

**НИКИШЕВ А. А.,**

нач. КБ управления главного конструктора  
E-mail: mmz.ugk.dsn@gmail.com

**ПЕТРУЧЕНКО А. Н.,** канд. техн. наук, доцент,

ст. науч. сотр. управления главного конструктора  
E-mail: mmz.ugk.ns@yandex.com

**ПРЕДКО А. В.,**

ст. науч. сотр. управления главного конструктора  
E-mail: mmz.ugk.ns@yandex.com

ОАО «Управляющая компания холдинга «МИНСКИЙ МОТОРНЫЙ ЗАВОД»,  
г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 15.09.2023

## **СПЕЦИАЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА СНИЖЕНИЯ АМПЛИТУДЫ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ**

*Крутильные колебания наблюдаются во всех механизмах, в которых осуществляется вращательное движение валов. Для двигателей внутреннего сгорания проблема крутильных колебаний коленчатого вала актуальна, так как значительные амплитуды колебаний способствуют его усталостному разрушению. Кроме того, крутильные колебания негативно сказываются на показателях работы двигателя, ухудшается эффективный расход топлива, расход масла на угар, растут механические потери, шум и вибрации.*

*Уменьшение амплитуды крутильных колебаний возможно изменением параметров системы и введением дополнительного специального устройства, работа которого основана на одном из следующих принципов: уравнивании возмущающих моментов, изменении частот колебаний, поглощении энергии колебаний и их комбинации.*

*Подробно рассмотрены принципы работы и конструкция специальных устройств без поглощения энергии (антивибраторы с деформируемыми элементами, маятниковые антивибраторы) и с поглощением энергии (демпферы сухого трения, демпферы вязкого трения, упруго-фрикционные демпферы, демпферы с резиновым демпфирующим элементом, комбинированные демпферы), применяемых для снижения амплитуды крутильных колебаний коленчатых валов.*

**Ключевые слова:** *крутильные колебания, коленчатый вал, амплитуда колебаний, эквивалентная крутильная система, маятниковый антивибратор, маховая масса, демпфер сухого трения, демпферы вязкого трения.*

### **Введение**

Во время работы двигателя внутреннего сгорания в результате действия на коленчатый вал периодически изменяющихся сил и моментов возникают сложные колебания, которые для упрощения исследования представляются в виде крутильных, изгибных и продольных колебаний. Наибольшую опасность для коленчатого вала представляют крутильные колебания [1]. В случае совпадения частоты собственных колебаний системы с частотой возмущающих сил (моментов) возникает явление

резонанса, при котором амплитуда колебаний значительно возрастает. Это может привести к поломке коленчатого вала и полному выходу из строя всего двигателя. Даже в случае, когда напряжения, возникающие в коленчатом валу вследствие проявления крутильных колебаний, не приводят к его усталостному разрушению, дополнительно следует уделять внимание проблеме снижения амплитуды крутильных колебаний по причине влияния их на шум, вибрацию, удельный эффективный расход топлива,

расход масла на угар, механические потери [2; 3].

Уменьшение амплитуды крутильных колебаний возможно двумя принципиально разными способами:

- изменением параметров крутильной системы с целью ухода резонансных режимов за пределы рабочих частот вращения коленчатого вала;
- вводом в крутильную систему дополнительных специальных устройств.

Реализация первого способа подразумевает варьирование параметрами системы (моментами инерции масс и жесткостями участков вала). Таким образом, можно изменить частоты и амплитуды собственных колебаний. Дополнительно, подбирая порядок чередования вспышек по цилиндрам, углы разворота кривошипов, углы между рядами цилиндров и изменяя индикаторную диаграмму двигателя, можно оказывать влияние на энергию, подводимую к колебательной системе. Однако зачастую применить такой способ на практике не представляется возможным в силу компоновочных ограничений и невозможности внесения изменений в уже существующую конструкцию двигателя.

Второй способ обычно является единственным возможным вариантом снижения амплитуды крутильных колебаний для уже существующего двигателя.

Принципиально, действие специальных устройств может основываться на:

- уравнивании возмущающего момента или изменении частоты колебаний системы;
- поглощении энергии, подводимой возмущающим моментом;

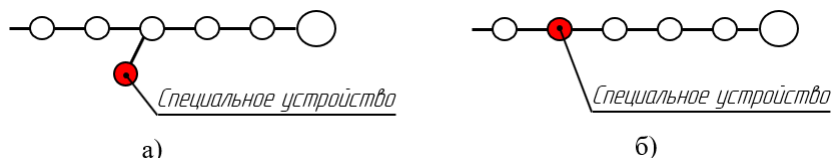


Рисунок 1 – Схемы включения специальных устройств снижения амплитуды крутильных колебаний в систему: а – параллельное включение; б – последовательное включение

Считается, что параллельное включение более предпочтительно, так как при такой схеме нет необходимости предъявлять требования к передаче мощности, что упрощает выбор приемлемого варианта конструкции специального устройства.

### Основная часть

**Устройства снижения амплитуды крутильных колебаний коленчатых валов без поглощения энергии.** Суть работы таких

– комбинировании частично уравнивания возмущающего момента или изменении частоты колебаний и частично его поглощения.

При этом, в чистом виде устройств только поглощающих энергию колебаний на практике не встречается, в любом случае они имеют некоторую массу и при внедрении их в крутильную систему вносят коррективы в характеристики собственных колебаний.

В зависимости от способа воздействия на систему, специальные устройства делятся на [4]:

- устройства без поглощения энергии колебаний;
- устройства с поглощением и последующим рассеиванием энергии колебаний в виде теплоты.

