

Министерство науки и образования Грузии
Государственный Университет Акакий Церетели

На правах рукописи

МЕРАБ БАРАБАДЗЕ

**УЛУЧШЕНИЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ
ТРАНСПОРТНО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК С ЦЕЛЮ
СНИЖЕНИЯ ВОЗДЕЙСТВИЯ ШУМА НА ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ**

АВТОРЕФЕРАТ

Диссертации на соискание академической степени - доктор инженерии в транспортной
отрасли (0407)

Кутаиси 2017 г.

Министерство науки и образования Грузии
Государственный Университет Акакий Церетели

Научный руководитель : **Теймураз Кочадзе** - Профессор

Научный консультант : **Романоз Топурия** - Асоц. Профессор

Рецензенты: **Отар Джиджавадзе** – Профессор Батумской Государственной Морской Академии;

Александр Камладзе – Асоц. Профессор Государственного Университета Акакия
Церетели

Защита диссертации состоится --23---03--- 2018 г. 14⁰⁰ ч.

на заседание диссертационной комиссии созданного Диссертационным советом Инженерно –
технического факультета по адресу: 4600. Кутаиси. Ул. Тамар Мере 59. Корп. I, ауд. №1114.

Ознакомление с диссертацией возможно в библиотеке Государственного Университета Акакий
Церетели по адресу: 4600. Кутаиси. Ул. Тамар Мере 59.

Автореферат разослан

“__22__” __12__2017

(дата)

Секретарь диссертационного совета – асоц. Профессор

_____ /Н. Саханберидзе/

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

АКТУАЛЬНОСТЬ ТЕМЫ. Экологическая обстановка в современном городе во многом определяется шумностью на улицах. Технический прогресс неразрывно связан с ростом уровня шума в окружающей среде, который снижает производительность труда людей, приводит к браку в работе и вызывает целый ряд болезней.

Уровень шумности определяется как числом источников повышенного шума, так и шумностью каждого индивидуального источника. Возрастающая интенсивность дорожного движения, рост выпуска автомобилей приводят к увеличению производимого ими шума и неизбежно влекут за собой ужесточение максимально допустимых уровней каждого конкретного автомобиля. Допустимые уровни шумности автомобилей в странах Европы и Америки постоянно ужесточаются примерно на 3 дБА за 10 лет. Это относится и к городам Грузии из-за прогрессирующего роста в ней парка поддержанных автомобилей; растет и уровень шума на улицах больших городов и в зонах отдыха на черноморском побережье Грузии. Однако проблема транспортного шума усложняется в Грузии еще и тем, что поставляемые в страну автомобили не имеют паспортных данных по шумности и их шумовые характеристики могут не соответствовать допустимым уровням. В стране не проводятся контрольные исследования автомобилей на соответствие международным стандартам, в том числе и по шумности. Отдельные данные шума некоторых марок автомобилей, приводимые в литературе и отчетах по испытаниям, получены часто в условиях, не соответствующих нормативам и их трудно использовать для оценки и сравнения излучаемого различными автомобилями шума. Отсутствует и методика расчетной оценки внешнего шума конкретных марок автомобилей с учетом их конструктивных особенностей.

К числу основных задач дальнейшей доводки современных автомобилей относится снижение уровня акустических и вибрационных нагрузок от силовой установки на конструкцию транспортных средств. Эта важнейшая задача непосредственно связана с увеличением ресурса эксплуатации, снижением их материалоемкости, повышением комфортабельности и акустической экологичности, улучшением условий труда на транспорте.

Актуальность предлагаемой работы определяется тем, что практические меры по снижению виброактивности двигателя невозможны без глубокого изучения динамических эффектов, производимых движением элементов кривошипно-шатунного механизма (КШМ). К числу способов такого изучения относятся как экспериментальные, так и расчетно-аналитические методы, а также различные их комбинации.

Среди факторов, определяющих условия труда оператора и комфортабельность поездки пассажиров вибрация двигателя занимает одно из ведущих мест. На уровне вибрации двигателя и вибрации, передаваемой им на машину и внешнюю среду, преобладающее влияние оказывает его внешняя неуравновешенность. Внешняя неуравновешенность двигателя при прочих, равных условиях определяется конструктивной схемой и величиной остаточного дисбаланса вращающихся деталей двигателя.

В последние годы наметилась четкая тенденция на увеличение энергонасыщенности автомобилей. В связи с этим возросла, и в дальнейшем будет увеличиваться степень форсирования автомобильных двигателей в первую очередь по оборотам коленчатого вала, а затем и по среднему эффективному давлению. Одним из следствий форсировки явилось выдвигание на первый план проблемы снижения вибрации автомобильных двигателей. Поэтому неслучайно в последнее время многие работы посвящены исследованию влияния отдельных факторов на вибрацию автомобильных двигателей, в частности влияния дисбаланса вращающихся деталей и подвески двигателя на раму транспортного средства.

Изучением влияния дисбаланса на вибрацию и шум двигателей занимались: В.А. Аллилуев, В.Е.Тольский, Н.В. Григорьев, И.А. Минкин, Л.В. Тузов, Г.И. Семенов, О.А. Шипунов и др.

ЦЕЛЬ РАБОТЫ. Провести анализ влияния переменности инерционных характеристик силового агрегата, вызванной подвижностью элементов КШМ, и конструкции его опор на колебания и вибрации двигателя на подвеске. Построить расчётную динамическую модель системы двигатель – подвеска; а также экспериментальное определение внешнего шума легкового автомобиля и разработка математической модели расчета внешнего шума подобного типа легковых автомобилей, способной хотя бы в первом приближении давать оценку внешнего уровня звука для стандартных условий и выявлять основные источники, его определяющие.

МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ. В работе сочетались методы расчетно-аналитического и экспериментального исследования. Теоретические исследования проводились в программном комплексе «Эйлер» по разработанной модели, базирующейся на уравнениях Лагранжа второго рода. Экспериментальные исследования внешнего шума проводились на автомобиле «Опел-Вектра» в реальных дорожных условиях. Для регистрации результатов экспериментов использовались Шумомер типа «ШУМ – 1М30» и Цифровой измерительный мультиметр «5 in 1» .

НАУЧНАЯ НОВИЗНА. Разработана трёхмерная динамическая модель поведения силового агрегата на подвеске, учитывающая влияние подвижности элементов КШМ. Проведён анализ влияния перемещений масс внутри корпуса двигателя, связанных с их поступательным вращательным движением. Разработана оригинальная резина-пружинная конструкция подвески двигателя на опорах.

Экспериментальным путем получены уровни внешнего звука и спектры звукового давления автомобиля как для стандартных, так и для некоторых других условий. Построены диаграммы шумового поля и показатель направленности внешнего шума. Введены понятия рационального шумового поля и рационального показателя направленности для данного типа автомобиля. На основе экспериментальных данных получены эмпирические выражения, позволяющие упростить методику предварительных испытаний и приводить к стандартным условиям некоторые измерения шума, полученные в различных условиях.

ПРАКТИЧЕСКАЯ ЦЕННОСТЬ. Получена достоверная информация о шумности легкового автомобиля; выработаны рекомендации по формированию шумового поля автомобиля с учетом не только допускаемого уровня в стандартных условиях, но и организации дорожного движения (правостороннее или левостороннее), а также и повышения информативности о приближении автомобиля к пешеходам; разработана расчетная методика оценки внешнего шума по техническим данным автомобиля, позволяющая найти наиболее экономичные пути снижения уровней звука до допускаемых уже на стадии проектирования и доводки, а также сравнить уровни внешнего звука автомобиля с регламентируемыми без дорогостоящих экспериментов, что очень важно при техническом досмотре автотранспортных средств.

Методика расчетного моделирования динамики КШМ и анализа уравновешенности двигателей различных компоновочных схем используется в учебном процессе направления «Транспорта» (Гос.Университет Акакия Церетели) при подготовке бакалавров и магистров по специальности «Транспортные энергетические установки».

АПРОБАЦИЯ РАБОТЫ. Основные положения диссертационной работы докладывались:

1. На международной научно-технической конференции trans&MOTAUTO'15. Варна. Булгария.2015 г.

2. На международной научно-технической конференции trans&MOTAUTO'15. Варна. Болгария. 2015 г.
3. На IV международной научной конференции «Устойчивая энергетика: проблемы и перспективы развития», Кутаиси. Грузия, 29. 2016 г.
4. На международной научно-технической конференции “HIGH TECHNOLOGIES. BUSINESS.SOCIETY 2016” 14 - 17 марта, 2017 г. Боровец. Болгария.
5. Conference on Transport Sciences Győr 2017, Széchenyi István University, Győr, Hungary
6. На научно-практических семинарах транспортного направления департамента строительства и транспорта Гос. Университета А.Церетели (Кутаиси. 2014-2016г.).

