

## ТЕОРИЯ И МЕТОДЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН С ПОНИЖЕННОЙ ВИБРОНАГРУЖЕННОСТЬЮ

© 2009 А. В. Васильев<sup>1</sup>, А. И. Глейзер<sup>1</sup>, В. Н. Дмитриев<sup>2</sup>, С. Г. Прасолов<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Тольяттинский государственный университет

<sup>2</sup>Ульяновский государственный технический университет

Рассматриваются проблемы проектирования машин с пониженной вибронгруженностью. Предлагаются теоретические основы и различные методы снижения вибрации машин: использование пневматического самонагнетающегося уравнивателя, активная виброизоляция, разработка виброприводов, снижение вибрации передвижных машин при моментных дисбалансах и др.

*Машины, проектирование, теория, методы, вибронгруженность.*

### 1. Введение

Серьезной проблемой при проектировании и эксплуатации современных машин является снижение вибрации их элементов и систем. Основными способами виброзащиты машин традиционно являются виброуравнивание, виброизоляция и вибропоглощение.

Проектирование машин с пониженной вибронгруженностью связано с выбором и расчетом тех или иных средств виброуравнивания, виброизоляции и вибропоглощения. При проектировании должны быть выполнены расчёты, позволяющие выявить спектр частот возмущающих сил, и произведена оценка собственных частот основных деталей конструкции работающего механизма. В случае их совпадения необходимо конструктивными мерами изменить (сдвинуть) собственные частоты. Снижение собственной частоты может быть достигнуто путем увеличения размеров деталей, а повышение – путем применения дополнительных точек закрепления или разделения деталей на составные части, каждая из которых колеблется на более высокой частоте, чем исходная.

В настоящей статье рассмотрены проблемы проектирования машин с пониженной вибронгруженностью.

### 2. Теоретические основы проектирования машин с пониженной вибронгруженностью

К основным источникам вибрации машин механического происхождения относятся: удары тел в кинематических парах; неуравновешенность вращающихся масс; несоосность вращающихся деталей; двоякая жёсткость роторов; трение качения; трение скольжения.

Машины и подавляющее большинство механизмов являются сложными конструкциями, которые упрощенно можно представить в виде набора стержней, пластин, колец, цилиндров и других простых элементов, соединенных между собой жесткими или шарнирными связями. Для эффективного снижения их вибрации необходимо обеспечить уравнивание элементов и систем, что позволяет существенно увеличить сроки и надежность эксплуатации. При этом необходимо достичь статического и динамического виброуравнивания.

Виброизоляция достигается путем установки вибрирующего источника (агрегата, установки и пр.) на виброизоляторы. Упрощенно систему виброизоляции можно представить в виде массы, установленной на пружине с демпфером. Такая система называется

ся одномассной системой с сосредоточенными параметрами, в которой упругость (пружина), масса (виброизолируемый объект) и элемент трения (демпфер) отделены друг от друга. В системе с виброизолятором только часть работы внешней силы расходуется на изменение кинетической энергии. Часть этой работы переходит в потенциальную энергию упругого элемента и часть рассеивается демпфером (переходит в тепло и рассеивается в окружающей среде). В настоящее время виброизоляция нашла широкое применение для снижения вибрации машин.

Вибропоглощение (вибродемпфирование) как способ виброзащиты машин используется не так широко, как виброизоляция, но находит применение практически во всех передвижных транспортных средствах. Физическая сущность вибропоглощения – уменьшение вибраций за счет превращения энергии механических колебаний в тепловую. Количественной мерой оценки вибропоглощения является коэффициент потерь  $\eta$ , характеризующий отношение энергии, поглощаемой в системе ( $W_{\text{поглоц.}}$ ), к ее максимальной потенциальной энергии ( $W_{\text{потенц.}}$ ):

$$\eta = \frac{1}{2\pi} \frac{W_{\text{поглоц.}}}{W_{\text{потенц.}}}$$

Рассмотрим механизм, начальное звено которого вращается с постоянной угловой скоростью. При этом все остальные звенья будут двигаться с угловыми ускорениями, а центры масс будут иметь линейные ускорения. Приведем всю систему сил инерции к главному вектору и главному моменту. Если главный вектор сил инерции механизма не равен нулю, то такой механизм называют статически неуравновешенным. Если же общий главный момент не равен нулю, но общий главный вектор нулевой, то говорят о моментной неуравновешенности механизма. Термин «статическая неуравновешенность» укоренился, хотя и не очень удачен. По своей физической природе так называемая «статическая неуравновешенность», равно как и моментная, представляет собой явление в полном смысле динамическое.

Специальные мероприятия, ставящие своей целью достичь условия равенства нулю общего главного вектора, представляют собой статическое уравновешивание механизма. При этом совсем не ставится задача достичь одновременного равенства нулю общего главного момента. Следовательно, статически уравновешенные машины и механизмы никакого динамического воздействия на свое основание в виде силы не оказывают, но в общем случае продолжают оказывать динамическое воздействие в виде момента.

Динамическая уравновешенность обусловлена снижением динамического давления, вызывающего интенсивную вибрацию машин. Теоретически можно каждой неуравновешенной массе противопоставить свою корректирующую массу. Однако такое решение не всегда является целесообразным. Заслуживает внимания активная компенсация вибрации, при которой используют дополнительный источник вибрации, получающий возбуждение от виброприёмника, размещённого в определённой точке вибрационного поля. Информация, получаемая от виброприёмника, обрабатывается с учётом конструкции трубопровода, расстояния между местом приёма и переизлучения, моды колебаний, которую необходимо ослабить, а также свойств виброприёмника и дополнительного источника [1, 6].

Виброизолирующие устройства (виброизоляторы) в зависимости от типа упругого элемента, нагружаемого массой виброизолируемого объекта и обеспечивающего снижение передачи возмущающих сил, могут быть резиновыми, резинометаллическими, цельнометаллическими, пружинными, пневматическими, комбинированными [2]. Кроме того, в качестве виброизоляторов используются демпферы, гасящие колебания в области резонансных частот; ограничители колебаний, препятствующие перемещениям виброизолируемого объекта при воздействии максимальных нагрузок; средства виброизоляции неопорных связей. Проектирование для каждой из разновидностей виброизоляторов имеет свои особенности. Например, для одномассовой системы с одной степенью свободы в том случае, если виброизоляция

определяется потерями в виброизоляторе, виброизолирующее крепление следует проектировать так, чтобы частота собственных колебаний машины ( $f_0$ ) была ниже частоты вынужденных колебаний как минимум в  $\sqrt{2}$  раз. В сложных системах расчет виброизоляции связан с рядом особенностей. Например, двухмассовые системы с двумя степенями свободы, колеблющиеся в вертикальном направлении, имеют две собственные частоты колебаний. Максимально возможный эффект снижения вибрации для сложной системы (практически все машины являются сложными системами) может быть равен сумме эффектов от каждого каскада виброизоляции [5].