С учетом данного подхода, возможно разделение таких устройств на соответственно гасители и демпферы [5]. Это разделение можно считать необязательным, так как отличаются они только конструктивно отсутствием или наличием трущихся поверхностей. Соответственно, в общем виде все эти устройства можно считать демпферами.

Включение специального устройства в колеблющуюся систему может быть параллельным и последовательным (рисунок 1, а и б соответственно). В первом случае они выполняют свое прямое назначение (влияют на крутильные колебания), а во втором – кроме того являются соединением, передающим поток мощности (муфты). Размещение устройства в крутильной системе должно осуществляться на участках с максимальными амплитудами колебаний сосредоточенных масс.

устройств заключается в уравнивании возмущающих моментов, возникающих в крутильной системе. К таким устройствам относятся динамические демпферы. Часто, в технической литературе их называют антивибраторами. Конструктивно, динамический демпфер представляет собой маховую массу с постоянным моментом инерции, сосредоточенную на определенном участке системы.

В свою очередь, динамические демпферы можно разделить на антивибраторы с дефор-

мируемыми элементами и маятниковые антивибраторы.

*Антивибраторы с деформируемыми элементами.* В антивибраторах с деформируемыми элементами к ступице, жестко связанной с коленчатым валом, присоединен с помощью линейно или нелинейно деформируемых элементов маховик (маховая масса).

В случае применения линейно деформируемых элементов (в частности, пружин) антивибратор будет являться дополнительной присоединенной к системе массой, наличие которой приведет к изменению частоты собственных колебаний всей системы [6]. Это позволяет вывести собственные частоты колебаний за пределы рабочего диапазона частот вращения системы и тем самым исключить возможность появления резонансов.

Простейшая конструктивная схема пружинного линейного динамического антивибратора показана на рисунке 2. На валу 1 крутильной системы жестко закреплена ступица 2 антивибратора, маховая масса 3 имеет возможность перемещаться (проворачиваться) относительно ступицы и ограничена пружинами 4. Для простых систем (например, состоящих только из двух масс), подбирая момент инерции маховой массы и жесткость пружин, можно добиться совпадения собственных частот антивибратора и первоначальной системы, при этом закрутка вала крутильной системы может быть значительно уменьшена или полностью устранена [4].

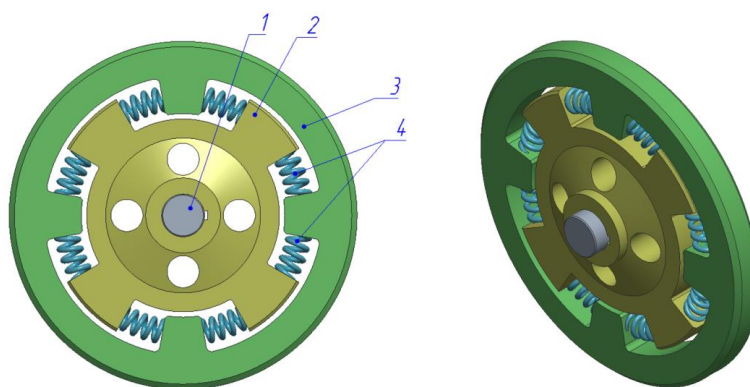


Рисунок 2 – Линейный динамический антивибратор:

1 – вал крутильной системы; 2 – ступица антивибратора; 3 – маховая масса; 4 – пружины

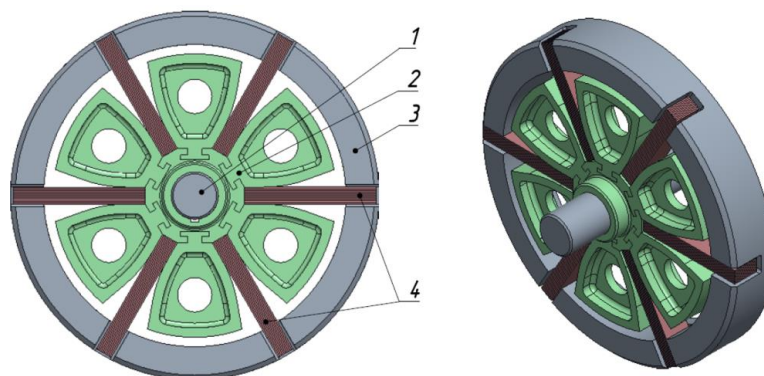


Рисунок 3 – Нелинейный динамический антивибратор:

1 – вал крутильной системы; 2 – ступица антивибратора; 3 – маховая масса; 4 – нелинейно деформируемые элементы

Для систем, в которых возмущающие моменты приложены к нескольким массам (как например, многоцилиндровый двигатель), пружинный линейный антивибратор, настроенный на собственную частоту определенной формы колебаний, будет существенно влиять на смещение резонансной частоты этой формы. Однако, при этом он практически не будет влиять на остальные формы колебаний.

Так как линейный динамический антивибратор работает только в узком диапазоне рабочих частот вращения крутильной системы, то для расширения этого диапазона используют нелинейный динамический антивибратор (рисунок 3). Конструктивно он схож с пружинным линейным антивибратором – на валу 1 крутильной системы жестко установлена ступица 2, перемещение маховой массы 3 ограничено нелинейно деформируемыми эле-

ментами 4 (пружинами с предварительной затяжкой или набором упругих пластин).

Нелинейность характеристики динамических антивибраторов обуславливается свойствами упругого соединения ступицы и маховой массы. Характеристике придается такой вид, чтобы при работе антивибратора наилучшим образом проявлялись свойства нелинейных колебаний.