ПУБЛИКАЦИИ. По материалам диссертации опубликовано 7 работ, в том числе 3 в международном реферированном журнале “MACHINES TECHNOLOGIES MATERIALS”, который рекомендован диссертационным советом инженерно-технического факультета Гос. Университета Акакия Церетели

СТРУКТУРА И ОБЪЕМ РАБОТЫ. Диссертационная работа состоит четырех глав и содержит 16 таблицы, 47 рисунка, список литературы из 71 наименований. Общий объем 149 страниц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Первая глава. Содержит анализ источников, формирующих внешний шум автомобиля; рассмотрены современные требования, предъявляемые к новым автомобилям при их оценке по шуму. Проведен анализ научных работ, посвященных экологическим проблемам автомобиля и формированию внешнего шума автомобиля на основании работ Луканина В.Н., Гудцова В.Н., Бочарова Н.Ф., Иванова Н.И., Разумовского М.А., Тольского В.Е., Юдина Е.Я., Ключкина И.И., Осипова Г.Л., Постасова В.Ф., Пруткова Б.Г., Шишкина И.А., Крагодиной Н.Л., Ивановой Т.В., Балишанской Л.Г., Дроздовой Л.Ф., Реймерса Н.Ф., Великанова Д.П., Подгорного Д.И., Бобкова О.П., Галевко Ю.В., Вайнштайна Л.Л., Beker A.V., Hoover V.J. и других. Констатируется, что одним из основных путей борьбы с шумом в больших городах является снижение уровня шума, создаваемого автомобилями, шумность которых определяется работой целого ряда узлов и систем. Причем, на разных режимах работы автомобиля доминирующими по шуму могут являться совершенно разные источники. Снижение уровня шума современного автомобиля требует, как правило, значительных затрат. Практически отсутствуют данные по внешнему шуму легковых автомобилей, поставляемых в Грузию из разных стран.

Возрастающая интенсивность дорожного движения, более частые в связи с этим разгоны и торможения на понижающих передачах, рост выпуска автомобилей приводят, с одной стороны, к увеличению производимого ими шума, а с другой, - неизбежно влекут за собой ужесточение максимально допустимых уровней (норм). Допустимые уровни шумности автомобилей в странах Европы и Америки постоянно ужесточаются примерно на 3 дБ(А) каждые 10 лет.

Современный автомобиль, как правило, не имеет какого-либо агрегата или узла, работающего настолько шумно, что его заглушение резко снижает уровень внешнего шума. В связи с этим приходится снижать уровень шума нескольких

источников, чтобы проблема уменьшения внешнего шума до требуемых предельных значений была решена.

По многочисленным литературным данным можно составить представление о балансе источников шума серийного легкового автомобиля (Рис.1.).

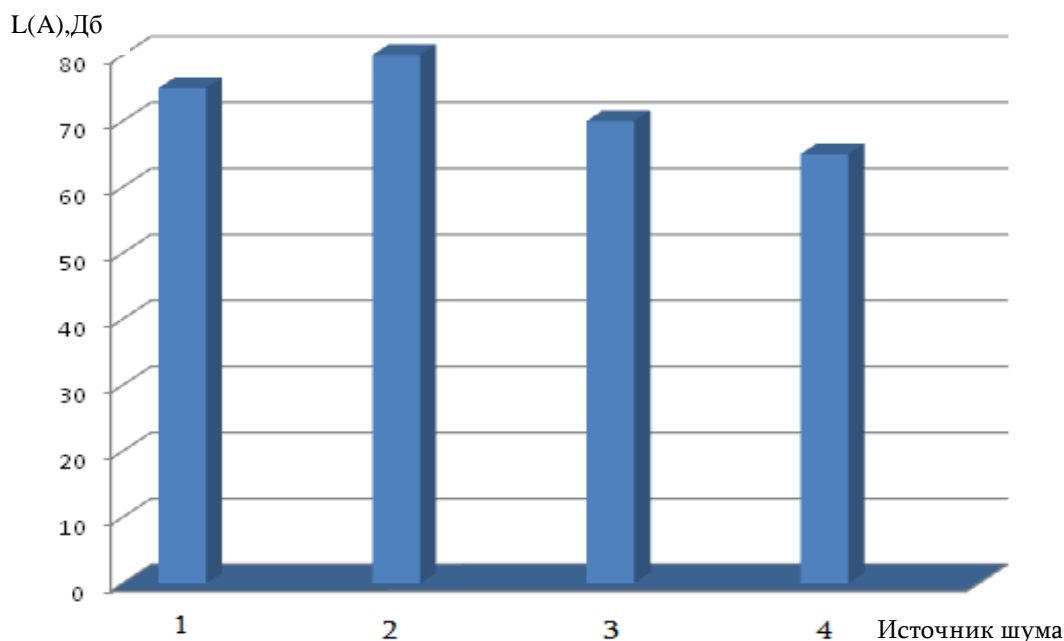


Рис. 1. Баланс источников шума легкового автомобиля.

1 - Система впуска; 2 - Двигатель; 3 - Система выпуска; 4 - Накат

Из четырех составляющих шума три относится к двигателю и лишь один - к автомобилю. В связи с тем, что двигатель является одним из основных источников внешнего шума автомобиля, снижение структурного шума и его излучения поверхностями двигателя имеет важное значение для уменьшения суммарного шума двигателя и, следовательно, уровня шума, производимого автомобилем.

Рассмотрены предпосылки для исследования поведения двигателя на подвеске, влияние вибраций и шума двигателя на работоспособность и производительность труда водителя, утомляемость пассажиров и надёжность автомобиля. Одним из способов снижения негативных последствий от вибрации двигателя является правильный выбор параметров его подвески, т.е. упругих и демпфирующих свойств опор, а также точек их расположения.

Рассмотрены факторы, вызывающие колебания двигателя на подвеске и параметры, влияющие на поведение двигателя на упругих опорах.

Во второй главе приведены теоретические исследования взаимосвязи колебания автомобильных двигателей и сил, возникающих при их работе.

Неуравновешенные силы, переменные по величине и направлению, могут вызвать вибрации, как двигателя, так и всего автомобиля, причем наибольшие вибрации вызываются силами инерции поступательно движущихся и вращающихся масс двигателя.

Для устранения отрицательных последствий, связанных с наличием вибрации

двигатель должен быть динамически уравновешен. Динамическое уравновешивание или просто уравновешивание двигателя заключается в создании такой системы сил, в которой равнодействующие силы и моменты этих сил постоянны по величине и направлению или равны нулю.

Уравновешивание современных автомобильных двигателей можно осуществить двумя, способами:

1. Расположением, определенным образом цилиндров и выбором такой кривошипной схемы коленчатого вала, чтобы переменные силы инерции и их моменты взаимно уравновешивались.
2. Созданием с помощью дополнительных масс (противовесов) новых сил в любой момент времени равных по величине, но противоположных по направлению основным уравновешиваемым силам.

Колебания автомобильного двигателя, рассматриваемого как твердое тело, установленного на упругих опорах могут быть вызваны двумя причинами, связанными с его работой:

1. Непостоянством крутящего момента двигателя;
2. Неуравновешенностью сил инерции движущихся масс кривошипно-шатунного механизма.

Для определения сил, возникающих в двигателе и оказывающих влияние на его вибрацию необходимо провести кинематический и динамический расчеты КШМ двигателя. Основная задача кинематического расчета состоит в определении закона движения поршня и шатуна. Расчет содержит определение кинематических параметров шатуна (угла отклонения β , угловой скорости качания $\omega_{ш}$, ускорения $j_{ш}$) и поршня (перемещения S_x , скорости $W_{п}$, ускорения $J_{п}$).

Во время работы двигателя детали кривошипно-шатунного механизма подвергаются действию сил давления газов в цилиндре, сил инерции движущихся масс деталей, сил трения между сопряженными деталями и сил тяжести.

Определить силы трения очень трудно, поэтому их действие учитывают механическим КПД двигателя, а при расчете деталей кривошипно-шатунного механизма силы трения не учитывают.

Таким образом, основные силы при расчете деталей кривошипно-шатунного механизма— силы давления газов и инерции движущихся масс.