Вибродемпфирующие (всасывающие) покрытия по характеру деформации, определяющей поглощение вибрации, можно разбить на следующие основные группы: жесткие, армированные, мягкие, комбинированные. Жесткие покрытия эффективны главным образом на низких частотах колебаний, в высокочастотном диапазоне их эффективность невелика. Поглощение энергии в жестких покрытиях при изгибных колебаниях обусловлено главным образом деформациями растяжения-сжатия вдоль поверхности деформируемой пластины. В армированных виброремпфирующих покрытиях основное поглощение вибрации определяется деформациями сдвига демпфирующего слоя, а вибропоглощение максимально эффективно в области средних частот. В мягких виброремпфирующих покрытиях вибрация поглощается прежде всего вследствие деформаций растяжения-сжатия в направлении, перпендикулярном к поверхности демпфируемой пластины. Комбинированные покрытия представляют собой многослойные конструкции, в которых сочетаются покрытия различных типов.

Далее рассматриваются методы проектирования виброремпфирующих машин для различных случаев виброзащиты.

### 3. Снижение вибрации машин путем виброуравновешивания

Для уменьшения вибрации и шума от ударных нагрузок необходимо, чтобы к мо-

менту начала штамповки кинематическая цепь была сжатой за счет принудительного смыкания рабочих поверхностей кинематических пар кривошипно-ползунного механизма.

Достижение этой цели возможно путем установки на машинах пневматического самонагнетающегося уравнивателя, не требующего подвода сжатого воздуха от пневматической сети.

На рисунке 1 показана кинематическая цепь в растянутом а) и сжатом б) состояниях, при этом сила  $P$  приложена со стороны ползуна к станине автомата, а уравнивающая сила действует на ползун через шток поршня, сжимая кинематическую цепь.

Расчет усилия уравнивателя, компенсирующего действие главного вектора сил инерции механизма, производится достаточно просто путем использования понятия об условном центре масс механизма.

Давление в штоковой полости цилиндра самонагнетающегося уравнивателя определяется следующим образом:

$$p_{max} = p_0 \varepsilon_{max}^n, \quad (1)$$

где  $p_{max}$  - максимальное абсолютное давление в цилиндре уравнивателя в конце хода ползуна;  $p_0$  - абсолютное значение атмосферного давления воздуха;  $\varepsilon_{max}$  - максимальное значение степени сжатия;  $n$  - показатель политропы при сжатии воздуха.

На основании многочисленных экспериментальных данных этот показатель может быть принят равным  $n = 1,28$ .

Максимальное значение степени сжатия определяется по формуле

$$\varepsilon_{max} = \frac{v_0}{v_{min}}, \quad (2)$$

где  $v_0$  - первоначальный объем сжимаемого воздуха,  $v_{min}$  - наименьший объем цилиндра уравнивателя, соответствующий концу хода ползуна.

В качестве другого объекта виброуравнивания рассмотрим автомобильные

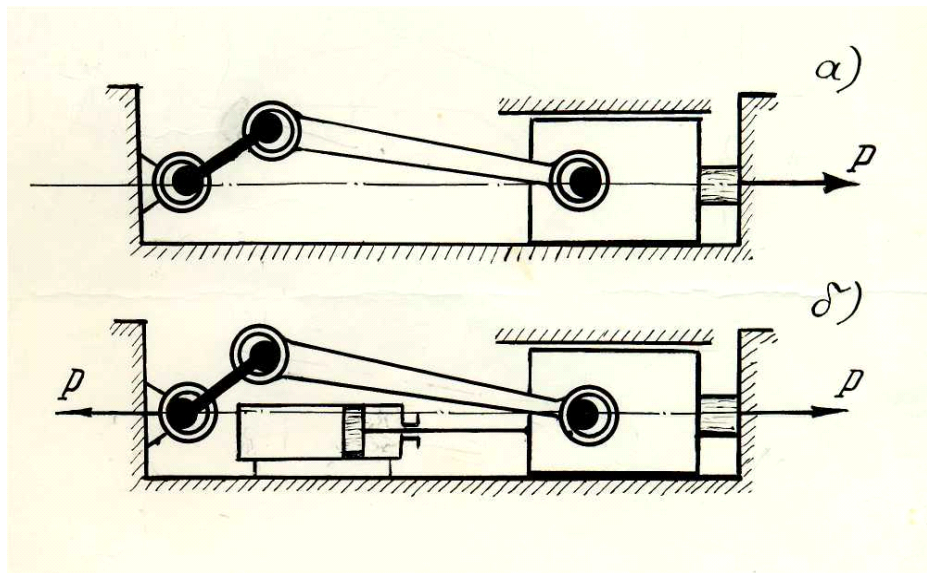


Рис. 1. Распределение зазоров в растянутой а) и сжатой б) кинематической цепи исполнительного механизма

двигатели внутреннего сгорания как наиболее распространенный вид энергетических машин. Для обеспечения их эффективного виброуравновешивания необходимо уже на стадии эскизного проекта проводить тщательное обоснование схемы двигателя с учетом условий его работы и типа автотранспортного средства. При этом, чем выше уровень основных параметров, заложенных в новый двигатель и определяющих его напряженность, чем больше в нем новых конструктивных решений, тем труднее и продолжительнее процесс доводки.

При проектировании и доводке двигателя его вибрационные характеристики можно анализировать в виде зависимостей одного или нескольких показателей вибрации (вибросмещения, виброскорости и пр.) от одного или нескольких из режимных или регулировочных параметров при постоянстве некоторых других параметров. Как правило, вибрационные характеристики двигателя определяют на установившихся режимах, характеризующихся равенством мощностей двигателя ( $N_e$ ) и потребителя ( $N_c$ ), а также их постоянством во времени:

$$N_e - N_c = 0; \quad \frac{dN_e}{d\tau} = \frac{dN_c}{d\tau} = 0. \quad (3)$$

Для обеспечения высокого уровня вибрационной прочности и надежности необходимо выбрать такую схему двигателя, чтобы действующие вибрационные возбуждения были минимальными. Исходя из общих требований снижения металлоемкости двигателя и его массы, на стадии проектирования необходимо стремиться все конструктивные элементы выполнить такими, чтобы при минимальной их массе обеспечивался требуемый уровень надежности. Для этого для наиболее ответственных деталей двигателей (коленчатый вал, шатун, поршень, клапанные пружины и пр.) необходимо произвести аналитические расчеты и экспериментальные исследования макетных образцов.