Нелинейные антивибраторы применяются в системах, которые работают в широком диапазоне частот и нагрузок, когда опасное возрастание амплитуды колебаний происходит при переходе через резонансную частоту вращения [7].

**Маятниковые антивибраторы.** Если антивибраторы с деформируемыми элементами позволяют сместить резонансные частоты колебаний за пределы рабочих частот вращения вала системы, то маятниковые антивибраторы могут полностью устранить колебания системы.

Простейшая схема маятникового антивибратора показана на рисунке 4 [8]. Качающийся противовес 1 маятникового типа шарнирно соединен с одной из щек коленчатого вала 2. Точка *A* соответствует точке подвеса маятникового противовеса, точка *B* – центру масс маятникового противовеса, вектор  $P_{мн}$  – центробежной силе инерции маятникового противовеса, точка *O* – оси вращения коленчатого вала.

При равномерном вращении коленчатого вала ось качания маятника *AB* и ось кривошипа *OA* с учетом действия центробежной силы инерции располагаются на одной равномерно вращающейся линии *OY*. При возникновении крутильных колебаний коленчатого вала от *k*-й гармоники возмущающего момента, ось кривошипа *OA* начинает совершать колебательные движения относительно линии *OY*. Если задаться величинами *OA* и *AB* так, чтобы выполнялось равенство  $\sqrt{\frac{OA}{AB}} = k$ , то антивибратор будет стремиться создавать колебания вала, находящиеся в противофазе с колебаниями, создаваемыми *k*-й гармоникой возмущающего момента [9].

Большой эффект от применения маятниковых антивибраторов достигается в высокооборотных крутильных системах. Момент от центробежных сил инерции маятниковых противовесов зависит от угла качания маятника от-

носительно кривошипа и от угловой скорости вращения коленчатого вала, возрастая пропорционально ее квадрату.

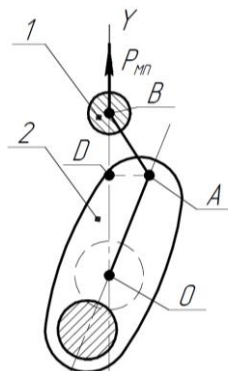


Рисунок 4 – Схема маятникового антивибратора:  
1 – маятниковый противовес; 2 – щека коленчатого вала;  
A – точка подвеса маятникового противовеса;  
B – центр масс маятникового противовеса; O – ось вращения коленчатого вала; D – проекция точки A на вертикальную ось OY;  $P_{мн}$  – центробежной силе инерции маятникового противовеса

Маятниковые антивибраторы различны по конструкции противовесов и по способу их соединения со ступицей. Наибольшее распространение получили конструктивные исполнения маятниковых антивибраторов с бифилярным подвесом (рисунок 5) [10]. К валу 1 присоединены маятниковые противовесы 2 через пальцы 3, которые имеют зазор и относительно вала, и относительно маятниковых противовесов. Принцип его работы показан на рисунке 6 и по своей сути аналогичен приведенному выше описанию для схемы на рисунке 4.

При равномерном вращении вала и отсутствии крутильных колебаний (рисунок 6, а) под действием центробежных сил инерции маятниковые противовесы стремятся занять крайнее радиальное положение в пределах зазоров на пальцах. При появлении крутильных колебаний в момент положительного ускорения системы маятниковые противовесы будут стремиться сохранить прежнюю угловую скорость, а значит несколько запаздывать и тем самым препятствовать развитию колебаний (рисунок 6, б). В момент отрицательных ускорений системы маятниковые противовесы так же будут стремиться сохранить прежнюю угловую скорость, а значит несколько опережать вал и стремиться препятствовать его замедлению (рисунок 6, в).

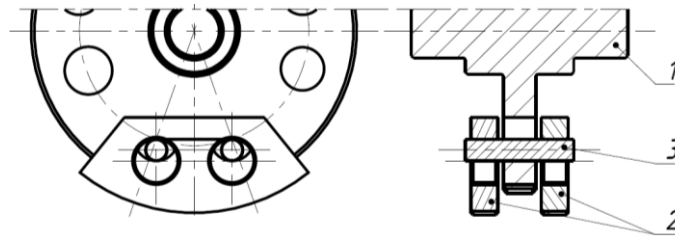


Рисунок 5 – Маятниковый антивибратор с бифилярным подвесом:  
1 – вал; 2 – маятниковые противовесы; 3 – палец

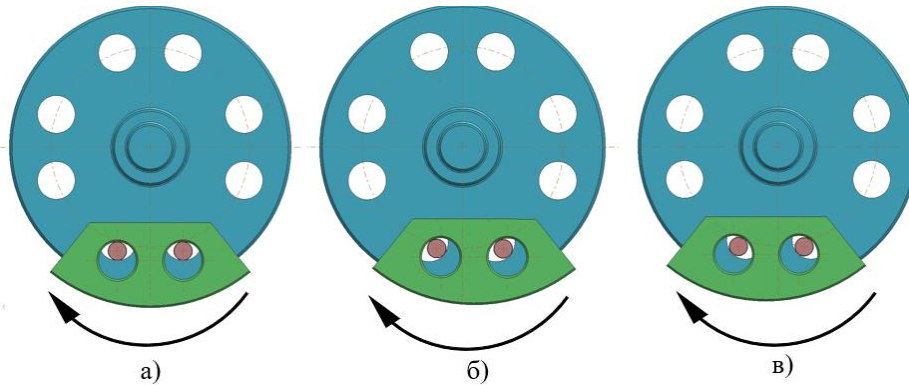


Рисунок 6 – Принцип работы маятникового антивибратора с бифилярным подвесом:  
а – равномерной вращение вала; б – вращение с положительным ускорением;  
в – вращение с отрицательным ускорением

