanie_dempfiruyushchih_svoystv_materialov_v_ansys.pdf)
5. *Хромов О. В.* Выбор модели внутреннего трения на основе экспериментальных осциллограмм затухающих колебаний системы / *О. В. Хромов.* – Севастополь, 2011. – С. 35-39.
6. *Бобровницкий Ю. И.* Гистерезисное демпфирование и причинность / *Ю. И. Бобровницкий* // Акустический журнал. – М.: 2013. – Т. 59, № 3. – С. 291-295.
7. Вибрации в технике: справочник. В 6 т. / под ред. *В. Н. Челомей.* – М.: Машиностроение, 1978.
8. *Пивень В. В.* Проблемы снижения вредной вибрации в вибрационных сепарирующих машинах / *В. В. Пивень, О. Л. Уманская* // Современные научные исследования и инновации. – 2014. – № 3.
9. *Алексеев А. М.* Судовые виброгасители / *А. М. Алексеев, А. К. Сборовский.* – Л.: Судпромгиз, 1962. – 196 с.
10. *Елисеев С. В.* Динамические гасители колебаний / *С. В. Елисеев, Г. П. Нерубенко.* – Новосибирск: Наука, 1982. – 144 с.
11. *Цыфанский С. Л.* Нелинейная вибродиагностика машин и механизмов : моногр. / *С. Л. Цыфанский, В. И. Бересневич, Б. В. Лушиков.* – Рига: Изд-во РТУ, 2008.
12. *Кеменяш Ю. М.* Построение математической модели демпфирования колебаний жидкости в баках сложной конструкции / *Ю. М. Кеменяш, А. З. Гайдамака* // Электроника та системи управління. – К.: Інститут електроніки і систем управління НАУ. – 2010. – № 1 (23). – С. 149-154.
13. *Кораблин А. В.* Стенд для натурных испытаний силиконовых демпферов В-790 судовых дизелей / *А. В. Кораблин., М. В. Протасов* // Вестник АГТУ. Серия: Морская техника и технология. – Астрахань, Астраханского государственного технического университета. – 2009. – № 2. – С. 174-178.
14. *Новиков Д. К.* Проектирование гидродинамических демпферов опор роторов двигателей летательных аппаратов: моногр. / *Д. К. Новиков.* – Самара: Изд-во Самарского науч. центра РАН, 2000. – 165 с.
15. *Ефименко А. В.* Влияние внешнего трения на эффективность демпферов опор роторов турбин авиадвигате-

лей и двигателей наземного применения / *А. В. Ефименко, Н. В. Польшикова, В. Н. Доценко* // Вестник двигателестроителя. Серия: Конструкция и прочность. – Запорожье, Запорожский национальный технический университет. – 2010. – №1 – С. 50-52.

16. *Новиков Д. К.* Проектирование гидродинамических демпферов опор роторов двигателей летательных аппаратов: моногр. / *Д. К. Новиков.* – Самара: Изд-во Самарского науч. центра РАН, 2000. – 165 с.

17. *Новиков Д. К.* Динамика ротора ГТД с учетом нелинейности демпферов опор / *Д. К. Новиков, К. Н. Чаадаев* // Вестник двигателестроения. Серия: Конструкция и прочность. – Запорожье, Запорожский национальный технический университет. – 2012. – № 2. – С. 191-194.

18. *Исмагилов Ф. Р.* Математическое моделирование динамических режимов электромагнитных демпфирующих элементов / *Ф. Р. Исмагилов, Р. Р. Самтаров, М. Б. Гумерова* // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета – 2010. – № 5 (40), т. 14. – С. 86-90.

19. *Самтаров Р. Р.* Электромагнитные демпфирующие элементы амортизационных систем с аксиальными прорезями в цилиндрической вторичной среде / *Р. Р. Самтаров.* – Уфа: Уфимский государственный авиационный технический университет, 1999. – 170 с.

20. *Самтаров Р. Р.* Механические характеристики электромагнитных демпфирующих элементов с двойным ротором / *Р. Р. Самтаров, Ф. Р. Исмагилов, М. Б. Гумерова* // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Энергетика – Уфа, 1999. – № 32 (208). – С. 59-63.

21. *Мартыненко Г. Ю.* Магнитные подшипники как упруго-демпферные опоры роторов с управляемой жесткостью / *Г. Ю. Мартыненко* // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Динамика и прочность машин. – Х.: 2008. – №47. – С. 111-124.

22. *Горбенко О. М.* Аналіз причин виникнення крутильних коливань у турбокомпресорі суднового двигуна / *О. М. Горбенко, М. В. Демьяненко* // Рибе господарство України. Серия: Наука і освіта. – Керч, Керченський державний морський технологічний інститут. – 2013. – № 3. – С. 54-61.

23. *Martynenko G.* The Interrelated Modelling Method of the Nonlinear Dynamics of Rigid Rotors in Passive and Active Magnetic Bearings / *G. Martynenko* // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2016. – № 2/5(80). – P. 4-13. – DOI: 10.15587/1729-4061.2016.65440.

