

Н.Е. Жуковского» / Сборник докладов. – М.: Издательский дом Академии имени Н.Е.Жуковского, 2013. С. 307-312.

8. Левина Г.А., Бояршинова А.К. Решение упругогидродинамических задач и анализ нагрузочных характеристик лепесткового газодинамического подпятника с профилированными лепестками // Машиноведение.- 1989.- № 5.- С. 88-94.

### **Анализ результатов исследования колебаний рабочих колес турбомашин**

с.н.с. Селезнев В.Г., к.т.н. доц. Ильинская О.И., к.т.н. проф. Павлов Ю.И.  
ФГУП ЦИАМ им.П.И.Баранова, РГТУ МАТИ им. К.Э. Циолковского  
8 (495) 915-56-79 ,*madam.ilinskaya@yandex.ru*

*Аннотация.* Работа относится к области поузловой доводки узлов и деталей турбомашин. Авторами решалась задача повышения достоверности результатов тензометрирования рабочих колес. Предлагается методология трактовки результатов испытаний рабочих колёс турбомашин с использованием метода голографической интерферометрии, позволяющего получать практически полную информацию о формах и частотах колебаний любого колеса при отсутствии вращения. Приведен пример взаимодействия вынужденных колебаний и автоколебаний рабочего колеса в системе двигателя.

*Ключевые слова:* формы колебаний, вынужденные колебания, автоколебания, уравнение Ван дер Поля, спектральный анализ, голографическая интерферометрия.

#### **Введение**

Исследование колебаний рабочих колес турбомашин является одной из важных задач при решении проблем обеспечения вибрационной прочности этих наиболее напряженных элементов компрессоров и турбин.

Известно, что нагружение, а следовательно, и прочность элементов рабочего колеса (РК) при его работе зависят от аэродинамических и центробежных сил, однако реакция колеса на их действие обуславливается его конструкцией, которая в конечном итоге реализуется в виде форм и частот колебаний, которые могут или нет возбуждаться под действием этих сил. Имея изначально амплитудно-частотные характеристики РК в виде картин форм колебаний с соответствующими им частотами, а затем и данные тензометрирования этого колеса, можно провести анализ его работы с учетом знаний форм и частот колебаний, полученных ранее.

Как известно, основными характеристиками любого колебательного процесса являются амплитуда, частота и фаза. Если имеют место два гармонических движения с одинаковой частотой, то речь идет о разности фаз. Вид колебательного движения или форму колебаний применительно к рабочему колесу можно представить либо по распределению амплитуд перемещений, либо по распределению сдвигов фаз между двумя любыми точками на его поверхности. Уже на данном этапе рассмотрения колебательных движений очевидно, что наиболее информативным является распределение амплитуд перемещений, поскольку имеющиеся в настоящее время оптические методы, такие как голографическая интерферометрия и лазерная виброметрия, позволяют зафиксировать форму колебаний всей поверхности колеса. Однако такое представление оказалось непригодным для определения форм колебаний вращающихся колес турбомашин. Поэтому для определения форм колебаний в этом случае стали использовать фазовый метод, согласно которому форма колебаний с  $n$ -узловыми диаметрами определяется через разность фаз и количество лопаток рабочего колеса  $R$ .

Однако через некоторое время обнаружилось, что «по-прежнему существуют серьезные трудности в идентификации типа колебаний колес турбомашин, работающих в натуральных условиях» [1]. Следует отметить, что проблема идентификации типа и формы колебаний с помощью фазового метода не решена до сих пор. Если получение формы колебаний, напри-

мер, методом голографической интерферометрии позволяет наблюдать полную картину узловых линий и пучностей на поверхности колеса, то фазовый метод в этом отношении обладает весьма ограниченными возможностями. Кроме того, для получения полной информации о спектре частот и форм колебаний, фазовый метод, несмотря на кажущуюся простоту его реализации, намного уступает оптическому методу по затратам времени.

Существует несколько моделей для предсказания и объяснения деформированного состояния вращающихся колес турбомашин. Однако все они имеют существенный недостаток – ограниченное количество экспериментальных точек по числу тензорезисторов, что не всегда позволяет достоверно судить о формах колебаний этих колес.