У дизеля 10Д100 маятниковый антивибратор (рисунок 7) настроен на несколько собственных частот [11]. Он состоит из ступицы 1, жестко закрепленной на коленчатом валу и представляющей собой три диска А, Б, В с отверстиями. Между дисками установлены восемь маятниковых противовесов 2 на стальных пальцах 3, при этом каждая пара противовесов имеет определенный зазор между отверстием во втулке 4 и пальцами (диаметры отверстий во втулках противовесов и во втулках дисков одинаковы, разность зазоров обеспечивается за счет четырех пар пальцев разного диаметра). От выпадения стальные пальцы удерживаются стопорными планками 5, размещенными на крайних дисках А и В. Пальцы смазываются моторным маслом, поступающим от коренных шеек коленчатого вала через сверления и проточки.

Такой антивибратор предназначен для устранения четырех резонансных режимов работы, соответствующих частотам вращения коленчатого вала 470, 550, 825 и 1100 об/мин. Благодаря разным зазорам, образуемым пальцами в отверстиях, каждая пара маятниковых противовесов реагирует только на соответствующую ей одну из частот резонансных колебаний, которые при этом полностью устраняются.

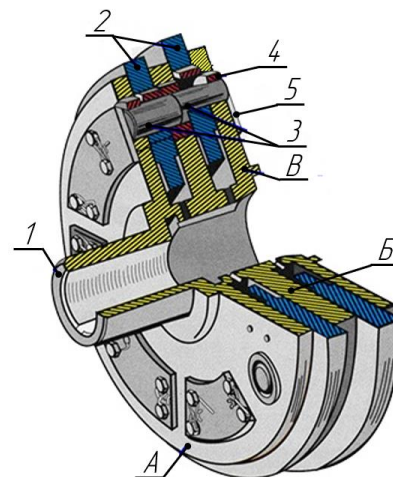


Рисунок 7 – Антивибратор дизеля 10Д100:  
1 – ступица; 2 – маятниковые противовесы; 3 – пальцы;  
4 – втулки; 5 – стопорные планки;  
А, Б, В – диски ступицы

Аналогичным образом устроены антивибраторы дизелей 11Д45, 14Д40, Д70 [12–15].

Существуют антивибраторы, в которых маятниковые противовесы установлены непосредственно на щеках коленчатого вала (рисунок 8), что позволяет не только устранить резонансные крутильные колебания, но и разгрузить коренные опоры или улучшить уравновешенность двигателя [7].

Маятниковые антивибраторы более предпочтительны относительно других антивибраторов, так как именно они оказывают

максимальное влияние на гармонику любого порядка. При этом, требуемые конструктивные параметры таких антивибраторов можно получить теоретически [4]. В процессе эксплуатации двигателя маятниковый антивибратор почти не изнашивается, а его настройка не изменяется.

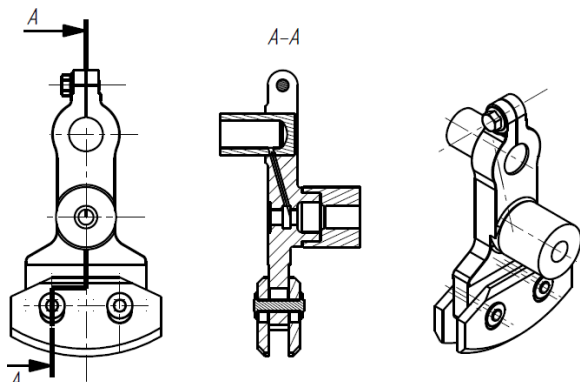


Рисунок 8 – Маятниковый антивибратор, установленный на щеке коленчатого вала

**Устройства с поглощением и рассеянием энергии колебаний в виде теплоты.** Процессы поглощения и рассеивания энергии реализуются за счет сил трения с соответствующим выделением теплоты, поэтому к таким устройствам принято относить демпферы трения. Конструктивно они представляют собой ступицу, жестко соединенную с коленчатым валом и маховую массу, которая может поворачиваться относительно коленчатого вала. Между ступицей и маховой массой находятся элементы или среда, которые при относительном их перемещении поглощают энергию колебаний за счет трения элементов и деформации среды, преобразуя ее в теплоту.

Развитие конструкции демпферов трения происходило по нескольким направлениям. Одними из первых появились демпферы сухого трения. На смену им пришли вязкостные (жидкостные) и упруго-фрикционные демпферы. С развитием автомобильной промышленности широкое распространение стали получать демпферы с резиновым демпфирующим элементом. В отдельных случаях возможны комбинации в одном устройстве различных подходов к поглощению энергии колебаний (жидкостные демпферы с дополнительным резиновым демпфирующим элементом).

*Демпферы сухого трения.* Одним из первых конструктивных демпфера сухого трения предложил Ланчестер (рисунок 9) [16; 17].

На коленчатом валу 1 жестко закреплена ступица 2. Две маховые массы 3 размещены на ступице и ограничены диском 4. На маховых массах установлены фрикционные накладки 5.

Пружины 6 стремятся развести маховые массы друг относительно друга и прижать их фрикционными накладками к ступице и диску. Маховые массы друг относительно друга позиционируются с помощью центровочных пальцев 7.