Силы давления газов зависят от протекания рабочего цикла, который изменяется по сложному закону и не поддается точному математическому описанию. Поэтому силы давления газов определяют по индикаторным диаграммам, полученным расчетным и экспериментальными методами. Силы инерции зависят от массы деталей, движущихся с переменными скоростями и ускорениями. Так, например, в двигателе легковых автомобилей средняя скорость поршня достигает 16 м/с. В таких двигателях силы инерции достигают больших значений. Силы инерции движущихся масс разделяют на силы инерции возвратно – поступательных масс P_j действующие вдоль оси цилиндра, и на силы инерции вращающихся масс, которые называют центробежными силами P_s . Силы P_j через поршневой палец передаются на подшипники коленчатого вала, корпус двигателя, вызывая при этом вибрации в направлении оси цилиндра, а P_s действуют в плоскости вращения кривошипа коленчатого вала и также вызывают вибрации двигателя. В многоцилиндровых двигателях от сил инерции P_j и центробежных сил P_s возникают моменты, которые передаются на корпус и опоры двигателя. Стремление уравновесить или уменьшить их действие сил на опоры приводит к дополнительному

нагрузению коленчатого вала и корпуса двигателя. Эффективный момент, создаваемый в двигателе, передается к потребителю энергии, но при этом возникает равный по значению и противоположный по направлению реактивный момент, действующий на корпус в плоскости, перпендикулярной коленчатому валу, вызывая его колебание.

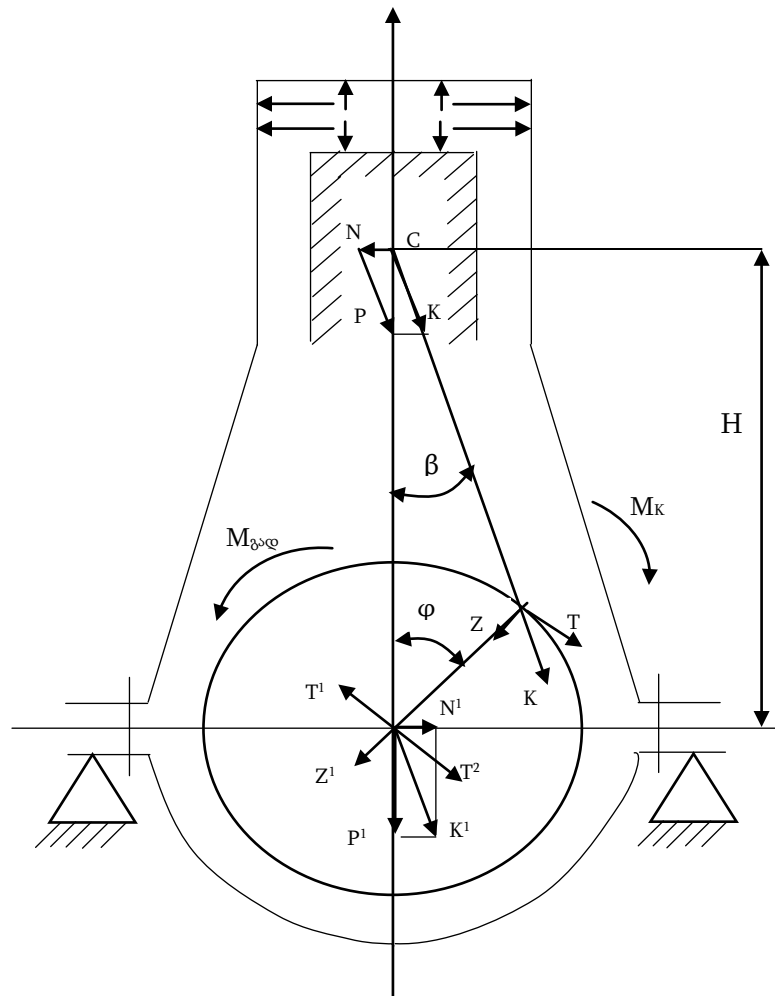


Рис.2 – Суммарные силы, действующие в звеньях и подшипниках коленчатого вала

Таким образом, с учетом приведенных масс и ускорений в кривошипно-шатунном механизме действуют две силы инерции:

- сила инерции от возвратно-поступательных масс:
- центробежная сила инерции от вращающихся масс:

Для удобства анализа силу инерции P , раскладывают на две силы: силу инерции первого порядка:

$$P_{j1} = -m_j R \omega^2 \cos \varphi$$

и силу инерции второго порядка:

$$P_{j2} = -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\varphi$$

Сила P_j^1 изменяется по закону косинусоиды, а P_j^2 — по закону косинуса двойного угла. Период изменения P_j^1 составляет один оборот коленчатого вала (360° п.к.в.), а P_j^2 — пол-оборота (180° п.к.в.).

На основании анализа работ можно сделать вывод, что дисбалансы и силы, возникающие в каждом кривошипе, вызывают дисбалансы и силы в плоскостях шкива и маховика коленчатого вала. Дисбалансы возникающие в плоскости шкива от вращающихся масс коленчатого вала можно сосчитать по формулам:

$$D_{\partial 1} = -L^{-1}(Rm_{S1}L_1 - R_n m_{n1}L_{n1} - R_n m_{n2}L_{n2}) \cos \varphi \quad (1)$$

$$D_{\partial 2} = -L^{-1}[Rm_{S2}(L_1 + L_2) - R_n m_{n3}(L_{n1} + L_2) - R_n m_{n4}(L_{n2} + L_2)] \cos(\varphi + 180) \quad (2)$$

$$D_{\partial 3} = -L^{-1}[Rm_{S3}(L_1 + 2L_2) - R_n m_{n5}(L_{n1} + 2L_2) - R_n m_{n6}(L_{n2} + 2L_2)] \cos(\varphi + 180) \quad (3)$$

$$D_{\partial 4} = -L^{-1}[Rm_{S4}(L_1 + 3L_2) - R_n m_{n7}(L_{n1} + 3L_2) - R_n m_{n8}(L_{n2} + 3L_2)] \cos \varphi \quad (4)$$

$$D_{\partial} = \sum_1^4 D_{\partial i} \quad (5)$$

А дисбалансы возникающие в плоскости маховика от вращающихся масс коленчатого вала можно сосчитать по формулам:

$$D_{\partial j1} = -L^{-1}[(Rm_{S1}(L_3 + 3L_2) - R_n m_{n1}(L_{n3} + 3L_3) - R_n m_{n2}(L_{n4} + 3L_4)] \cos \varphi \quad (6)$$

$$D_{\partial j2} = -L^{-1}[Rm_{S2}(L_1 + 2L_3) - R_n m_{n3}(L_{n3} + 2L_3) - R_n m_{n4}(L_{n4} + 2L_4)] \cos(\varphi + 180) \quad (7)$$

$$D_{\partial j3} = -L^{-1}[Rm_{S3}(L_1 + L_2) - R_n m_{n5}(L_{n3} + L_3) - R_n m_{n6}(L_{n4} + L_4)] \cos(\varphi + 180) \quad (8)$$

$$D_{\partial j4} = -L^{-1}(Rm_{S1}L_3 - R_n m_{n7}L_{n3} - R_n m_{n8}L_{n4}) \cos \varphi \quad (9)$$

$$D_{\partial j} = \sum_1^4 D_{\partial ji} \quad (10);$$

Возникновению возбуждающего воздействия, вызывающие колебания двигателя на опорах определяют: не идентичность протекания индикаторного процесса в различных цилиндрах; дисбалансы номинально не полностью уравновешенных вращающихся деталей двигателя и искажают теоретический спектр возмущений. Наиболее существенно то, что в результате этого искажения в спектре помимо главных гармоник могут появиться и другие, так называемые минорные гармоники.

Неодинаковость рабочего процесса в различных цилиндрах создаёт в них различную индикаторную мощность. Следовательно, не будут совпадать и коэффициенты разложения крутящих моментов, развиваемых в отдельных цилиндрах, в ряд Фурье, и при суммировании составляющие минорных гармоник различных цилиндров перестанут полностью погашать одна другую.

Различное протекание рабочего процесса в наибольшей степени проявляется в аварийной ситуации: при выключении из работы одного цилиндра двигателя.

Различные размеры и массы одноимённых деталей кривошипно-шатунных механизмов отдельных цилиндров двигателя вызывают изменения в спектре инерционных нагрузок. В

частности они создают неуравновешенные силы инерции первого и второго порядков поступательно движущихся масс в таких двигателях, где теоретически эти гармоники возмущения должны быть равны нулю.

Чтобы исключить влияние минорных гармоник при проведении расчетов и лабораторного эксперимента, исследование динамических процессов в реальном объекте требует замены этого объекта упрощенной моделью, в которой сохранены только существенные для данного исследования свойства объекта, а все другие свойства не принимаются во внимание.