При работе двигателя колебательная энергия передается по конструктивным элементам ДВС в виде упругих продольных, изгибных и сдвиговых волн. При этом в диапазоне рабочих нагрузок деформация пропорциональна действующим напряжениям (линейность процесса деформации) [2].

При определении механического сопротивления (импеданса) ДВС искомой величиной является мощность, передаваемая от источника возбуждения в конструкцию и распространяющаяся по ней в виде вибрации. Импеданс на частоте  $\omega$  работы ДВС можно записать как

$$Z_m = i \left[ \omega \cdot m - \frac{K_F}{\omega} \right] + R_F . \quad (4)$$

При этом вовлеченная в колебательный процесс конструкция массой  $m$  (колебания возбуждаются внешней силой  $F$ ) вследствие инерционности противодействует возбуждению силой  $m\omega$  (инерционное сопротивление). Одновременно возбуждаемая конструкция обладает упругостью  $K_F$  и соответствующим упругим сопротивлением.

При анализе виброизолирующих свойств конструкции ДВС можно рассматривать как совокупность соединенных между собой в особом порядке пластин и стержней. Тогда виброизоляция ДВС может быть выражена в виде

$$\Delta L_{ВИ} = 10 \lg \frac{W_{над.}}{W_{прои.}} , \quad (5)$$

где  $W_{над.}$  - падающая энергия;  $W_{прои.}$  - прошедшая энергия.

Для одновременной характеристики прочности и способности ДВС поглощать энергию колебаний применяют комплексный модуль Юнга:

$$E = E_0 (1 + i\eta) . \quad (6)$$

#### 4. Снижение вибрации машин с использованием методов активной виброзащиты

Для разработки и испытания машины с хорошими виброакустическими характеристиками необходимо осуществить компромисс между хорошей виброизоляцией и приемлемой жесткостью установки (последнее условие предполагает, что статическое смещение мало). Этот баланс может в определенной степени быть соблюден путем использования активного компенсатора вибрации.

Активные системы виброзащиты по энергетическим признакам можно подразделить на три вида [1]:

- системы, в которых работа дополнительных излучателей в непосредственной близости от источника вибрации приводит к

изменению нагрузочного импеданса этого источника и уменьшает излучаемую им активную мощность. Поле вибрации в районе источника возрастает;

- системы, в которых в районе расположения дополнительных источников вибрации поле снижается (компенсируется в большей или меньшей степени);

- системы, в которых дополнительные источники расположены рядом с первичным источником (например, так, что вибрационное поле в определенном направлении будет минимально).

Во всех случаях использования активных систем виброзащиты следует помнить, что при этом в вибрационное поле вводится дополнительная колебательная энергия, которая должна в какой-то области пространства материализоваться, причём если эта область будет невелика, то увеличение в ней колебательной энергии может быть небольшим.

Для обеспечения эффективной виброизоляции ДВС активными методами в общем случае должны регулироваться шесть компонентов вибрации (3 поступательных и 3 вращательных). Однако чтобы уменьшить сложность активного компонента установки, могут быть разработаны пассивные компоненты, позволяющие обеспечить хорошую изоляцию относительно всех вибрационных компонентов. Так, фирмой Carl Freudenberg был осуществлен проект разработки и испытания гибридной (активно-пассивной) шумовиброизоляции ДВС, основанной на использовании гидроузла в качестве виброизолирующей опоры. Ниже приблизительно 20 Гц эта опора ведет себя как обычный гидроузел, где затухание обеспечивается с помощью жидкости, выталкиваемой назад и вперед между центральной и нижней камерой. Выше этой частоты инерция жидкости в узких соединяющих путях становится достаточно высокой, чтобы блокировать этот поток. Электромагнитный генератор производит движение в металлической диафрагме, которая затем может действовать непосредственно на жидкость в центральной камере, вызывая значительные колебания возле основания крепления из-за гидравлического

увеличения, свойственной опоре. Результаты показывают, что может быть достигнуто значительное снижение вибрации на частоте работы двигателя с помощью системы компенсации, использующей одиночную активную опору двигателя [6].

Традиционно исследуются свойства последовательной связи активных систем компенсации вибрации [5-7]. Конструкция таких серийных систем при их практическом использовании представляется достаточно усложнённой, а энергия, необходимая для эффективной работы систем, должна быть весьма значительной, превышающей, как правило, 2 кВт. Таким образом, необходимо рассмотреть способы, как устранить или смягчить недостатки, сохраняя позитивные свойства активных систем.

Одним из путей уменьшения указанных выше недостатков является использование систем компенсации, в которых исполнительный элемент активной части связан параллельно (через гидравлический демпфер) с пружиной пассивной секции системы контроля вибрации. В такой системе (назовём её параллельной системой компенсации вибрации) можно получить существенное снижение занимаемого пространства. Если сделать исполнительный элемент активной части передающим только динамические силы, в то время как средняя нагрузка будет передаваться пружиной пассивной части, то можно достичь снижения подводимой энергии, необходимой для работы параллельных систем компенсации вибрации.

Представляется эффективной разработка многофункциональных активных компенсаторов низкочастотных газодинамических колебаний пульсаций в трубопроводных системах, в том числе при неустановившемся движении газового потока.

Структура многофункциональной системы компенсации механических колебаний произвольной структуры или звукового поля с произвольным числом приемников (микрофонов, виброприемников) и датчиков (измерителей, вибраторов, громкоговорителей) характеризуется совокупностью передаточных функций, представляющих собой отношение величины колебательного параметра

структуры в одной из ее точек  $x_{ij}$ , где расположен один из приемников, к соответствующему значению того же параметра в месте возбуждения колебаний структуры датчиками компенсирующей системы  $x_{di}$ . Это отношение обозначено через  $K_{ij}$ , где  $i, j$  - индексы датчика и приемника.

Каждый из приемников должен быть связан с каждым датчиком системы компенсации коэффициентом электромеханического преобразования  $\varphi_{ij}$ . Последний включает все изменения сигнала от входа приемника до выхода датчика и охватывает всю характеристику электромеханического канала системы компенсации: от структуры до структуры.

### **5. Разработка эффективных виброприводов с системой автоматического управления**

В большинстве мощных низкочастотных вибрационных машин в качестве вибровозбудителя используется частотно-управляемый асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором, имеющий на своем валу дебаланс – асинхронный дебалансный вибродвигатель (АДВД). При работе вибрационных машин в резонансном режиме, когда частота возмущающей силы совпадает с частотой собственных колебаний вибросистемы, обеспечиваются наибольшие амплитуды при наименьшем статическом моменте дебалансов. В резонансных вибромашинах вследствие полного уравнивания сил инерции удается разгрузить привод от действия динамических давлений, что позволяет уменьшить его размеры, повысить долговечность и снизить затраты энергии на преодоление сопротивлений вращению. Для выполнения требуемого технологического процесса требуются небольшие возмущающие силы даже при весьма значительных размерах рабочего органа машины.