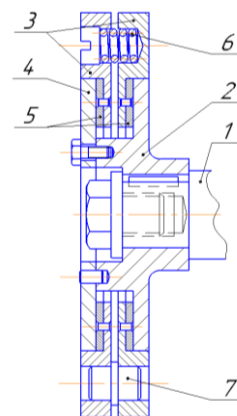


Рисунок 9 – Демпфер сухого трения Ланчестера: 1 – коленчатый вал; 2 – ступица; 3 – маховые массы; 4 – диск; 5 – фрикционные накладки; 6 – пружины; 7 – центровочные пальцы

Демпферы такого типа устанавливаются на свободном конце коленчатого вала, либо на участке вала с наибольшей амплитудой колебаний.

При возникновении резонансных колебаний происходит проскальзывание маховых масс относительно ступицы, что приводит к снижению амплитуды колебаний. При этом, важным условием работоспособности демпфера является превышение момента сил инерции маховых масс момента трения фрикционных накладок. Посредством сухого трения, энергия крутильных колебаний преобразуется в теплоту и рассеивается в окружающую среду.

Существуют варианты конструктивного исполнения демпфера сухого трения (рисунок 10) [18], в которых кроме трения торцовых поверхностей 1 маховых масс 2 и ступицы 3, дополнительное трение происходит по цилиндрическим поверхностям 4 ступицы и маховых масс, а сами массы не разжимаются, а стягиваются друг с другом посредством болтов 5 и гаек 6 через пружины 7.

Настройка таких демпферов на рабочую частоту производится за счет регулировки прижимной силы пружин и момента инерции маховых масс. Ввиду интенсивного износа трущихся поверхностей демпфера и как следствие меняющегося момента сил трения и общего коэффициента демпфирования, а также с учетом возможного попадания влаги или масла на рабочие поверхности, такие устройства не получили широкого распространения.

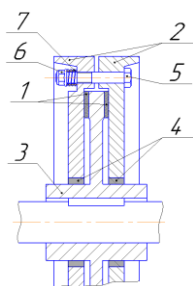


Рисунок 10 – Вариант конструкции демпфера сухого трения:

1 – торцовые поверхности трения; 2 – маховые массы; 3 – ступицы; 4 – цилиндрические поверхности трения; 5 – стяжные болты; 6 – гайки; 7 – пружины

*Демпферы вязкого трения.* На смену демпферам сухого трения пришли демпферы вязкого трения. Первоначальный вариант конструкции такого демпфера показан на рисунке 11. На коленчатый вал 1 жестко насажена ступица 2, маховая масса 3 может поворачиваться относительно ступицы, внутреннее пространство между ступицей и маховой массой заполнено вязкой жидкостью 4 [16].

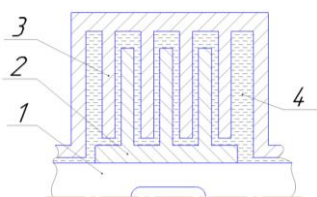


Рисунок 11 – Демпфер вязкого трения MAN:

1 – вал; 2 – ступица; 3 – маховая масса; 4 – вязкая жидкость

Принципиально эти демпферы практически не отличается от демпферов сухого трения. При возникновении крутильных колебаний относительные угловые перемещения маховой массы и ступицы с учетом сопротивления вязкой среды ведет к снижению энергии колебаний и рассеянию ее в виде теплоты. При этом трение происходит в жидкой среде, что минимизирует износ рабочих поверхностей и позволяет значительно увеличить срок службы такого демпфера. Ввиду малости коэффициента трения между рабочими поверхностями, такая конструктивная схема демпфера не получила широкого распространения, т. к. для достижения требуемого коэффициента демпфирования необходимо было значительно увеличивать габариты демпфера.

Один из вариантов конструктивного исполнения демпфера вязкого трения показан на рисунке 12 [1].

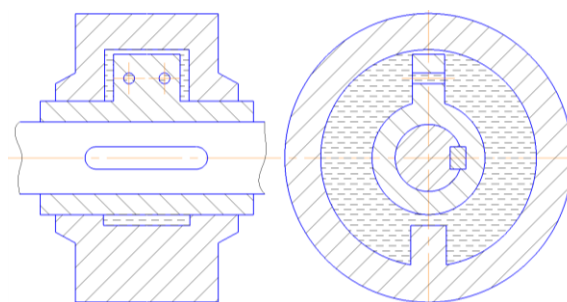


Рисунок 12 – Демпфер вязкого трения с диафрагмой

Принцип работы такого демпфера заключается в поглощении энергии колебаний за счет преодоления сопротивлений при протекании масла через отверстия в диафрагме ступицы из одной полости в другую.

В настоящее время наибольшее распространение получила конструкция демпфера вязкого трения, в которых пространство между ступицей и маховиком заполнено вязкой жидкостью (полиметилсилоксановой или силиконовой), при этом зазор между маховиком и ступицей минимален (рисунок 13) [20; 21].

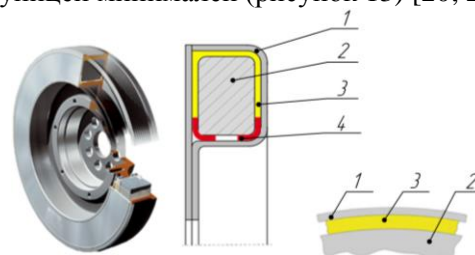


Рисунок 13 – Демпфер вязкого трения с силиконовой жидкостью:

1 – корпус; 2 – маховик; 3 – слой силиконовой жидкости; 4 – подшипник скольжения

При возникновении крутильных колебаний корпус 1, выполняющий роль ступицы, жестко закреплен на коленчатом валу, стремится сдвинуться относительно равномерно вращающегося и расположенного внутри него маховика 2. Для этого необходимо преодолеть сопротивление сил вязкого трения слоя силиконовой жидкости 3 между поверхностями корпуса и маховика. Для обеспечения гарантированной подвижности маховика устанавливается на подшипник скольжения 4. В результате, энергия колебаний поглощается внутренним трением в слоях жидкости и рассеивается в окружающую среду.