Физическая природа вибрации силового агрегата (двигатель – муфта сцепления-коробка перемены передач - задний мост) автомобиля на различных частотах неодинакова. На более высоких частотах, когда длины волн колебаний соизмеримы с размерами конструкции или меньше их силовой агрегат становится деформируемым телом, так как нельзя не учитывать конечную жесткость стыков между агрегатами. В низком же диапазоне частот до 100 Гц силовой агрегат автомобиля можно рассматривать как абсолютно твердое тело, установленное на абсолютно жестком основании с помощью упругих опор (шин передних и задних колёс, рессор и амортизаторов передней и задней подвесок, резинометаллического амортизатора передней опоры двигателя) и способное при колебаниях совершать малые перемещения в любом направлении.

В низкочастотном диапазоне источниками вибрации силового агрегата в стационарном режиме автомобиля является внешняя неуравновешенность двигателя, т. е. периодические силы и моменты, передающиеся на его опоры, это силы инерции второго порядка и центробежные силы, вызванные дисбалансом вращающихся масс.

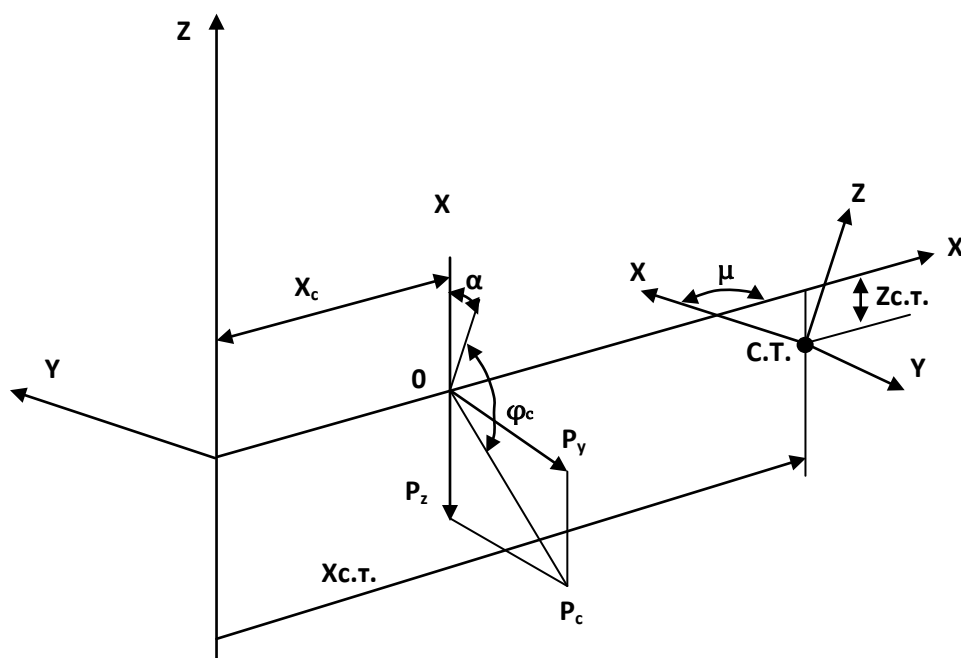


Рис.3. Схема действия неуравновешенных центробежных сил двигателя на силовой агрегат автомобиля.

Рассмотрим составляющие возмущения силового агрегата автомобиля от неуравновешенной центробежной силы вала и /или/ деталей вращающихся вместе с ним. Пусть линия действия силы P_c образует с осью первого кривошипа угол $\varphi_c + 0,5\gamma$ (для рядных двигателей $\gamma = 0$); ее проекции на вертикальную ось, проходящую по оси первого цилиндра Z' и горизонтальную Y' (см. рис. 3):

$$P_{z1} = P_c \cdot \cos(\alpha + \varphi_c); \quad P_{y1} = P_c \cdot \sin(\alpha + \varphi_c); \quad (11)$$

$$P_{z1} = P_c \cdot \cos(\alpha + \varphi_c) \cdot \sin \mu; \quad M_x = P_c \cdot \cos(\alpha + \varphi_c) \cdot [Z'_{ст} \cdot \cos \mu + (X'_{ст} - X'_c) \cdot \sin \mu];$$

$$P_y = P_c \cdot \sin(\alpha + \varphi_c);$$

$$M_y = -P_c \cdot \cos(\alpha + \varphi_c) - (X'_{ст} - X'_c) \cdot \cos \mu; \quad (12)$$

$$P_z = P_c \cdot \cos(\alpha + \varphi_c) \cdot \cos \mu;$$

$$M_z = P_c \cdot \sin(\alpha + \varphi_c) \cdot [(X'_{ст} - X'_c) \cdot \cos \mu - Z'_{ст} \cdot \sin \mu]$$

Основываясь на предыдущих выражениях была разработана расчётная программа в редакторе «Excel» для определения возмущающих сил, действующих на силовой агрегат автомобиля, при воздействии сил инерции и дисбаланса вращающихся деталей двигателя. Данная программа, позволяет моделировать и проводить расчёт сил, при различных величинах и углах положения дисбаланса в динамическом режиме. (Рассчитывается зависимость сил от угла поворота коленчатого вала). Основываясь на данных расчётов, построены графики зависимости возмущающих сил от угла поворота коленчатого вала двигателя при дисбалансах, равных - 0 г*см, 10 г*см и 20 г*см в плоскости маховика (рис.4.)

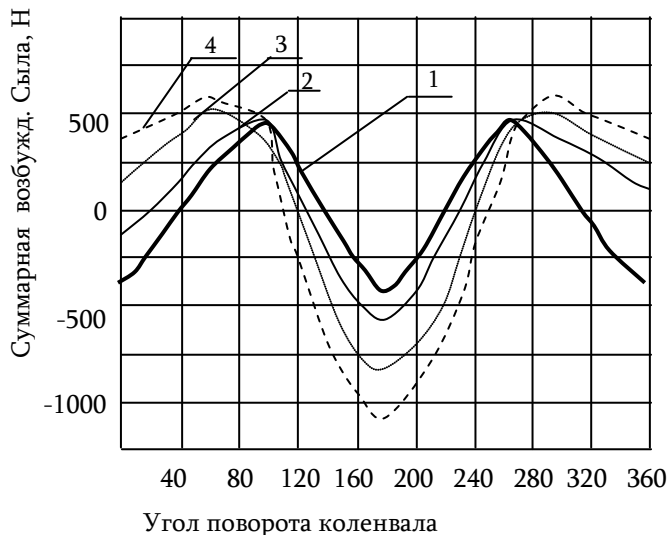


Рис.4. Суммарная возмущающая сила возникающая при работе двигателя при различных величинах дисбалансов неуравновешенных масс (положение дисбаланса в одной и той же точке): 1-Д=0 г*см; 2-Д=10 г*см; Д=30 г*см.

Из графиков видно, что при изменении величины и положении угла дисбаланса, меняется величина возмущающих сил.

Под действием дисбаланса двигателя возбуждаются шесть форм колебаний силового агрегата, а если учесть, что центр инерции силового агрегата несколько смещен с продольной плоскости симметрии, и характеристики опор, расположенных на одинаковом расстоянии от плоскости симметрии, не вполне одинаковы, то колебания силового агрегата в общем случае будут шестисвязными. Анализ такого рода колебаний затруднен.

Из вышесказанного видно, что для полной характеристики вибрации необходимо иметь три основных параметра: амплитуду вибро смещения, частоту и фазу вибрации. При этом критерий вибро скорости и вибро ускорения являются более универсальными, ибо связывают оба основных параметра - амплитуду вибро смещения и частоту.

Принятие в качестве критерия вибро ускорения силового агрегата обеспечило бы повышенную чувствительность в оценке высокочастотных составляющих и в то же время исключило бы по существу учет основного фактора вибрации - неуравновешенности, которая характеризуется, как известно, вибро смещениями первой гармонической составляющей.

Исходя из вышеизложенного, если исключить возможность одновременного использования двух параметров - вибро смещения и вибро ускорения, то наиболее рациональным критерием оценки вибрации будет промежуточный параметр - вибро скорость, максимальные амплитудные значения гармонических составляющих которого являются произведением амплитуды вибро смещения на угловую частоту, т.е. A_{ω} .

Для более детального изучения факторов, влияющих на вибро параметры силового агрегата, была предложена эквивалентная схема силового агрегата автомобиля (см. рис.5).