Однако резонансные системы имеют и недостатки, главным из которых является нестабильность рабочего режима при изменении загрузки вибромашины, а также собственной или вынуждающей частоты колебаний. Эта нестабильность часто является причиной нарушения технологического процесса, что препятствует широкому внедре-

нию высокоэффективных резонансных вибротриков.

Решение данной проблемы связано с разработкой резонансного вибрационного электропривода со специальной системой автоматического управления (САУ АДВД), которая должна обеспечить как оптимальные статику и динамику привода, так и поиск и стабильное поддержание резонансного режима, а также обеспечить постоянство амплитуды колебаний рабочего органа [4].

Общий вид виброустановки представлен на рис. 2. Здесь два одинаковых АДВД расположены на виброплатформе массой  $m$ , их валы вращаются в противоположные стороны, из-за чего платформа совершает направленные колебания. Эквивалентные коэффициент жесткости пружин и коэффициент сопротивления обозначены как  $k_y$  и  $b_y$  соответственно. На платформе установлен датчик вибрации (ДВ), формирующий синусоидальное напряжение, соответствующее вибросмещению платформы.

На дебалансе одного из АДВД на линии, соединяющей центр вращения с центром масс, установлен светодиод И1, а на внутренней стороне корпуса АДВД на горизонтальной осевой линии симметрично оси вращения установлены фотодиоды П1 и П2 так, что при вращении дебаланса И1 каждый раз становится строго напротив П1 или П2, образуя оптопару. Для дальнейшего поясне-

ния работы системы оптопары обозначаются как датчик скорости (ДС).

Принцип работы САУ основан на том, что при резонансе синусоида возмущающей силы по фазе на  $90^\circ$  опережает синусоиду вибросмещения, то есть, зная сдвиг фаз силы и вибросмещения, можно определить режим работы виброустановки: дорезонансный, резонансный или зарезонансный. В соответствии с этим система измеряет сдвиг фаз и формирует управляющий импульс, поступающий на датчик интенсивности (ЗИ), который, в свою очередь, позволяет разгонять, тормозить и поддерживать постоянной скорость привода.

Функциональная схема САУ АДВД представлена на рис. 3. Силовая часть преобразователя частоты (ПЧ) управляется микроконтроллером (МК), причем современные преобразователи частоты могут иметь встроенный регулятор тока (РТ). Сигналы с датчика скорости и датчика вибрации поступают на управляющее устройство (УУ), там анализируются, и после этого управляющее устройство выдает импульс на датчик интенсивности. Дальнейшая работа схемы очевидна. Следует отметить, что в данной схеме отсутствует регулятор скорости в отдельном исполнении, хотя его роль выполняется управляющим устройством в совокупности с датчиком интенсивности. Поэтому предлагаемую схему можно считать двухконтур-

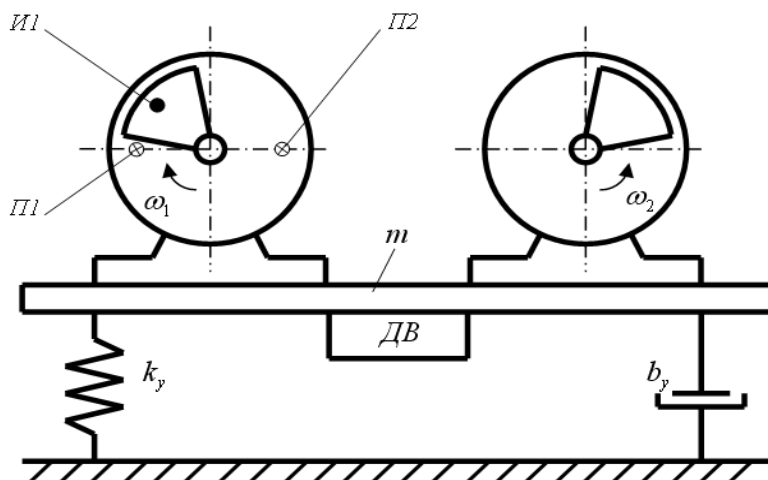


Рис. 2. Вибрационная система направленных колебаний

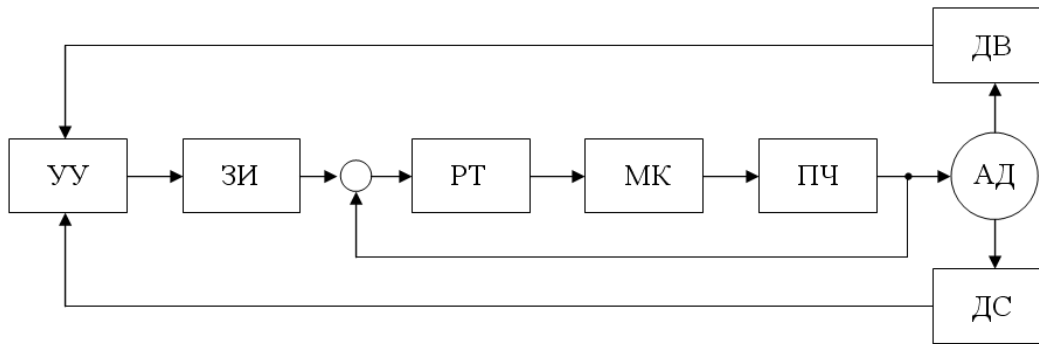


Рис. 3. Функциональная схема вибрационного электропривода

ной системой подчиненного регулирования. Управляющее устройство резонансной САУ АДВД условно разделено на два блока: 1 - блок «А», осуществляющий пуск двигателя; 2 - блок «Б» - нахождение и поддержание резонансного режима.

Принципиальная схема блока «А» приведена на рис. 4. Данный блок работает следующим образом. В начальном состоянии все триггеры схемы сброшены. Однако триггер Т2 в этот момент может находиться в произвольном состоянии. Включение элементов схемы осуществляется нажатием кнопки «Пуск». При этом происходит установка триггера Т1 и сброс триггера Т2. Сброс Т2 необходим для того, чтобы исключить возможность начала функционирования блока «Б» пока происходит пуск двигателя. Установка Т1 приводит к срабатыванию оптопа-

ры VD4 и появлению на входе R счетчика СТ1 разрешающего импульса. То есть в схеме ЗИ открытым оказывается фотодиод VD4 и происходит подача на вход регулятора скорости линейно-нарастающего сигнала, а СТ1 начинает формировать на своем выходе двоичный код. Появление импульса переполнения PU на выходе СТ1 устанавливает триггер Т2 и сбрасывает Т1, что приводит к закрытию фотодиода VD4 и разрешению работы блока «Б». Закрытие фотодиода VD4 в данный момент обуславливает появление сигнала постоянного уровня на выходе датчика интенсивности, и двигатель начинает вращаться с постоянной скоростью.