В отдельных случаях, для увеличения площади трения между маховиком и корпусом демпфера вязкого трения, форма маховика может быть выполнена по сложной траектории (рисунок 14) [6].

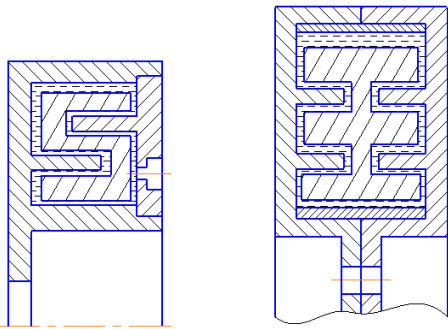


Рисунок 14 – Пример конструкции демпфера вязкого трения с маховиком сложной формы

Настройка демпферов вязкого трения производится за счет подбора зазоров в паре корпус – маховик, вязкости жидкости и момента инерции маховика. Они получили широкое распространение и применяются на многих автотракторных двигателях отечественного и зарубежного производства (Д-260, ЯМЗ-240). Силиконовая жидкость способна стабильно сохранять свои свойства продолжительное время. При наступлении предельного состояния, когда вязкость силиконовой жидкости повышается настолько, что маховик вращается с корпусом как единое целое, изменяются параметры крутильной системы, в следствие чего узлы форм колебаний размещаются на коленчатом валу.

*Упруго-фрикционные демпферы.* Для увеличения поглощения энергии колебаний применяют комбинированные упруго-фрикционные демпферы, в которых, маховик (маховая масса) связан со ступицей через упругие элементы (пластины, рессоры, диски и т. п.) и при этом внутренний объем заполнен жидкостью.

Демпферы такой конструкции производит фирма Geislinger (Австрия) (рисунок 15) [22]. Конструктивно демпфер представляет собой ступицу 1, жестко соединенную с коленчатым валом (рисунок 16) [23]. В роли маховой массы выступают промежуточная часть, разделенная на сегменты 2, между которыми размещены радиальные стальные пластины 3. Наружные части пластин соединены с внешним стопорным кольцом 4, а внутренние части утоплены в канавки ступицы. Боковые поверхности закрыты герметичными крышками 5. Таким образом, между внутренними частями, ступицей и пакетом пластин создаются камеры, которые заполняются маслом, поступающим под давлением из системы смазывания двигателя. Дополнительно, между ступицей и промежуточной частью имеется фрикционная связь.

При отсутствии крутильных колебаний демпфер вращается вместе с коленчатым валом как одно целое. При возникновении

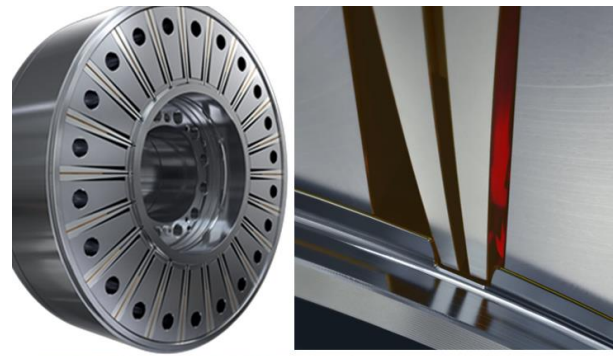


Рисунок 15 – Упруго-фрикционный демпфер фирмы Geislinger



Рисунок 15 – Упруго-фрикционный демпфер фирмы Geislinger

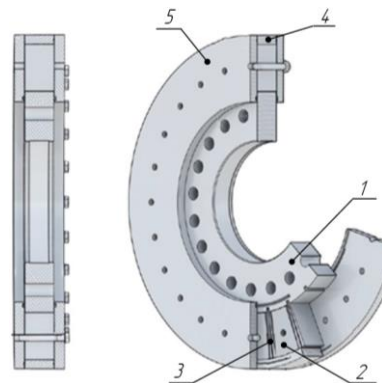


Рисунок 16 – Конструктивная схема упруго-фрикционного демпфера Geislinger:  
1 – ступица; 2 – сегменты промежуточной части (маховой массы); 3 – радиальные пластины; 4 – стопорное кольцо; 5 – крышки

крутильных колебаний, промежуточная часть совершает перемещения относительно ступицы, при этом преодолевая силы упругости пакета пластин, силы трения и силы гидравлического сопротивления при перетекании масла в смежных камерах, что приводит к рассеиванию энергии колебаний и превращению ее в теплоту, которая в последующем отводится в систему смазывания двигателя. Настройка демпфера осуществляется за счет подбора жесткости пакета пластин, момента инерции промежуточной части (маховика) и расхода масла в полостях между ступицей и промежуточной частью.

Альтернативным вариантом конструкции упруго-фрикционного демпфера является демпфер с гильзовыми пружинами (конструкция типа Pielstick) (рисунок 17) [17; 24].