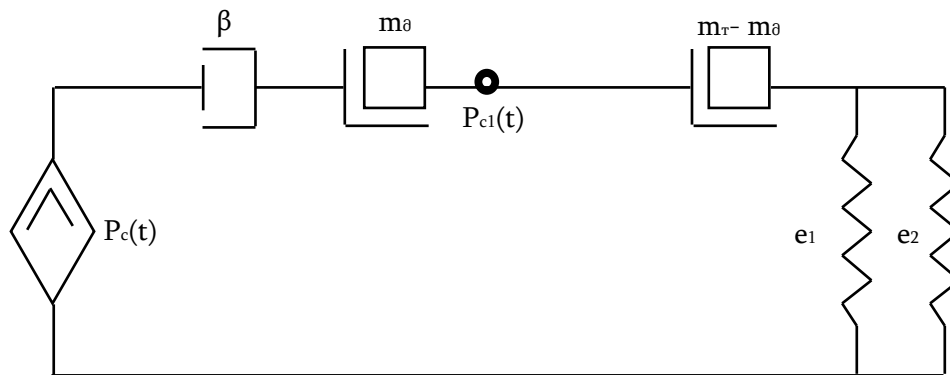


Рис.5.Эквивалентная схема силового агрегата.

Исходя из этой схемы, импеданс автомобиля равен

$$Z_A = \beta + j\omega m_A - j/\omega e_{1;2}$$

где β - потери, возникающие в подшипниках скольжения коренных опор коленчатого вала; M_A -масса автомобиля, кг; e_1 -податливость шин и подвески автомобиля, м/Н; $j\omega m_A$ - комплексное механическое сопротивление массы автомобиля; $e_{1;2}$ -комплексное механическое сопротивление податливости шин и подвески автомобиля; P_{c1} (1)-центробежная сила возникающая от неуравновешенной массы; $P_c(t)$ -сила, действующая на измерительный датчик.

В третьей главе рассмотрена методика расчёта динамического поведения рядного четырёхцилиндрового двигателя на упругих опорах на холостом ходу. Выбор режима холостого хода обусловлен тем, что на минимальной частоте вращения холостого хода частота силовых факторов, вызывающих колебания двигателя на подвеске, ближе всего находится к частоте собственных колебаний системы.

В первом разделе описываются предпосылки к выбору расчётной схемы и метода расчёта. В качестве расчетной модели использовалась трёхмерная схема четырёхцилиндрового двигателя на опорах. Корпус, элементы КШМ и поршни представлялись в виде абсолютно твердых тел, составляющих кинематически изменяемую структуру, а опоры - в виде элементов линейной жесткости с параллельно присоединенными линейными демпферами (рис.6 и рис. 7).

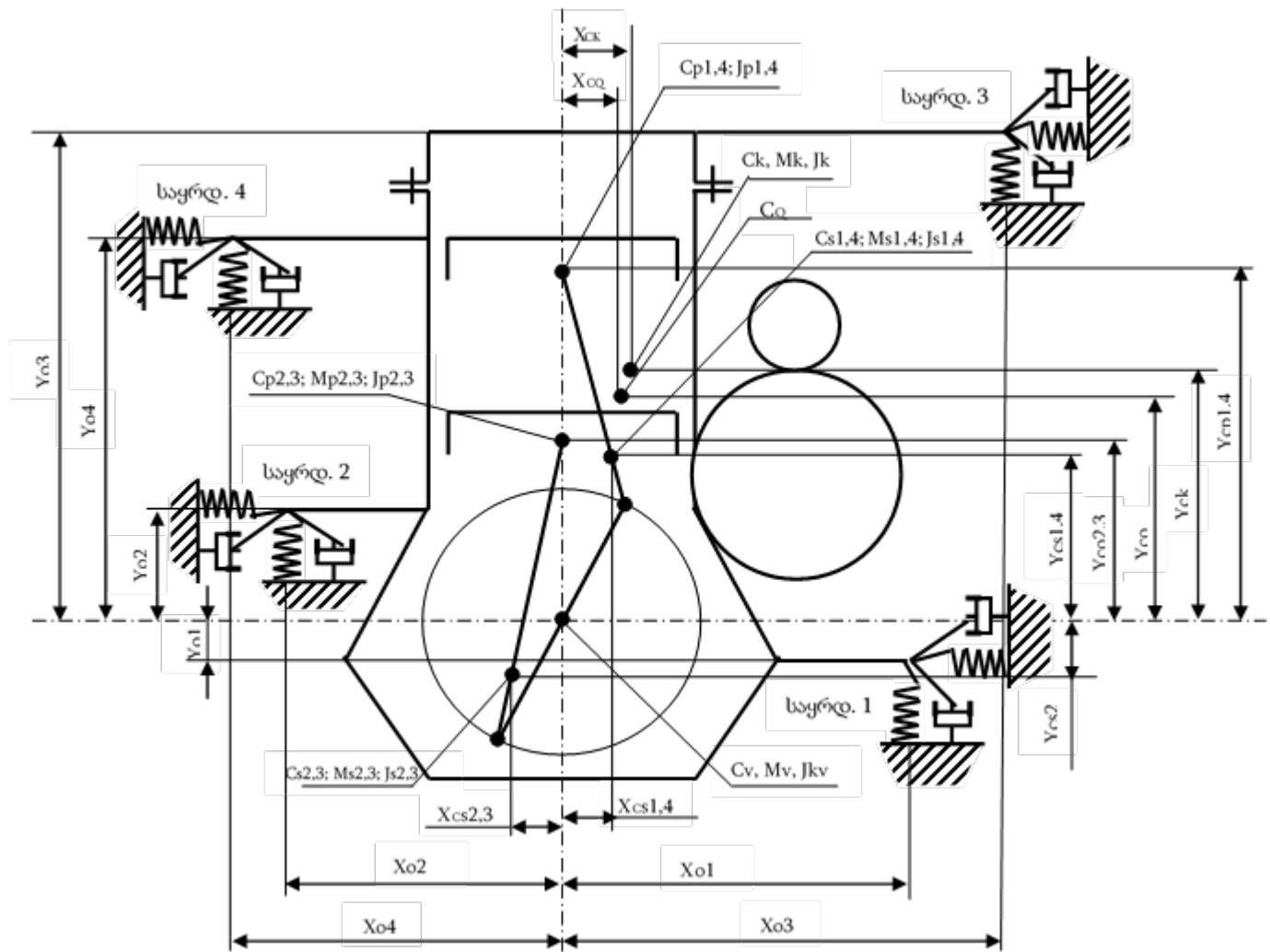


Рис. 6. Расчетная схема четырёхцилиндрового двигателя на подвеске

Изображенная на рис.6 и рис.7 конструкция имеет семь степеней свободы - ее положение в произвольный момент времени может быть однозначно задано следующими кинематическими параметрами:

- q_1, q_2 и q_3 - горизонтальное, вертикальное и продольное смещения центра инерции агрегата;
- q_4 - угол отклонения агрегата в плоскости XoY ;

q5 - угол отклонения агрегата в плоскости XoZ;

q6- угол отклонения агрегата в плоскости YoZ;

q7- угол поворота коленчатого вала двигателя.

Работу действующих в конструкции силовых факторов можно выразить как

$$\delta A = \delta A = \sum_{i=1}^4 \left[(P_{\Gamma_i} \cdot F - P_{c_i}) \frac{dS_i}{dq_7} - (M_c + M_e) \right] \cdot \delta q_7 - M_e \cdot \delta q_4$$

где P_{Γ_i} - давление газа в i -м цилиндре,

P_{c_i} ,- сила сопротивления перемещению i -го поршня в i -м цилиндре,

M_c - момент сопротивления вращению коленчатого вала (КВ) в его подшипниковых опорах,

M_e - момент внешней нагрузки, действующий на КВ,

δS_i - виртуальное приращение хода i -го поршня.

