

## ПРОСТРАНСТВЕННАЯ МОДЕЛЬ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ

### Введение

Пассажирские транспортные средства (ПТС) представляют собой разновидность динамических объектов, которые одновременно являются средой обитания людей, обладающих рядом специфических признаков и свойств. К ним относятся – искусственное происхождение, мобильность, повышенная плотность размещения, относительная кратковременность пребывания (часы, сутки), механические и акустические воздействия от силовой установки и окружающей среды. Несмотря на то, что ПТС являются временной средой обитания, они должны отвечать современным требованиям, в числе которых виброакустический комфорт. Под этим понимается соответствие интенсивности низкочастотной вибрации и акустических шумов определённым нормам, установленным стандартами (ГОСТы, ISO), причём в течение всего жизненного цикла.

Несмотря на то, что задача является традиционной и успешно решаемой, она остаётся крайне востребованной по целому ряду причин. Необходимо постоянное совершенствование методов её решения, что обусловлено, прежде всего, техническим прогрессом. В результате применения инновационных решений, относящихся к конструкции силового каркаса ПТС (обычно это пространственная ферма сложной формы), компоновочным схемам, новым материалам, управлению рабочим процессом в двигательных установках, технологиям сборки и т. п., формируются сложные внутриобъектовые процессы динамического взаимодействия, включая резонансные и околорезонансные режимы.

Немаловажным фактором, определяющим востребованность и актуальность задач по обеспечению комфорта, является необходимость его решения, начиная с этапа проектирования, когда отсутствует не только объект, но и его полноразмерный макет. Как результат, особую значимость приобретают методы математического и физического моделирования. Указанные методы были разработаны специалистами Самарского национального исследовательского университета и РКЦ «Прогресс» и применены для установления механизма потери виброакустического комфорта ПТС и разработки инженерных решений по её устранению.

**Постановка задачи.** Как показала многолетняя эксплуатация (Самара, Тольятти, Сочи) автобусов МАЗ-206 (жизненный цикл 5 – 10 лет, пробег от 600 000 км до 1 000 000 км), потеря комфорта характеризуется следующими проявлениями и признаками:

- дискомфорт возникает в начальный период эксплуатации – через 2-3 месяца при незначительном пробеге ~ 5-7 % от ресурса;
- интенсивной вибрации подвержены все, без исключения, элементы салона (от задних сидений до рабочего места водителя);
- потеря комфорта происходит исключительно на режиме холостого хода и при отсутствии движения, то есть при минимальной мощности двигателя как источника возмущений и при полном отсутствии вибрации от неровностей дороги, что является атипичным;
- при начале движения с места вибрация самоустраняется и в дальнейшем, при движении не проявляется;
- вибрация вызывает преждевременный износ опор силовой установки.

Явление оказалось настолько сложным, что разработчикам ПТС (ОАО МАЗ, фирма Мерседес и др.) не удалось установить механизм его возникновения и разработать эффективные, экономически оправданные меры по его устранению. Учитывая изложенное, предлагается следующая постановка задачи.

**Цель исследований.** Выявление механизма потери виброакустического комфорта ПТС методами трёхмерного моделирования.

#### **Задачи исследований.**

1. Разработка пространственных моделей вибрационного состояния ПТС на основе результатов контактного и лазерного виброметрирования.
2. Выявление скрытых закономерностей распространения механических колебаний по элементам конструкции ПТС.
3. Установление механизма потери виброакустического комфорта на примере автобусов МАЗ-206.
4. Установление механизма самоустранения вибрации при движении автобуса.
5. Установление причин преждевременного разрушения опор силовой установки.
6. Разработка и подтверждение эффективности мер, направленных на устранение вибрации.

**Результаты исследований.** Для решения поставленных задач были разработаны три разновидности пространственных моделей ПТС. Первая из них представляет собой распределения амплитудных спектров вибрации по частоте вращения ротора двигателя внутреннего сгорания (ДВС). Вторая разновидность выполнена в виде упрощенной схемы

двигательной установки, на которую нанесены фрагменты амплитудных спектров с указанием точек измерения. Третья разновидность – совмещённые графики продольной, поперечной и вертикальной компонент векторов вибрации.

На рис. 1 представлен пример первой модели ПТС, относящейся к вибрации блока двигателя. Исследовано три режима, отличающиеся частотой вращения ротора ДВС ( $N$ ) в диапазоне 750 об/мин (холостой ход) – 2150 об/мин (максимально допустимый режим). Режим холостого хода представляет особый интерес, так как именно на его фоне возникает дискомфорт. Второй режим (1200 об/мин) соответствует нижнему пределу эксплуатационного диапазона (1200 – 1600 об/мин), при котором дискомфорт отсутствует. Третьему режиму соответствует максимальная мощность и максимальная вибрация от неуравновешенности ротора, что важно для сопоставления данных.