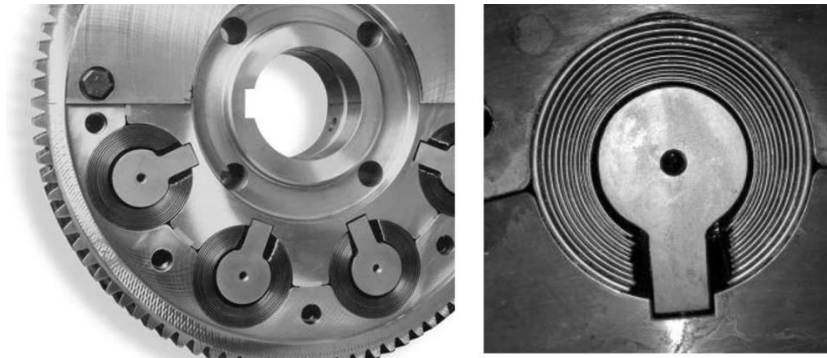


Рисунок 17 – Демпфер с гильзовыми пружинами

Упруго-фрикционные демпферы хорошо зарекомендовали себя на двигателях большой размерности (судовых, для карьерных самосвалов, дизель-генераторных установок). А сочетание в себе свойств antivibratora и фрикционного демпфера обеспечивает высокий коэффициент демпфирования в широком диапазоне частот вращения.

*Демпферы с резиновым демпфирующим элементом.* Наибольшее распространение такие демпферы получили в автомобильных двигателях. По принципу действия они схожи с демпферами сухого и вязкого трения с той лишь разницей, что жестко связанная с коленчатым валом ступица 1 (рис. 18) демпфера соединена с маховой массой 2 посредством слоя резины 3 [4]. При возникновении крутильных колебаний происходит относительное перемещение маховой массы и ступицы, при этом за счет сил внутреннего трения в резиновом слое, часть энергии колебаний будет рассеиваться в окружающую среду в виде теплоты.

Настройка демпфера осуществляется за счет подбора жесткости резинового слоя и момента инерции маховой массы.

Зачастую такие демпферы выполняют заодно со шкивом привода вспомогательных агрегатов двигателя (рисунок 19), в которых сам шкив 1 выполняет роль маховой массы и соединен со ступицей 2 посредством резинового слоя 3 [20; 25].

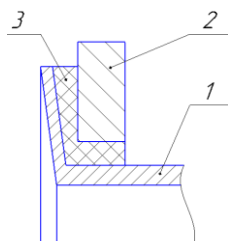


Рисунок 18 – Конструктивная схема демпфера с резиновым демпфирующим элементом:  
1 – ступица; 2 – маховая масса; 3 – слой резины

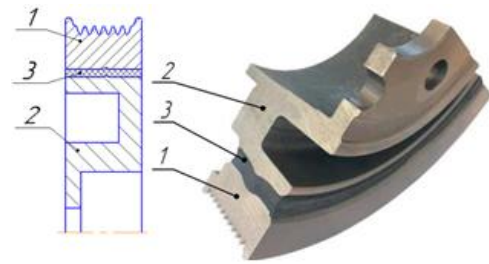


Рисунок 19. Демпфер с резиновым демпфирующим элементом в виде шкива коленчатого вала:  
1 – шкив (маховая масса); 2 – ступица;  
3 – резиновый слой

Демпферы с резиновым демпфирующим элементом относительно других типов демпферов имеют небольшую массу, просты конструктивно и технологичны. Резиновый слой подвержен агрессивному влиянию горючесмазочных материалов, что приводит к изменению его свойств и последующему разрушению.

*Комбинированные демпферы.* С учетом постоянного развития автомобильной промышленности и соответствующего увеличения удельных показателей двигателей, расширения диапазона рабочих частот вращения, а также повышения требований к наличию дополнительных потребителей на транспортном средстве, обеспечивающих удобство и повышенный комфорт при эксплуатации (система отопления и кондиционирования, гидравлическая система управления подвеской, система рулевого управления и т. д.) современные производители применяют комбинированные демпферы – в одном узле совмещены демпфер вязкого трения и демпфер с резиновым демпфирующим элементом (рисунок 20) [26].

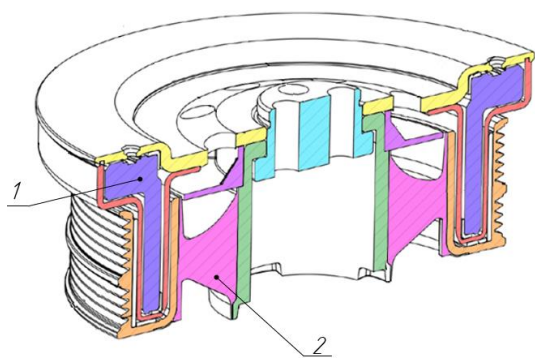


Рисунок 20 – Комбинированный демпфер:

1 – составляющая вязкого трения; 2 – резиновый элемент

Составляющая вязкого трения 1 демпфера способствует снижению амплитуды колебаний самого двигателя, а резиновый элемент 2 защищает коленчатый вал от пульсирующих нагрузок от привода вспомогательных агрегатов.

### Заключение

Устройства снижения амплитуды крутильных колебаний являются неотъемлемой составляющей современных силовых установок, что позволяет продлить срок службы двигателя и улучшить его технико-экономические показатели.

Историческое развитие таких устройств происходило от простейших antivibrаторов и привело к созданию сложных упруго-фрикционных демпферов. В автотракторных двигателях широко распространены демпферы вязкого трения и демпферы с резиновым демпфирующим элементом. На двигателях большой размерности (судовых, для карьерных самосвалов, дизель-генераторных установок) наиболее часто используются упруго-фрикционные демпферы.

При выборе типа устройства, целесообразно рассматривать варианты без поглощения энергии, которые конструктивно проще, долговечнее (отсутствуют трущиеся элементы) и не требуют значительных затрат при эксплуатации.