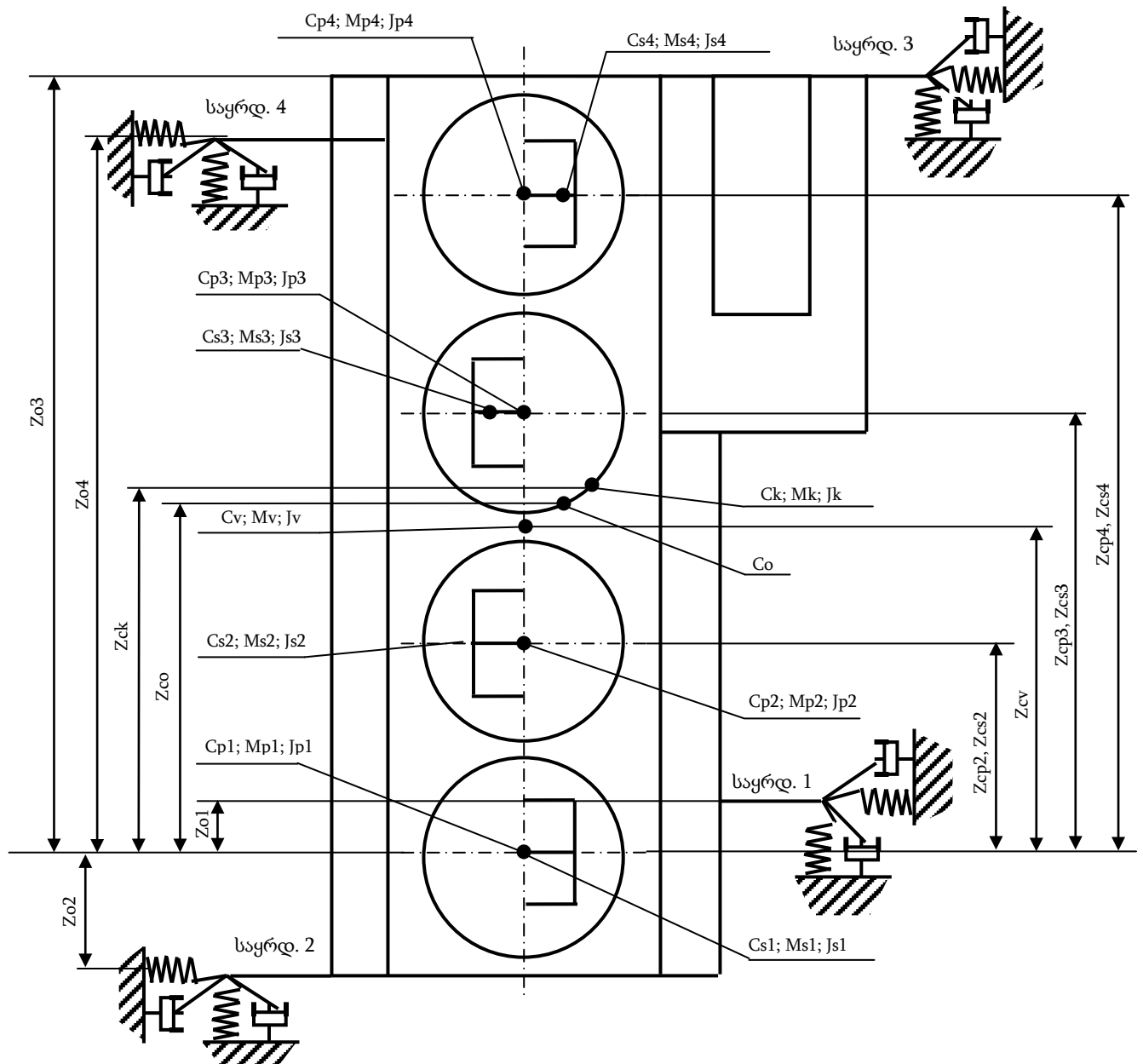


Рис. 7. Расчетная схема четырёхцилиндрового двигателя на подвеске

Предполагая, что КВ вращается относительно своей оси по заранее заданному закону, возможно исключить угол поворота коленчатого вала (ПКВ) из числа свободных кинематических параметров системы и перейти к анализу кинематического нагружения системы или, иначе, - нагружения путем поддержания заданного закона изменения угла ПКВ. При этом те внешние силы, которые поддерживают заданный закон изменения угла ПКВ, в явном виде не будут участвовать в полученных впоследствии уравнениях динамики. На холостом ходу момент внешней нагрузки равен нулю, индикаторный момент равен моменту внутренних механических потерь. Величина мгновенного значения индикаторного момента определяется мгновенным значением газовой силы, которая изменяется в течение рабочего цикла двигателя. Соответствующее для поддержания баланса сил изменение момента механических потерь всегда несколько отстаёт от изменения индикаторного момента. Таким образом, при постоянной средней частоте вращения КВ его мгновенная скорость варьируется в течение рабочего цикла. Однако предполагая, что рабочие циклы в различных цилиндрах и последовательные циклы в одном цилиндре полностью идентичны, а моменты инерции вращающихся деталей обеспечивают малую неравномерность вращения, использовалось допущение о постоянстве угловой скорости КВ и линейном законе изменения угла ПКВ. Для учёта демпфирования в упругих элементах к соответствующим точкам крепления опор были приложены внешние силы в виде произведения коэффициентов линейного демпфирования на скорость удлинения соответствующих опор. Эти силы элементарно выражаются через основные кинематические параметры и необходимые геометрические размеры конструкции.

Во втором разделе представлен вывод основных уравнений динамики силового агрегата с учетом переменности массово-инерционных характеристик двигателя по методу Лагранжа. Уравнения Лагранжа второго рода имеют вид

$$\frac{\partial L}{\partial q_i} - \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) = Q_i$$

где q_i ; - обобщенное перемещение;

L - функция Лагранжа, которая выражается как

$$L=T-U,$$

где T и U - соответственно кинетическая и потенциальная энергии системы;

Q_i - обобщенная сила, соответствующая i -му обобщенному перемещению.

Потенциальная энергия исследуемой конструкции накапливается лишь в упругих опорах. Она определяется как сумма энергий деформации всех двенадцати элементов упругости

$$U = \frac{1}{2} \cdot \sum_{i=1}^4 [C x_i \cdot (\Delta x_i)^2 + C y_i \cdot (\Delta y_i)^2 + C z_i \cdot (\Delta z_i)^2]$$

где Δx_i , Δy_i , Δz_i - удлинения соответствующих опор, $i = 1..4$;

$C x_i$, $C y_i$, $C z_i$ - коэффициенты жесткости соответствующих опор, $i = 1..4$.

Удлинения опор выражаются через обобщенные перемещения с учётом геометрических размеров конструкции.

Кинетическая энергия системы представляет собой сумму кинетических энергий отдельных ее элементов

$$T_a = T_k + T_v + \sum_{i=1}^4 T_{si} + \sum_{i=1}^4 T_{pi}$$

где T_k , T_v , T_{si} , T_{pi} - кинетические энергии соответственно корпуса, коленчатого вала, шатуна и поршня, которые выражаются через обобщённые перемещения с учётом кинематических параметров конструкции.

В третьем разделе приведён алгоритм численного решения полученных уравнений движения силового агрегата методом Рунге-Кутты, преимуществом которого является высокая точность и достаточная вычислительная устойчивость по ошибкам округления. Все вычисления и вывод результатов проводились в программном комплексе «Эйлер», предназначенном для кинематического и динамического анализа многокомпонентных механических систем. Основное преимущество работы с данным программным комплексом заключается в достаточно простом способе создания расчетной модели, максимально приближённом к традиционному конструированию, при этом автоматически формируются точные в рамках классической механики уравнения движения, которые затем решаются численными методами. Это позволило обойти определённые трудности, связанные с громоздкими преобразованиями в выражениях потенциальной и кинетической энергий и с последующим дифференцированием их по обобщенным координатам и времени.

Четвертая глава. Включает описание объекта исследования, в качестве которого избран автомобиль «Опел-вектра». Описывается методика экспериментального исследования внешнего шума автомобиля. Представлены результаты измерения внешнего шума, где показано, что уровень звука для стандартных условий автомобиля «Опел-вектра» обставляет 77 дБА, что превышает современные санитарные нормы (74 дБА), установленные ЕЖООН. Представлены также спектры шума движущегося автомобиля (для стандартных условий) в октавных полосах частот (рис. 8, кривая 1). Видно, что наибольшие уровни шума спектральных составляющих находятся в октавах со среднегеометрическими частотами 125-1000 Гц. Однако с учетом поправок по характеристике «А» шумомера (рис. 8, кривая 2) можно сделать вывод, что наибольшие уровни звука соответствуют спектральным составляющим в диапазоне октавных полос 500-2000 Гц. Следовательно, для снижения уровня звука автомобиля необходимо снижать прежде всего именно эти составляющие.