Разрядность СТ1 и частота тактовых импульсов определяются исходя из требований длительности пускового режима, то есть двигатель разгоняется до тех пор, пока идет

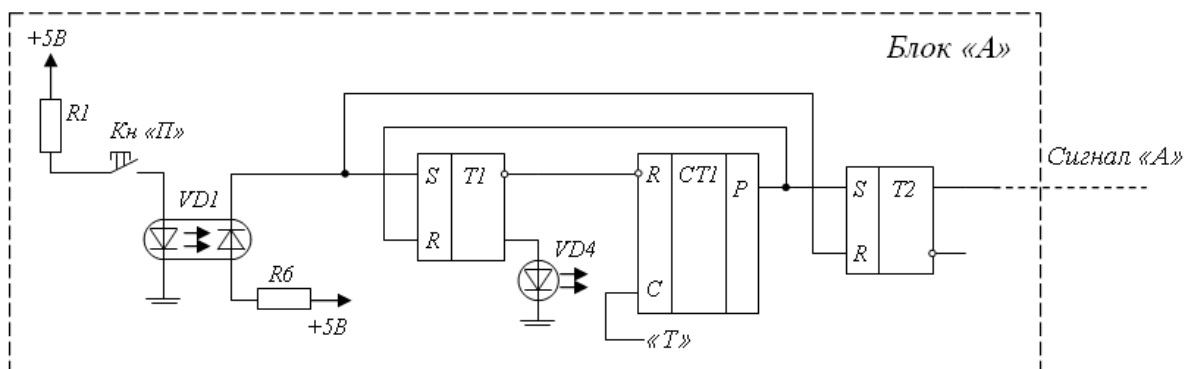


Рис. 4. Принципиальная схема блока «А»



счет в СТ1. Назначением блока «А» является обеспечение пуска двигателя с заданным темпом нарастания скорости.

В момент времени, когда И1 встанет строго напротив П1, кратковременный световой импульс (оптопара И1-П1) установит триггер Т3. В свою очередь Т3 в установленном состоянии разрешает работу счетчика СТ2 (при R=0 счетчик формирует выходной код, при R=1 он обнуляется). Все счетчики, используемые в схеме, работают в режиме суммирования. Выход СТ2 подсоединен ко входу регистра RG1. Установленный Т3 переводит триггер Т5 в режим работы D-триггера (за счет оптопары VD3) и подготавливает схему к приходу импульса П2. И так выполняется счет тактовых импульсов «Т» до тех пор, пока не придет импульс от П2, который записывает в регистр RG1 двоичный код соответствующий 1/4 периода колебаний. Фактически СТ2 фиксирует полупериод колебаний, но, сдвинув разряды при подаче их в регистр, получим деление полупериода на два. Сигнал записи в регистр устанавливает триггер Т4, тем самым разрешая прохождение импульсов с одновибратора G1 на тактовый вход Т5. Одновибратор выдает короткие импульсы при подаче на его вход положительного фронта сигнала, то есть импульс на его выходе будет формироваться в момент, когда синусоида вибро смещения имеет нулевое значение при переходе из отрицательной области в положительную. Т5 работает в режиме D-триггера с возможностью сброса. С приходом тактового импульса Т5 устанавливается и обеспечивает работу СТ3, а также запрещает повторную запись кода в RG1. После этого система ожидает прихода импульса П2, при котором формируется сигнал «Б», записывающий код с СТ3 в регистр RG3, а код из RG1 - в RG2. В этот момент на компараторе сравниваются значения, записанные в RG2 и RG3, и в зависимости от их соотношения на выходе компаратора срабатывает одна из оптопар

VD5 или VD6, что приводит к уменьшению или увеличению скорости привода. В случае равенства содержимого указанных регистров на выходе задатчика интенсивности формируется постоянный сигнал. С целью учета погрешностей на компаратор подаются старшие разряды (степень допуска учитывается в каждом конкретном случае). Сигнал «Б» сбрасывает Т3 и Т4, подготавливая схему к следующему циклу работы. Принципиальная схема блока «Б» приведена на рис. 5.

### 6. Расчет снижения вибрации управляемых колес передвижных машин при моментных дисбалансах

Проблема снижения вибрации управляемых колес, возбуждаемой моментными дисбалансами, представляется достаточно актуальной. Расчетная модель описывается тремя обобщенными координатами:  $\phi$  - углом поворота управляемых колес;  $\psi$  - углом поворота передвижной машины, рассматриваемой как твердое тело;  $x$  - координатой, определяющей колебания центра масс в поперечном направлении.

Дифференциальные уравнения движения найдены с учетом:

а) центробежной силы, возникающей при поворотах управляемых колес:

$$\Phi = \frac{m\omega^2 r^2}{l} \varphi; \quad (7)$$

б) дополнительных линейных и угловых смещений, возникающих при поворотах управляемых колес:

$$\Delta x = \frac{hb}{l+h} \varphi; \quad \Delta \psi = \frac{bh}{l+h} \varphi. \quad (8)$$

Здесь  $m$  и  $l$  - масса и продольная база автомобиля,  $h$  - вынос оси поворота управляемых колес,  $\omega$  и  $r$  - угловая скорость и радиус качения колес.

В окончательном виде уравнения имеют вид:

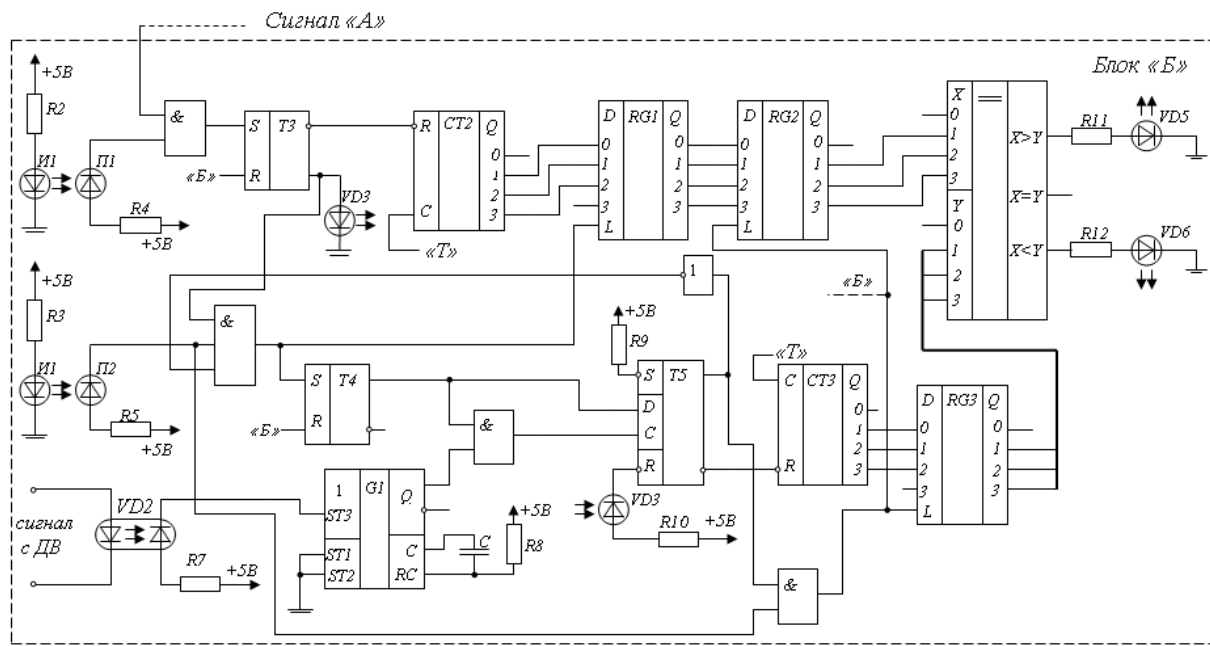


Рис. 5. Принципиальная схема блока «Б»

$$\left. \begin{aligned}
 & m(\ddot{x} + \ddot{\varphi} h \frac{b}{l}) - m \frac{\omega^2 r^2}{l} \varphi + 4cx + \\
 & + 2\varphi h \frac{l}{(h+l)} c + 2\psi c(a-b) = 0; \\
 & \theta_c \ddot{\psi} + \theta_c \frac{h}{l} \ddot{\varphi} + 4c_k \psi + 2c_k \varphi + \\
 & + 2(x + \psi a + \varphi h \frac{l}{h+l}) ac - \\
 & - 2(x - \psi b) bc = \Upsilon_1 \omega^2 \sin \omega t; \\
 & \theta_k (\ddot{\psi} + \ddot{\varphi}) + c_k \varphi + c_k \psi - cxh - \\
 & - c\psi ah - c\varphi h^2 \frac{l}{l+h} = \\
 & = \Upsilon_2 \omega^2 \sin \omega t,
 \end{aligned} \right\} (9)$$

где  $\theta_c$  и  $\theta_k$  - массовые моменты инерции автомобиля и колеса (относительно оси по-

ворота);  $\Upsilon_1$  и  $\Upsilon_2$  - моментные дисбалансы, приложенные к самому автомобилю и управляемому колесу соответственно.

Решения представленных уравнений можно записать в комплексной форме:

$$\begin{aligned}
 x &= (x_1 + ix_2) \sin \omega t, \\
 \psi &= (x_3 + ix_4) \sin \omega t, \\
 \varphi &= (x_5 + ix_6) \sin \omega t.
 \end{aligned} \tag{10}$$

Установлено, что влияние моментного дисбаланса  $\Upsilon_1$  пренебрежимо мало по сравнению с  $\Upsilon_2$ , и дальнейший анализ выполнялся только с учетом моментного дисбаланса управляемого колеса  $\Upsilon_2$ .

После подстановки (10) в (8) мы приходим к следующей системе линейных алгебраических уравнений:

$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$	$x_5$	$x_6$	$B$
$4c - m\omega^2$	$-4\gamma c$	$Sc$	$-\gamma Sc$	$ch_1 - mR\omega^2$	$-\gamma h_1 c$	0
$4\gamma c$	$4c - m\omega^2$	$\gamma Sc$	$Sc$	$\gamma h_1 c$	$ch_1 - mR\omega^2$	0
$-2bc$	$2bc\gamma$	$z - \theta_c \omega^2$	$-\gamma z$	$p - \omega^2 \theta_c \frac{h}{l}$	$-\gamma p$	$\omega^2 \Upsilon_1$
$-2bc\gamma$	$-2bc$	$\gamma z$	$z - \theta_c \omega^2$	$\gamma p$	$p - \omega^2 \theta_c \frac{h}{l}$	0
$-ch$	$ch\gamma$	$q - \omega^2 \theta_k$	$-\gamma q$	$d - \theta_k \omega^2$	$-\gamma d$	$\omega^2 \Upsilon_2$
$-\gamma ch$	$-ch$	$\gamma q$	$q - \omega^2 \theta_k$	$\gamma d$	$d - \theta_k \omega^2$	0

(11)

Здесь дополнительно обозначено:

$$d = c_k - c \frac{h^2 l}{l+h}; p = 2c_k + h_1 a c;$$

$$S = 2(a-b); h_1 = h \frac{2l}{l+h}; R = \frac{bh+r^2}{l};$$

$$z = 4c_k + 2c(a^2 + b^2); q = c_k - cah.$$

Амплитуда вынужденных колебаний определялась по формулам:

$$A_1 = (x_1^2 + x_2^2)^{0,5}, A_2 = (x_3^2 + x_4^2)^{0,5},$$

$$A_3 = (x_5^2 + x_6^2)^{0,5}.$$

Некоторые результаты численного анализа уравнений (11) показаны на рис. 6. Числовые значения величин, входящих в уравнения, не привязаны к какому-либо конкретному изделию, но в нашем случае ориентированы на переднеприводные легковые автомобили семейства «2110» Волжского автомобильного завода:

$$m = 1000 \text{ кг}; \theta_k = 0,8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$\theta_c = 2000 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \Upsilon_1 = 0,05 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$\Upsilon_2 = 0,0015 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; c = 5 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}};$$

$$c_k = 12,5 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}; \gamma = 0,015;$$

$$a = 1,2 \text{ м}; b = 1,8 \text{ м}; l = 3 \text{ м};$$

$$r = 0,25 \text{ м}; h = 0,05 \text{ м}.$$

Указанные здесь значения дисбалансов

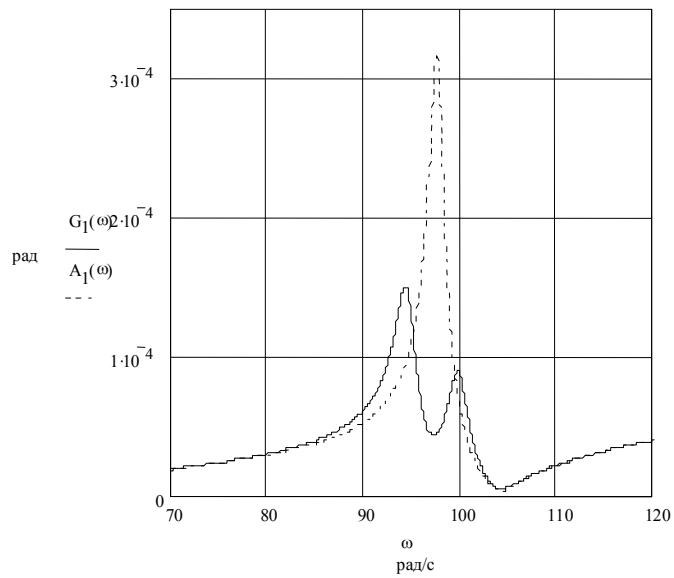
$\Upsilon_1$  и  $\Upsilon_2$  соответствуют их среднестатистическим значениям, наблюдаемым в условиях эксплуатации.