Применение того или иного вида устройств обуславливается назначением двигателя, требованиями к его надежности, долговечности и стоимости.

### Литература

1. Конструирование двигателей внутреннего сгорания: Учебник для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» направления подготовки «Энергомашиностроение» / Н. Д. Чайнов, [и др.]; под ред. Н. Д. Чайнова. – М. : Машиностроение, 2008. – 496 с.

2. Research on torsional vibration reduction of crankshaft in off-road diesel engine by simulation and experiment / Sun L., [and etc.] // *Journal of Vibroengineering*. – 2018. – № 20(1). – С. 345–357.

3. Никишин, В. Н. Формирование и обеспечение показателей качества автомобильных дизелей на стадии проектирования и доводки : автореферат дис. ... д-ра техн. наук : 05.04.02, 01.02.06 / В. Н. Никишин : Московский государственный технический университет им. Баумана. – Москва, 2007. – 32 с.

4. Маслов, Г. С. Расчеты колебаний валов. Справочник / Г. С. Маслов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1980 – 151 с.

5. Терских, В. П. Крутильные колебания валопровода силовых установок: Исследования и методы расчета : в 4 т. / В. П. Терских. – Ленинград : Судостроение, 1969–1970. – Т. 4: Вопросы гашения колебаний, экспериментального исследования их и примерные расчеты. – 275 с.

6. Чистяков, В. К. Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания: учеб. пособие для машиностроительных вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / В. К. Чистяков. – М. : Машиностроение, 1989. – 256 с.

7. Дизели. Справочник / В. А. Ваншейдт [и др.] : под ред. В. А. Ваншейдта – Л. : «Машиностроение», 1964. – 600 с.

8. Попык, К. Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей: учеб. / К. Г. Попык. – 2-е изд. – М. : Высш. шк., 1970. – 328 с.

9. Яманин, А. И., Жаров, А. В. Динамика поршневых двигателей: учеб. пособие / А. И. Яманин, А. В. Жаров. – М. : Машиностроение, 2003. – 464 с.

10. Кожевников, С. В. Механизмы. Справочник. / С. В. Кожевников, Я. И. Есипенко, Я. М. Раскин; под ред. С. Н. Кожевникова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : «Машиностроение», 1976. – 784 с.

11. Аврунин, А. Г. Тепловозные дизели 2Д10 и 10Д100. Техническое обслуживание / А. Г. Аврунин. – 3-е изд. перераб. и доп. – М. : «Транспорт», 1970. – 320 с.

12. Пассажирский тепловоз ТЭП60 / Жилин Г. А. [и др.]. – 3-е изд. перераб. и доп. – М. : «Транспорт», 1976. – 376 с.

13. Дизель 14Д40: техническое описание и инструкция по эксплуатации / СССР. – Москва : Внешторгиздат, 1988. – 206 с.

14. Дизель 14Д40 : альбом иллюстраций к техническому описанию и инструкции по эксплуатации / СССР, Энергомашэкспорт. – Москва : Внешторгиздат, 1978. – 46 с.

15. Синенко, Н. П. Тепловозные дизели типа Д70 / Н. П. Синенко, Е. В. Турчак, И. И. Резник. – М. : Транспорт, 1977. – 216 с.
16. Ефремов, Л. В. Теория и практика исследований крутильных колебаний силовых установок с применением компьютерных технологий / Л. В. Ефремов. – СПб. : Наука, 2007. – 276 с.
17. Homik, W. Diagnostics, maintenance and regeneration of torsional vibration dampers for crankshafts of ship diesel engines / W. Homik // Polish Maritime Research. – 2010. – № 1(64). – Vol. 17. – pp. 62–68.
18. Иосилевич, Г. Б. Прикладная механика / Г. Б. Иосилевич, Г. Б. Строганов, Г. С. Маслов; под ред. Г. Б. Иосилевича. – М.: Высш. Шк., 1989. – 351 с.
19. Железко, Б. Е. Основы теории и динамики автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие для вузов / Б. Е. Железко. – Минск : Выш. Школа, 1980. – 304 с.
20. Гоц. А. Н. Крутильные колебания коленчатых валов автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие / А. Н. Гоц. – Владим. гос. ун-т. – Владимир : Изд-во Владим. гос. ун-та, 2008. – 200 с.
21. Venczel, M. Temperature- Dependent Viscosity Model for Silicone Oil and Its Application in Viscous Dampers / M. Venczel, G. Bognár, Á. Veress // Processes. – 2021. – № 9. – 331 p.
22. Работоспособность механических демпферов крутильных колебаний судовых двигателей внутреннего сгорания / Сибряев К. [и др.] // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. – 2022. – № 1. – С. 35–41.
23. Damper Catalog Version 15.9. Geislinger GmbH, 5300 Hallwang, Austria, August, 2020. – 50 p.
24. Wojciech, H. Torsional vibration silencers used in vessels propulsion systems / H. Wojciech // Scientific Journals Zeszyty Naukowe. Maritime University of Szczecin. – 2014. – № 40 (112). – P. 9–16.
25. Dynamics of Torsional Vibration Damper (TVD) pulley, implementation of a rubber elastic behavior, simulations and experiments / C. A. F. Silva [et al.] // Mechanism and Machine Theory. – 2019. – Vol. 142. – P. 1–21.
26. Venczel, M. Past and Future Practical Solutions for Torsional Vibration Damping in Vehicle Industry / M. Venczel, Á. Veress, Z. Peredy, // Periodica Polytechnica Transportation Engineering. – 2022. – № 50(4). – P. 318–329.