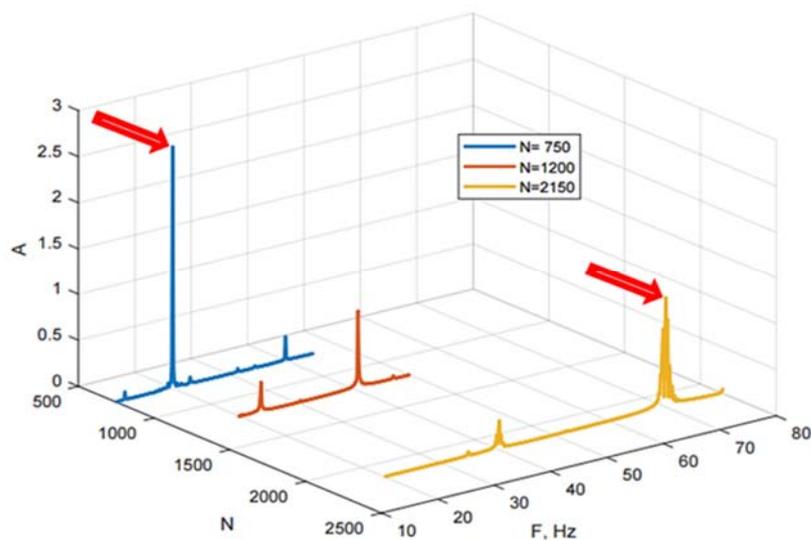


Рис. 1. Трёхмерная модель блока двигателя в координатах:  
 $A$  – амплитуда;  $F$  – частота, Гц;  $N$  – об/мин

Как следует из модели, наиболее интенсивное динамическое возмущение с амплитудой 2,6 g (левая стрелка) создаёт двигатель на частоте 20 Гц, причём на режиме холостого хода, то есть при минимальной мощности двигателя. Для сравнения: на режиме максимальной мощности амплитуда не превышает 1 g (правая стрелка). На частоте 40 Гц ( $N = 750$  об/мин) зарегистрирован второй пик амплитудного спектра, но существенно меньшей интенсивности (менее 0,5 g). Кратность частот и соотношение амплитуд свидетельствует о резонансной природе колебаний, причём частота первого тона составляет 20 Гц, а второго – 40 Гц.

С ростом числа оборотов  $N$  амплитуда колебаний с частотой 1-го тона интенсивно снижается, но несколько возрастает амплитуда 2-го тона (0,6 g, 40 Гц, 1200 об/мин).

Подобная закономерность обусловлена увеличением частоты вспышки топлива в двигателе с 23 Гц (холостой ход) до 47 Гц ( $N = 1200$  об/мин).

Из приведённых данных, основу которых составляют полноразмерные эксперименты, следуют важные выводы. Во-первых, на режиме холостого хода, несмотря на минимальную мощность двигателя и отсутствие возмущений, силовая установка генерирует колебания максимальной интенсивности, что и вызывает дискомфорт пассажиров. Во-вторых, механизм усиления колебаний обусловлен резонансными явлениями. В-третьих, при увеличении частоты вращения ротора происходит расстройство резонансного механизма, что объясняет отсутствие дискомфорта при разгоне и движении автобуса, несмотря на возрастание мощности и появление возмущений от неровностей дороги. В-четвёртых, что особенно важно с практической точки зрения, для устранения дискомфорта достаточно некоторого увеличения частоты вращения ротора, что легко обеспечивается настройкой блока управления двигателем.

Пример результатов использования второй разновидности моделей (упрощённая схема силовой установки, на которую нанесены фрагменты амплитудного спектра) представлен на рис. 2.