Как видим, полученные амплитудно-частотные характеристики имеют здесь явно выраженный резонансный характер, причем один из наиболее опасных резонансов соответствует скорости движения

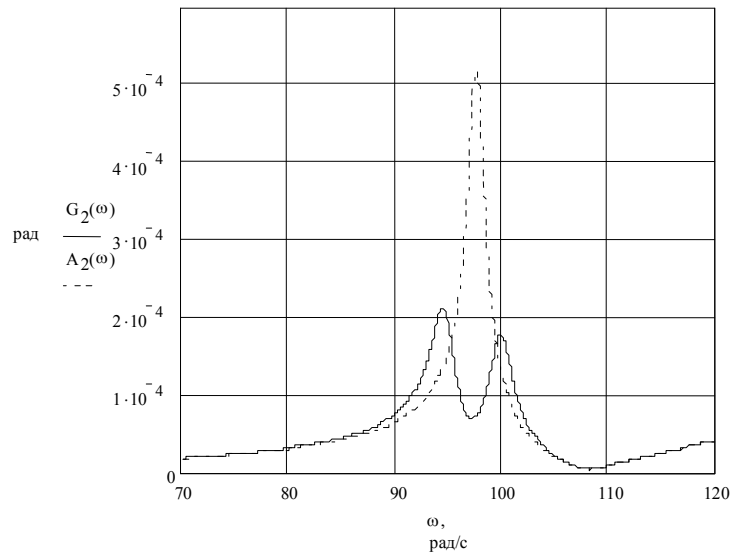
$$v = 95 \frac{\text{км}}{\text{ч}} \quad (\omega = 97 \frac{\text{рад}}{\text{с}}).$$

Вероятно, наиболее простым и универсальным методом решения рассматриваемой проблемы может стать динамическое гашение колебаний. Возможны различные варианты конструкций динамических гасителей и мест их установки на звеньях рулевого механизма. В простейшем виде это резино-металлический блок, обеспечивающий заданную частоту настройки и заданный уровень демпфирования, в котором инертная масса могла бы совершать вынужденные колебания перпендикулярно к плоскости вращения колеса на некотором расстоянии от оси поворота.

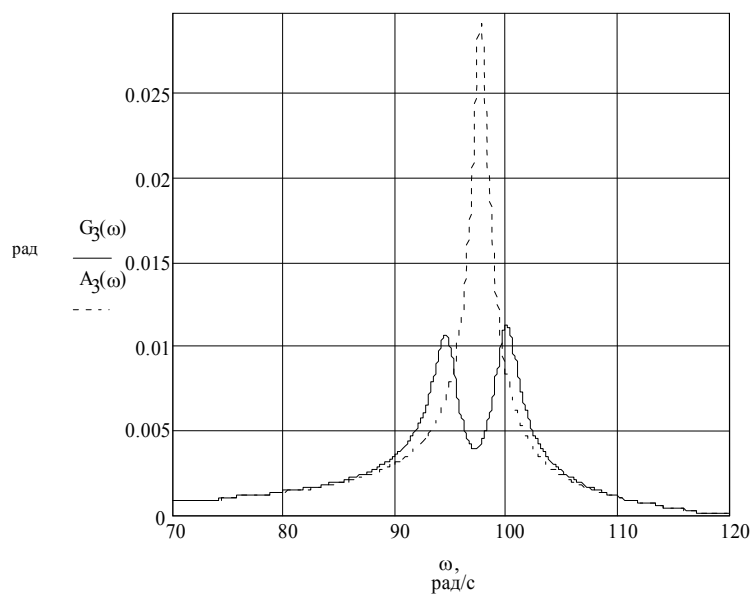
Об эффективности динамического гашения можно судить из сравнения кривых, показанных на рис. 6, где верхние кривые относятся к системам в исходной компоновке, а нижние - к системам, оснащенным динамическим гасителем колебаний. Парамет-



а)



б)



в)

Рис. 6. Результаты численного анализа уравнений движения передвижной машины

ры динамического гасителя, принятые в расчете:  $m_2 = 1 \text{ кг}$ ,  $\omega_0 = 98 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$  (частота настройки),  $\xi = 0,03$ .

Полученное снижение уровня вибрации (на наиболее опасном резонансном режиме величина снижения составляет 5...8 дБ) указывает на перспективность динамического гашения вибрации управляемых колес передвижной машины, возбуждаемой моментным дисбалансом [3].

### 7. Заключение

Рассмотрены теоретические основы проектирования машин с пониженной вибронагруженностью. В качестве основных способов виброзащиты машин рассмотрены виброуравновешивание, виброизоляция и вибропоглощение. В том числе рассмотрена установка на машинах пневматического самонаматывающегося уравнивателя. В качестве другого объекта виброуравнивания рассмотрим автомобильные двигатели внутреннего сгорания как наиболее распространенный вид энергетических машин. Для обеспечения их эффективного виброуравнивания необходимо уже на стадии эскизного проекта проводить тщательное обоснование схемы двигателя с учетом условий его работы и типа автотранспортного средства.

Для разработки и испытания машины с хорошими виброакустическими характеристиками необходимо осуществить компромисс между хорошей виброизоляцией и приемлемой жесткостью. Этот баланс может в определенной степени быть соблюден путем использования активных систем виброзащиты. Рассмотрены основы проектирования систем активной виброзащиты. Предложена система параллельной компенсации вибрации, позволяющая достичь существенного снижения занимаемого пространства.

При работе вибрационных машин в резонансном режиме, когда частота возмущающей силы совпадает с частотой собственных колебаний вибросистемы, обеспечиваются наибольшие амплитуды при наименьшем статическом моменте дебалансов. В резонансных вибромашинах вследствие

полного уравнивания сил инерции удается разгрузить привод от действия динамических давлений, что позволяет уменьшить его размеры, повысить долговечность и снизить затраты энергии на преодоление сопротивлений вращению. Однако резонансные системы имеют недостатки, главным из которых является нестабильность рабочего режима при изменении загрузки вибромашины, а также собственной или вынуждающей частоты колебаний. Предложен резонансный вибрационный электропривод со специальной системой автоматического управления, обеспечивающей как оптимальные статику и динамику привода, так и поиск и стабильное поддержание резонансного режима.