24. *Martynenko G.* Application of Nonlinear Models for a Well-Defined Description of the Dynamics of Rotors in Magnetic Bearings / *G. Martynenko* // Eureka: Physics and Engineering. – 2016. – № 3. – P. 3-12. – DOI: 10.21303/2461-4262.2016.00074.

25. *Martynenko G.* Resonance Mode Detuning in Rotor Systems Employing Active and Passive Magnetic Bearings with Controlled Stiffness / *G. Martynenko* // International Journal of Automotive and Mechanical Engineering. – 2016. – Vol. 13, Iss. 2. – P. 3293-3308. – DOI: 10.15282/ijame.13.2.2016.2.0274.

#### Bibliography (transliterated):

1. *Nashif A.* Dempfirovanie kolebanij. Moscow: Mir, 1988. 488 p.
2. *Panovko Ja. G.* Vnutrennee trenie pri kolebanijah uprugih sistem. Moscow: Fizmatgiz, 1960. 193 p.
3. *Nikolaev A. D., Horjak N. V., Serenko V. A., Klimentov D. V., Hodorenko V. F., Bashlij I. D.* Uchet dissipativnyh sil pri matematicheskom modelirovanii prodol'nyh kolebanij korpusa zhidkostnoj rakety. Tehn. mehanika, 2016. No 2. pp. 16-31.
4. *Modelirovanie dempfiyushchih svoystv materialov v ANSYS.* Web. <[http://caeclub.ru/sites/default/files/users/files/2907/modelirovanie\\_dempfiruyushchih\\_svoystv\\_materialov\\_v\\_ansys.pdf](http://caeclub.ru/sites/default/files/users/files/2907/modelirovanie_dempfiruyushchih_svoystv_materialov_v_ansys.pdf)>
5. *Hromov O. V.* Vybor modeli vnutrennego trenija na os-

нове експериментальних осцилограмм затухаючих коливань системи. Севастополь, 2011. pp. 35-39.

6. Bobrovnickij Ju. I. Gisterezisnoe dempfirovanie i prichinost. Akusticheskij zhurnal, 2013. Vol. 59, No 3. pp. 291-295.

7. Vibracija v tehnikе: spravocnik. In 6 vol. pod red. V.N.Chelomej. Moscow: Mashinostroenie, 1978.

8. Piven' V. V., Umanskaja O. L. Problemy snizhenija vrednoj vibracii v vibracionnyh separirujushhijh mashinah. Sovremennye nauchnye issledovanija i innovacii, 2014. No 3.

9. Alekseev A. M., Sborovskij A. K. Sudovye vibrogasiteli. Leningrad: Sudpromgiz, 1962. 196 p.

10. Eliseev S. V., Nerubenko G. P. Dinamicheskie gasiteli kolebanij. Novosibirsk: Nauka, 1982. 144 p.

11. Cyfanskij S. L., Beresnevich V. I., Lushnikov B. V. Nelinejnaja vibrodiagnostika mashin i mehanizmov: monogr. Riga: Izd-vo RTU, 2008.

12. Kemenjash Ju. M., Gajdamaka A. Z. Postroenie matematicheskoi modeli dempfirovanija kolebanij zhidkosti v bakah slozhnoj konstrukcii. Elektronika ta sistemi upravlinnja. Kyjiv: Institut jelektroniki i sistem upravlenija NAU, 2010. No 1 (23). pp. 149-154.

13. Korablin A. V., Protasov M. V. Stend dlja naturnyh ispytanij silikonovyh dempferov V-790 sudovyh dizelej. Vestnik AGTU. Serija: Morskaja tehnika i tehnologija. Astraan', Astrahanskogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta, 2009. No 2. pp. 174-178.

14. Novikov D. K. Proektirovanie gidrodinamicheskijh dempferov opor rotorov dvigatelej letatel'nyh apparatov: monogr. Samara: Izd-vo Samarskogo nauch. centra RAN, 2000. 165 p.

15. Efimenko A. V., Pol'nikova N. V., Docenko V. N. Vlijanie vneshnego trenija na jeffektivnost' dempferov opor rotorov turbin aviadvigatel'ej i dvigatelej nazemnogo primenenija. Vestnik dvigatelestroitelja. Serija: Konstrukcija i prochnost'. Zaporozh'e, Zaporozhskij nacional'nyj tehničeskij universitet, 2010. No 1. pp. 50-52.

16. Novikov D. K. Proektirovanie gidrodinamicheskijh dempferov opor rotorov dvigatelej letatel'nyh apparatov: monogr. Samara: Izd-vo Samarskogo nauch. centra RAN, 2000. 165 p.