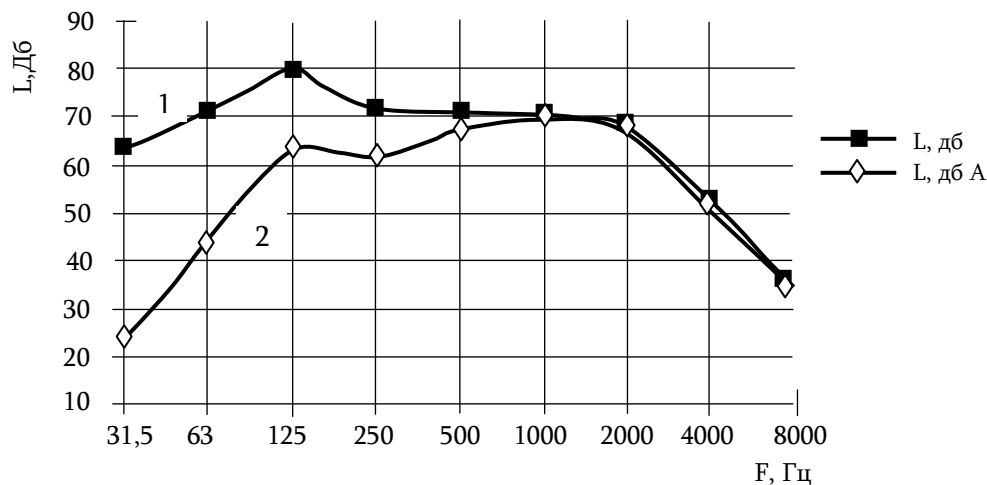


Рис. 8. Октавные спектры внешнего шума и октавные спектры звука автомобиля Опел-вектра.

По результатам замеров уровня звука автомобиля на расстоянии 1 м от наружной поверхности в 12 точках, при работающем двигателе без нагрузки с частотой вращения коленчатного вала двигателя 4500 об/мин было определено шумовое поле автомобиля (рис. 9). Выявлено, что неравномерность шумового поля достигает 10 дБА. Наибольшая мощность излучения звука – со стороны установки двигателя (спереди слева).

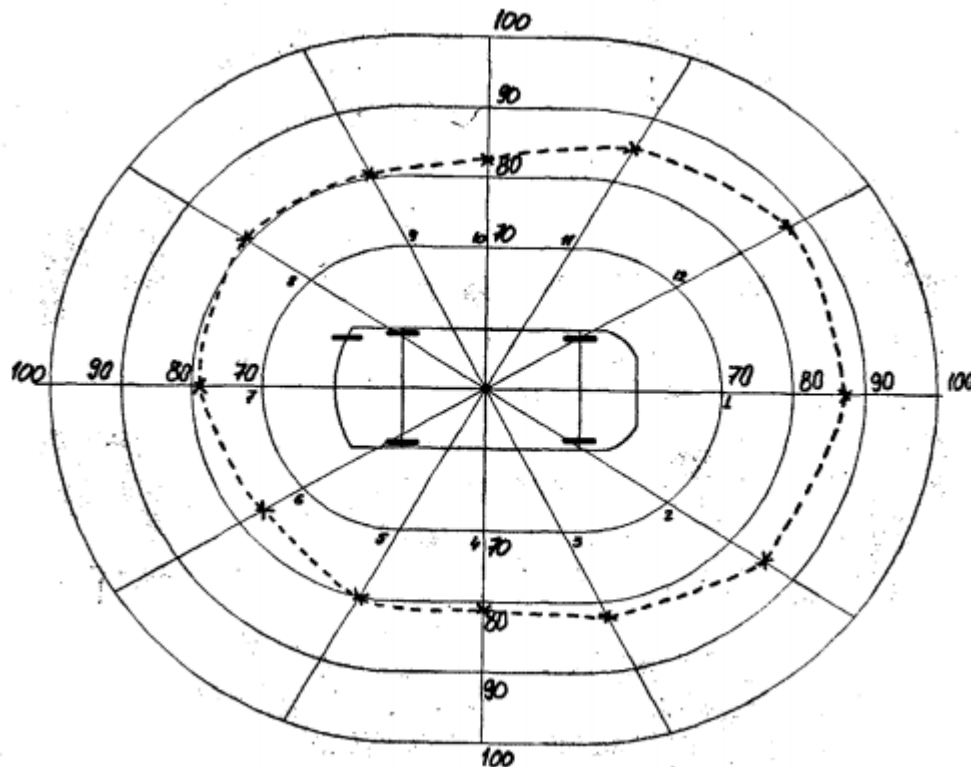


Рис. 9. Шумовое поле автомобиля Опел-вектра на расстоянии 1 м.

Анализ спектров шума (рис.9), полученных при движении автомобиля, и его шумового поля (рис. 2) показывает, что практически излучение шума автомобиля влево и право от оси движения мало отличается. В месте с тем, при правостороннем движении пешеходы и жилые здания расположены ближе к правому борту автомобиля, что при симметричном шумовом поле увеличивает звуковую нагрузку, воздействующую на них. То же можно сказать и относительно излучения шума вперед-назад и по сторонам. Поэтому на концептуальном уровне рассмотрен вопрос о таком шумовом поле автомобиля, которое бы учитывало не только допустимый уровень звука, но и организацию дорожного движения и большую информативность о приближении автомобиля к перекресткам. Формирование такого поля возможно не за счет заглушения шума (что очень дорого), а за счет перераспределения излучаемой звуковой энергии акустическими экранами.

На основе излаженного можно снизить общий уровень шума автомобиля в стандартной точка измерения без снижения уровня его источников за счет перераспределения энергии шума справа налево и в направлении движения (назад и вперед).

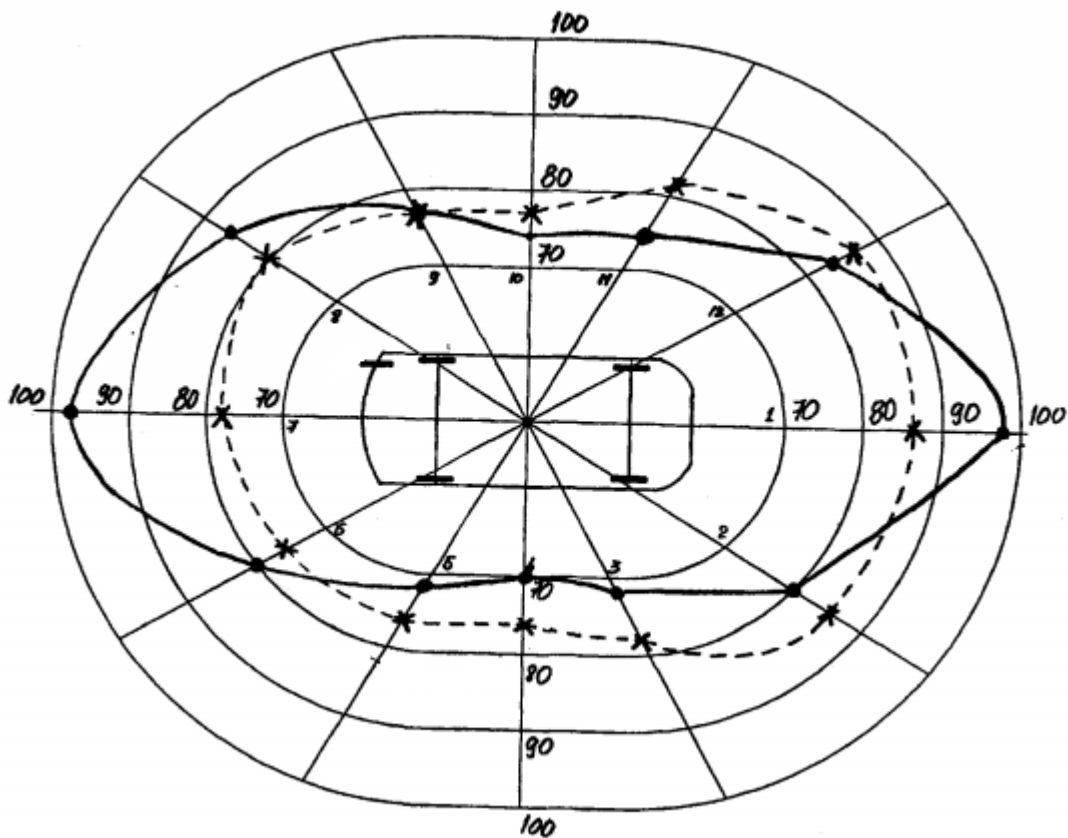


Рис. 10. Шумовое поле автомобиля Опел-вектра—*— и предложенное рациональное шумовое поле—•— при движении на расстоянии 7,5 м.

При распределении звуковой энергии автомобиля Опел-вектра в соответствии с такой концепцией можно получить уровень звука при движении на расстоянии 7,5 м от продольной оси автомобиля с левой стороны 74 дБА (рис.10, точка 10), а с правой стороны – 70 дБА (точка 4), впереди и сзади – 97,5 дБА (точки 1 и 7).