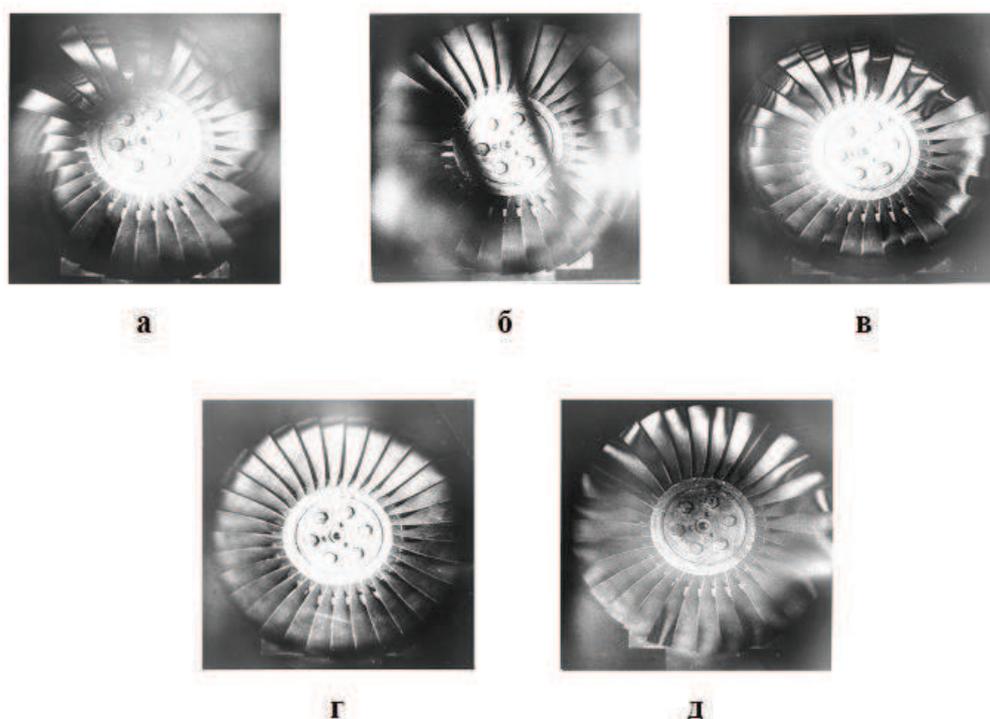
Физические явления, происходящие в колесах турбомашин, не находят должного внимания к себе со стороны исследователей, и это часто приводит к неправильному истолкованию результатов тензометрирования рабочих колес при стендовых испытаниях. Одно из таких явлений, например, расслоение спектра конструктивно осесимметричных систем. Недооценка физического подхода к динамическим процессам в колесах турбомашин приводит порой и к неправильной трактовке результатов тензометрирования рабочих колес при стендовых испытаниях.

Метод голографической интерферометрии дает возможность получать практически полную информацию о формах и частотах колебаний любого колеса при отсутствии вращения, и сопоставление ее с данными тензометрирования на различных частотах вращения может расширить представления о деформированном состоянии исследуемого колеса [2]. Поэтому прежде, чем приступать к анализу данных тензометрирования колеса на двигателе, необходимо построить спектры его колебаний по интерферограммам, снятым на голографическом стенде.

### Результаты исследований

В работе [3] было предпринято экспериментальное исследование физических особенностей процессов развития автоколебаний в рабочих лопатках модели компрессорной ступени. Ступень состояла из рабочего колеса и направляющего аппарата. Рабочее колесо имело 32 консольно закрепленных на жестком диске лопатки.

Формы и частоты колебаний колеса, снятые на голографическом стенде, показаны на рисунке 1.



**Рисунок 1. Формы колебаний модели колеса компрессора на различных частотах: а) 331 Гц; б) 438 Гц; в) 1021 Гц; г) 1348 Гц; д) 2004 Гц**

Поскольку автоколебания лопаток возникали по первой изгибной форме в диапазоне приведенных окружных скоростей 330 – 380 Гц, то были отсняты голографические интерферограммы форм колебаний отдельной лопатки этого колеса.