17. Novikov D. K., Chaadaev K. N. Dinamika rotora GTD s uchetom nelinejnosti dempferov opor. Vestnik dvigatelestro-

nija. Serija: Konstrukcija i prochnost'. Zaporozh'e, Zaporozhskij nacional'nyj tehničeskij universitet, 2012. No 2. pp. 191-194.

18. Ismagilov F. R., Sattarov R. R., Gumerova M. B. Matematicheskoe modelirovanie dinamicheskijh rezhimov jelektromagnitnyh dempfirujushhijh jelementov. Vestnik Ufimskogo gosudarstvennogo aviacionnogo tehničeskogo universiteta, 2010. No 5 (40), Vol. 14. pp. 86-90.

19. Sattarov R. R. Jelektromagnitnye dempfirujushhie jelementy amortizacionnyh sistem s aksial'nymi prorezjami v cilindricheskoi vtorighnoj srede. Ufa, Ufimskij gosudarstvennyj aviacionnyj tehničeskij universitet. 1999. 170 p.

20. Sattarov R. R., Ismagilov F. R., Gumerova M. B. Mehanicheskie harakteristiki jelektromagnitnyh dempfirujushhijh jelementov s dvojnym rotorom. Vestnik Juzhno-Ural'skogo gosudarstvennogo universiteta. Serija: Jenergetika. Ufa, 1999. No 32 (208). pp. 59-63.

21. Martynenko G. Ju. Magnitnye podshipniki kak uprugodemferyne opory rotorov s upravljaemoj zhestkost'ju. Vestnik NTU "KhPI". Serija: Dinamika i prochnost' mashin, Kharkiv: 2008. No 47. pp. 111-124.

22. Gorbenko O. M., Dem'janenko M. V. Analiz prichin viniknennja krutil'nyh kolivan' u turbokompresori sudnovogo dviguna. Ribne gospodarstvo Ukraїni. Serija: Nauka i osvita. Kerch, Kerchenskij derzhavnij mors'kij tehnologichnij institut, 2013. No 3. pp. 54-61.

23. Martynenko G. The Interrelated Modelling Method of the Nonlinear Dynamics of Rigid Rotors in Passive and Active Magnetic Bearings. G. Martynenko. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2016. No 2/5 (80). pp. 4-13. DOI: 10.15587/1729-4061.2016.65440.

24. Martynenko G. Application of Nonlinear Models for a Well-Defined Description of the Dynamics of Rotors in Magnetic Bearings. G. Martynenko. Eureka: Physics and Engineering, 2016. No 3. pp. 3-12. DOI: 10.21303/2461-4262.2016.00074.

25. Martynenko G. Resonance Mode Detuning in Rotor Systems Employing Active and Passive Magnetic Bearings with Controlled Stiffness. G. Martynenko. International Journal of Automotive and Mechanical Engineering, 2016. Vol. 13, Iss. 2. pp. 3293-3308. DOI: 10.15282/ijame.13.2.2016.2.0274.

Надійшла (received) 14.09.2016

*Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions*

**Способи урахування та моделювання сил опору різної фізичної природи в механічних, динамічних, коливальних і роторних системах / Г. Ю. Мартиненко, О. М. Марусенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2016. – № 46 (1218). – С. 52–59. – Бібліогр.: 25 назв. – ISSN 2078-9130.**

**Способы учета и моделирование сил сопротивления различной физической природы в механических, динамических, колебательных и роторных системах / Г. Ю. Мартыненко, А. Н. Марусенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2016. – № 46 (1218). – С. 52–59. – Бібліогр.: 25 назв. – ISSN 2078-9130.**

**Methods of accounting and modeling of the resistance forces of different physical nature in mechanical, dynamic, vibration and rotary systems / G. Y. Martynenko, O. M. Marusenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. – № 46 (1218). – P. 52–59. – Bibliogr.: 25. – ISSN 2078-9130.**

*Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors*

**Мартиненко Геннадій Юрійович** – кандидат технічних наук, доцент кафедри Динаміки і міцності машин, НТУ «ХПІ», тел.: (057) 707-68-79, e-mail: gmartynenko@ukr.net

**Мартыненко Геннадий Юрьевич** – кандидат технических наук, доцент кафедры Динамики и прочности машин, НТУ «ХПІ», тел.: (057) 707-68-79, e-mail: gmartynenko@ukr.net

**Martynenko Gennadii Yuriyovych** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Associate Professor at the Department of Dynamics and strength of machines, NTU "KhPI", tel.: (057) 707-68-79, e-mail: gmartynenko@ukr.net

**Марусенко Олексій Миколайович** – аспірант, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, тел.: (057) 707-68-79, e-mail: alexeymars@mail.ru

**Марусенко Алексей Николаевич** – аспірант, Институт проблем машиностроения им. А.М. Подгорного НАН Украины, тел.: (057) 707-68-79, e-mail: alexeymars@mail.ru

**Marusenko Oleksii Mukolayovych** – Graduate Student, Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems, tel.: (057) 707-68-79, e-mail: alexeymars@mail.ru