Рассмотрены основы снижения вибрации управляемых колес передвижных машин при моментных дисбалансах. Получены дифференциальные уравнения, описывающие вынужденные колебания передвижной машины под воздействием моментного дисбаланса колес.

Работа выполнена в рамках программы «Развитие научного потенциала высшей школы» Минобрнауки РФ и мероприятия 1.2.1 «Проведение научных исследований научными группами под руководством докторов наук» направления 1 федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 – 2013 годы.

### Библиографический список

1. Васильев А. В. О принципах классификации систем активной компенсации низкочастотного шума и вибрации // Известия Самарского научного центра РАН, г. Самара, октябрь – декабрь 2006 г. т.8, №4 (18). - С. 1156-1170.
2. Васильев А.В., Сорока И.В. О повышении вибропрочностной надежности и виброизоляции автомобильных двигателей внутреннего сгорания // Известия Самарского научного центра РАН (“ELPIT-2005”, специальный выпуск), г. Самара, 2005 г., т.2. - С. 146-148.
3. Глейзер А.И., Емельянов С.Р. Колебания управляемых колес автомобиля // Сб. трудов 1-го межд. экологического конгресса

(3-ей межд. научно-технической конференции) “Экология и безопасность жизнедеятельности промышленно-транспортных комплексов”. - ELPIT-2007, г. Тольятти, 20-23 сентября 2007 г., т.2. - С. 351-356.

4. Дмитриев В. Н. Исследование пусковых режимов асинхронного дебалансного вибродвигателя / В. Н. Дмитриев, А. А. Горбунов // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – 2008. – № 1-2. – С. 119"122.

5. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник. – М.: Университетская книга, Логос, 2008. – 424 с.

6. Elliott S. Active Control of Noise and Vibration - State of the Art and Future Prospects. - NAM'94, Aarhus, Denmark, 1994 - pp.13-24.7. Preumont, A. “Active Structure for Vibrations Suppression and Precision pointing”, AGARD Symposium on Space Systems Design and Development Testing, Cannes, October 1994.

#### References

1. Vassiliev A.V. About the Principles of Classification of Systems of Active Compensation of Low Frequency Noise and Vibration. Scientific Edition “The Bulletin of Samara Scientific Center of Russian Academy of Sciences”, Samara, October – December 2006, vol.8, No 4 (18), pp.

1156-1170.

2. Vassiliev A.V., Soroka I.V. About the Increasing of Vibration Strength Reliability of Automobile Internal Combustion Engines. The Special Issue “ELPIT-2005” of the Scientific Edition “The Bulletin of Samara Scientific Center of Russian Academy of Sciences”, Samara, 2005, volume 2, pp. 146-148.

3. Gleyzer A.I., Jemelyanov S.R. Oscillations of Automobile Driving Wheels. Proc. of the First Environmental Congress (Third International Sc.-Technical Conference) ELPIT-2007, Togliatti, September 20-23 2007, vol. 2, pp. 351-356.

4. Dmitriev V.N., Gorbunov A.A. Investigation of Input Regimes of Un-synchronous De-balance Vibroengine. The Bulletin of High Education Institutions. Problems of Energetic. – 2008. – № 1-2. – pp.119"122.

5. Ivanov N.I. Engineering Acoustics. Theory and Practice of Noise Control: Book. – Moscow, “Logos”, 2008. – P. 424.

6. Elliott S. Active Control of Noise and Vibration - State of the Art and Future Prospects. - NAM'94, Aarhus, Denmark, 1994 - pp.13-24.

7. Preumont, A. “Active Structure for Vibrations Suppression and Precision pointing”, AGARD Symposium on Space Systems Design and Development Testing, Cannes, October 1994.

### THEORY AND METHODS OF DESIGNING MACHINES WITH REDUCED VIBROLOADING

© 2009 A. V. Vasilyev<sup>1</sup>, A. I. Gleyzer<sup>1</sup>, V. N. Dmitriyev<sup>2</sup>, S. G. Prasolov<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Togliatti State University

<sup>2</sup>Ulianovsk State Technical University

Problems of designing machines with reduced vibroloading are discussed. Theoretical foundations and various methods of reducing machine vibration are proposed: using pneumatic self-pumping balancing device, active vibration isolation, designing electric drives, reduction of mobile machine vibration under moment disbalance etc.

*Machines, designing, theory, methods, vibroloading.*

#### Информация об авторах

**Васильев Андрей Витальевич**, доктор технических наук, профессор, директор института химии и инженерной экологии Тольяттинского государственного университета.

Область научных интересов: машиноведение, виброакустика, инженерная экология, экологический мониторинг. E-mail: avassil62@mail.ru.

**Глейзер Абрам Исаакович**, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры механики и инженерной защиты окружающей среды Тольяттинского государственного университета. Область научных интересов: машиноведение, механика, виброакустика. E-mail: NIL9@tltsu.ru

**Дмитриев Владимир Николаевич**, доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой “Электропривод и автоматизация промышленных установок” Ульяновского государственного технического университета. Область научных интересов: машиноведение, электропривода машин, автоматизация промышленных установок. E-mail: eapu@ulstu.ru.

**Прасолов Сергей Геннадьевич**, кандидат физико-математических наук, доцент, заместитель директора института химии и инженерной экологии Тольяттинского государственного университета. Область научных интересов: машиноведение, механика. E-mail: NIL9@tltsu.ru.

**Vasilyev, Andrey Vitalyevitch**, doctor of technical science, professor, director of the Institute of chemistry and engineering ecology, Togliatti State University. Area of research: science of machines, vibroacoustics, engineering ecology, ecological monitoring. E-mail: avassil62@mail.ru.

**Gleyzer, Abram Isakovitch**, doctor of technical science, professor, professor of the department of mechanics and engineering protection of environment, Togliatti State University. Area of research: science of machines, mechanics, vibroacoustics. E-mail: nil9@tltsu.ru.

**Dmitriyev, Vladimir Nikolayevitch**, doctor of technical science, associate professor, head of the department “Electric drive and automation of commercial plants”, Ulianovsk State Technical University. Area of research: science of machines, electric drives of machines, automation of commercial plants. E-mail: eapu@ulstu.ru.

**Prasolov, Sergey Guennadyevitch**, candidate of physical and mathematical science, associate professor, deputy director of the Institute of chemistry and engineering ecology, Togliatti State University. Area of research: science of machines, mechanics. E-mail: nil9@tltsu.ru.