Рациональное шумовое поле построено эмпирически. Разработка методики построения рационального шумового поля и его конфигурация для каждого типа автомобилей, может явиться задачей отдельного исследования.

С целью приведения к стандартным условиям и по упрощенным методикам, на основе эксперимента предложены следующие выражения:

а) для расчета уровня шума на разных расстояниях от продольной оси автомобиля:

$$L_x = L_l - 20 \lg \frac{(0,5b+r_x)}{(0,5b+r_l)}$$

где L_x - уровень звука в расчетной точке, дБА;

L_l - известный уровень звука на расстоянии r_l от автомобиля, дБА;

r_x - расстояние от боковой поверхности автомобиля, до расчетной точки, м;

r_l - расстояние от боковой поверхности автомобиля до точки, в которой уровень звука

известен, м;

b - ширина автомобиля, м.

б) зависимость уровня звука автомобиля от частоты вращения коленчатого вала двигателя:

$$L_n = L_{n1} + 5 \cdot \frac{n-n_1}{1000}$$

где L_{n1} - уровень звука на известном режиме двигателя, дБА;

n_1 - частота вращения коленчатого вала двигателя, при которой измерен или известен уровень звука, об/мин;

n - частота вращения коленчатого вала двигателя на расчетном режиме, об/мин.

в) связь уровня звука на стоянке и при движении на расстоянии 7,5 м от продольной оси автомобиля:

$$L_{\partial} = L_{\text{ст}} + 6,5(-1; +2,5)$$

где $L_{\text{движ}}$ - уровень звука автомобиля при движении, дБА;

$L_{\text{стоян}}$ - уровень звука автомобиля при стоянке, дБА.

Эти выражения позволяют хотя бы в первом приближении привести к стандартным условиям результаты экспериментов, проведенных по упрощенным методикам (на стоянке с разными скоростными режимами работы ДВС и на различном расстоянии от автомобиля).

ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

1. Технический прогресс неразрывно связан с ростом уровня шума в окружающей среде, который снижает производительность труда людей, приводит к браку в работе и вызывает определенные болезни.
2. Установлено, что сегодня в Грузии в эксплуатации находятся более 1 200 000 автомобилей, из них более половины относятся среднему и малому классу (объем двигателя 1,5 – 2,0 л) и по возрасту более 10 лет, уровень внешнего шума которых значительно превышает установленным нормам ЕЭК ООН (74 Дб(А)).
3. Шумность легкового автомобиля определяется работой целого ряда узлов и систем. Причем на разных режимах работы автомобиля доминирующими по шуму могут являться совершенно разные источники. Так, при скоростях движения до 60-70 км/ч преобладает шум двигателя, а при скорости >80-90 км/ч - шум шин.
4. На основе проведения математического моделирования, получены значения и построены графики суммарных возмущающих сил, действующих на двигатель в плоскостях шкива и маховика коленчатого вала в зависимости от влияния сил инерции и сил, возникающих в ДВС от неуравновешенных вращающихся масс.
5. В результате исследования амплитудно-частотной характеристики вибросигнала формируемого рабочим процессом и воздействием динамических сил двигателя выявлено, что при увеличении дисбаланса в плоскости маховика коленчатого вала на 10 г*см величина размаха амплитуды возрастает в среднем на 25%.
6. Установлено, что в стационарном режиме работы двигателя на холостом ходу между амплитудой виброскорости вертикальных колебаний силового агрегата автомобиля и дисбалансом коленчатого вала и деталей, вращающихся с ним, существует линейная зависимость. При этом размах амплитуды виброскорости и фаза максимального значения амплитуды позволяют определить величину и угол нахождения суммарной неуравновешенной массы вращающихся деталей двигателя в плоскости коррекции (плоскостях шкива и маховика).
7. Разработана оригинальная конструкция упругой подвески двигателя на раме автомобиля, которая отличается тем, что в связи конической формы элементов, она имеет нелинейную характеристику упругости и демпфирования.
8. Разработана методика моделирования поведения силового агрегата на упругих опорах, учитывающая влияние переменности массово-инерционных характеристик силового агрегата вследствие кинематической изменчивости КШМ, технологической неидентичности масс подвижных одноименных деталей и параметров упругих элементов подвески.
9. Построенное для автомобиля «Опел-вектра» шумовое поле показало, что несоразмерность шума вокруг автомобиля достигает до 10 Дб(А). Самая большая мощность звукового излучения проявляется со стороны расположения ДВС. Предложена рациональная схема звукового поля.
10. Выявлено, что на уровень звука наибольшее влияние оказывает частота вращения коленчатого вала. Установлено, что при увеличении частоты вращения коленчатого вала на 1000 1/мин, уровень внешнего шума автомобиля «Опел-вектра» повышается на 5 Дб(А);

Повышение уровня шума еще более для автомобилей, срок эксплуатации которых более 10 лет.

11. Получены спектры шума «Опел-вектра» в процессе движения. Выявлено, что для такого типа автомобилей уровень внешнего шума в основном определяется октавными полосами, среднее геометрические частоты которых 500, 1000, и 2000 Гц.

12. На основе экспериментальных исследований предложены эмпирические зависимости, с помощью которых возможно доведение до стандартных значения звуковых уровней паркуемого автомобиля, в зависимости от места замера шума и частоты вращения коленчатого вала

13. Анализ данных исследований позволяет заключить, что разработанные методики может быть с успехом использована для расчета внешнего шума и определения возможности его снижения не только автомобиля Опел-вектра, но и других легковых автомобилей среднего класса (объем двигателя 1,8 - 2,5 л) с передним приводом, что может значительно сократить затраты на испытания и оценить соответствие этих автомобилей нормируемым экологическим критериям, что очень важно в процессе всеобщего технического досмотра транспортных средств, проведение которого правительство Грузии планирует с 2018 года.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. მ. ბარაბაძე, რ. თოფურია, თ. კოჩაძე ავტოსატრანსპორტო ძრავის ხმაურისდონის განსაზღვრა და შეფასება. საერთაშორისო სამეცნიერო-პრაქტიკული კონფერენცია „თანამედროვე საინჟინრო ტექნოლოგიები და გარემოს დაცვა“. შრომების კრებული. 19-20.05 2016 წ. ქუთაისი. საქართველო (на грузинском).

2. მ. ბარაბაძე, რ. თოფურია, თ. კოჩაძე სატრანსპორტო ენერგეტიკული დანადგარში ხმაურის წარმოქმნა და მისი განსაზღვრის მეთოდი. IV საერთაშორისო სამეცნიერო კონფერენციის „ენერგეტიკა: რეგიონული პრობლემები და განვითარების პერსპექტივები“ მოხსენებების კრებული. 29.10.2016წ. ქუთაისი (на грузинском).

3. თოფურია რ., ბარაბაძე მ. ავტომობილების და საავტომობილო ნაკადების თბური და ელექტრომაგნიტური გამოსხივება გარემოში. საერთაშორისო სამეცნიერო-პრაქტიკული ინტერნეტ-კონფერენციის „რეგიონალური ტურიზმის პრობლემები და განვითარების პერსპექტივები“ შრომები, ქუთაისი, აწსუ 2017 (на грузинском). www.ttconf.ge

4. Barabadze M., Topuria R., Kochadze T. MATHEMATICAL DESCRIPTION OF VIBRO-ACOUSTIC PROCESSES OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE. International virtual journal for science, technics and innovations for the industry "MACHINES TECHNOLOGIES MATERIALS". YEAR IX, Issue 9/2015. WWW.mech-ing.com/journal.

5. Barabadze M., Topuria R., Kochadze T. DETERMINING THE INFLUENCE OF VIBRO-ENERGY OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE ON CAR SUPPORTS AND FRAME. International journal for

science, technics and innovations for the industry “MACHINES TECHNOLOGIES MATERIALS”. YEAR X, Issue 4/2016. WWW.stumejournals.com

6. Topuria R., Sharabidze I., Kochadze T., Barabadze M. **THE NOISE FROM VEHICLES AND TRANSPORT FLOW**. International scientific journal “transport&MOTAUTO WORLD”. YEAR II, Issue 1/2017. WWW.stumejournals.com

7. Kochadze T., Topuria R., Barabadze M., **ACOUSTIC METHOD OF NOISE DETERMINATION IN THE INTERNAL COMBUSTION ENGINES OF VEHICLES**. Conference on Transport Sciences Győr 2017, Széchenyi István University, Győr, Hungary. 2017. <http://ko.sze.hu/konferencia-2017>