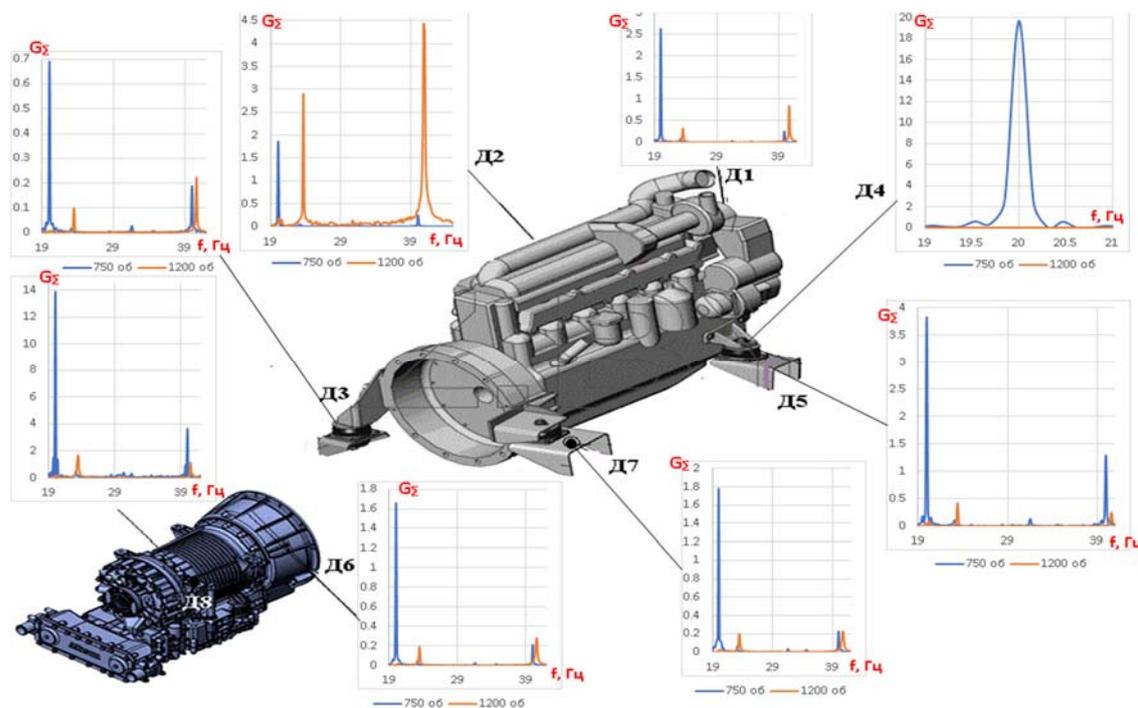


Рис. 2. Пример использования второй модели. Схема силовой установки с фрагментами амплитудного спектра в узловых элементах:  $N = 750$  об/мин,  $N = 1200$  об/мин

Основное назначение второй модели динамического процесса состоит в наглядном представлении процесса распространения вибрации по элементам силовой установки (по точкам доступа D1- D8), что важно проектировщикам ПТС.

Из рис. 2 видно, что в семи из восьми точек доступа, за исключением Д2 (кронштейн правой передней опоры), переход от режима холостого хода к эксплуатационному (1200 об/мин) сопровождается устранением интенсивной вибрации. Как показала дефектоскопия, опора Д2 оказалась повреждённой, что и привело к искажению показаний.

Как следует из рис. 2, с увеличением числа оборотов  $N$  вибрация силовой установки с частотой 20 Гц устраняется. Подобная закономерность подтверждает гипотезу о резонансной природе возникновения вибрации и свидетельствует о том, что повышение  $N$  холостого хода является простой и эффективной мерой, устраняющей дискомфорт.

В соответствии с постановкой задачи были проведены исследования по установлению причины преждевременного выхода из строя опор двигателя и отсутствию

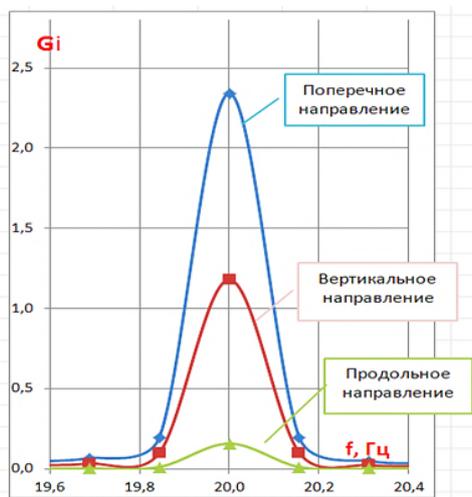


Рис. 3. Трёхмерная структура вектора вибрации блока двигателя,  $N=750$  об/мин

эффекта от изменения их конструкции и вариации моментов затяжки. Для этого были проанализированы продольная, поперечная и вертикальная составляющие вектора вибрации блока двигателя на режиме холостого хода (рис. 3). Как следует из рис. 3, наиболее интенсивную вибрацию испытывает двигатель в поперечном направлении, что не типично для рядного двигателя, поршни которого совершают движение в вертикальном направлении. Что касается опор, то их конструкция предусматривает подавление вертикальных колебаний, и поэтому сокращение их ресурса при

интенсивных поперечных колебаниях вполне закономерно.

Усиление поперечных колебаний является косвенным доказательством раннего воспламенения топливной смеси, то есть недостаточной отлаженности процесса подачи топлива на режиме холостого хода, что характерно для применённого двигателя. Таким образом, устранение вибрации можно достичь доработкой системы топливо питания, например, установкой системы «Common Rail».

### **Заключение.**

1. Разработана методика анализа механизма возникновения вибрационного дискомфорта ПТС, использованная для автобусов МАЗ-206 на режиме холостого хода.

2. Установлено, что причиной самоустранения вибраций ПТС является резонансная природа колебаний двигателя на холостом ходу и самоустранение резонанса при изменении частоты работы двигателя, несмотря на увеличенную по сравнению с холостым ходом мощность двигателя и появлением возмущений от дорожного покрытия.

3. Для устранения дискомфорта предложено некоторое увеличение числа оборотов холостого хода, реализация которого не вызывает затруднений и состоит в изменении настройки системы управления двигателем (прошивка программного обеспечения).

4. Установлено, что причиной преждевременного разрушения опор силовой установки является интенсивная вибрация блока двигателя в поперечном направлении.

5. Результаты исследований обсуждены с руководством компаний – производителей ПТС, получили высокую оценку и приняты к сведению для разработки перспективных транспортных средств.