Кроме того, при исследовании взаимодействия гармонического и случайного возбуждения колебаний лопаток было отмечено, что на частоте вращения 227 Гц наибольшие из всех измеренных напряжений были зафиксированы на частоте второй гармоники 454 Гц. Эти напряжения возникли при резонансных колебаниях рабочего колеса по форме один диаметр плюс окружность  $1d+O$ .

Во время испытаний, кроме тензометрирования лопаток, проводилась запись пульсаций статического давления перед рабочим колесом. На рисунке 2 показаны спектры колебаний лопатки и пульсаций потока на режиме возникновения автоколебаний, взятые из работы [3].

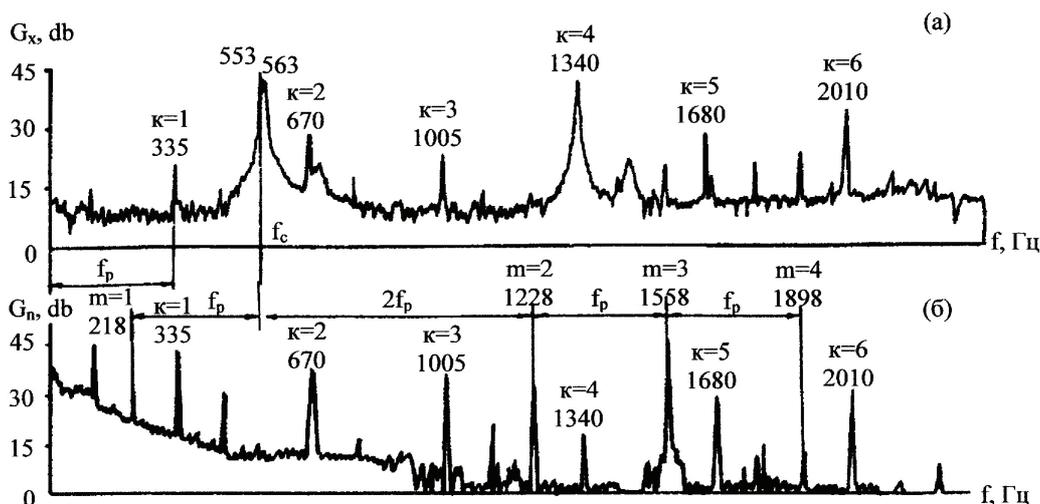


Рисунок 2. Спектры колебаний лопатки (а) и пульсаций потока (б) на режиме возникновения автоколебаний

Если сравнить частоты в спектре колебаний лопатки (рисунок 2) и частоты, полученные при снятии голографических интерферограмм колеса (рисунок 1), то можно заметить, что эти частоты близки: 331 и 335 Гц, 1021 и 1005 Гц, 1348 и 1340 Гц, 2004 и 2010 Гц. То есть, частоты колебаний колеса, полученные на голографическом стенде при отсутствии вращения, практически совпадают с частотами, полученными при вращении колеса на оборотах 335 Гц. Объяснение этого факта заключается в том, что при линейной постановке задачи о малых амплитудах колебаний такой ситуации возникнуть не может. Однако в работе [4] было показано, что в правых частях уравнений для нормальных координат находятся члены, соответствующие колебаниям с частотами, равными суммам и разностям собственных частот системы. Таким образом, во втором приближении на нормальные колебания системы с частотами  $\omega_\alpha$  накладываются дополнительные колебания с комбинационными частотами  $\omega_\alpha \pm \omega_\beta$ . В третьем приближении среди комбинационных частот появляются частоты, совпадающие с исходными  $\omega_\alpha$ . Таким образом, частоты 1005, 1340 и 2010 Гц можно отождествить с формами колебаний колеса, приведенными на рисунке 1. Что касается частоты 553 Гц, то она генерируется системой «рабочее колесо – направляющий аппарат» и равна  $218 + 335 = 553$  Гц.

Взаимодействие между автоколебаниями и вынужденными колебаниями часто встречается при анализе колебаний роторов, где из-за наличия подшипников скольжения и внутреннего трения могут возникнуть автоколебания, а дебаланс ротора приводит к его возбуждению гармоническими силами.

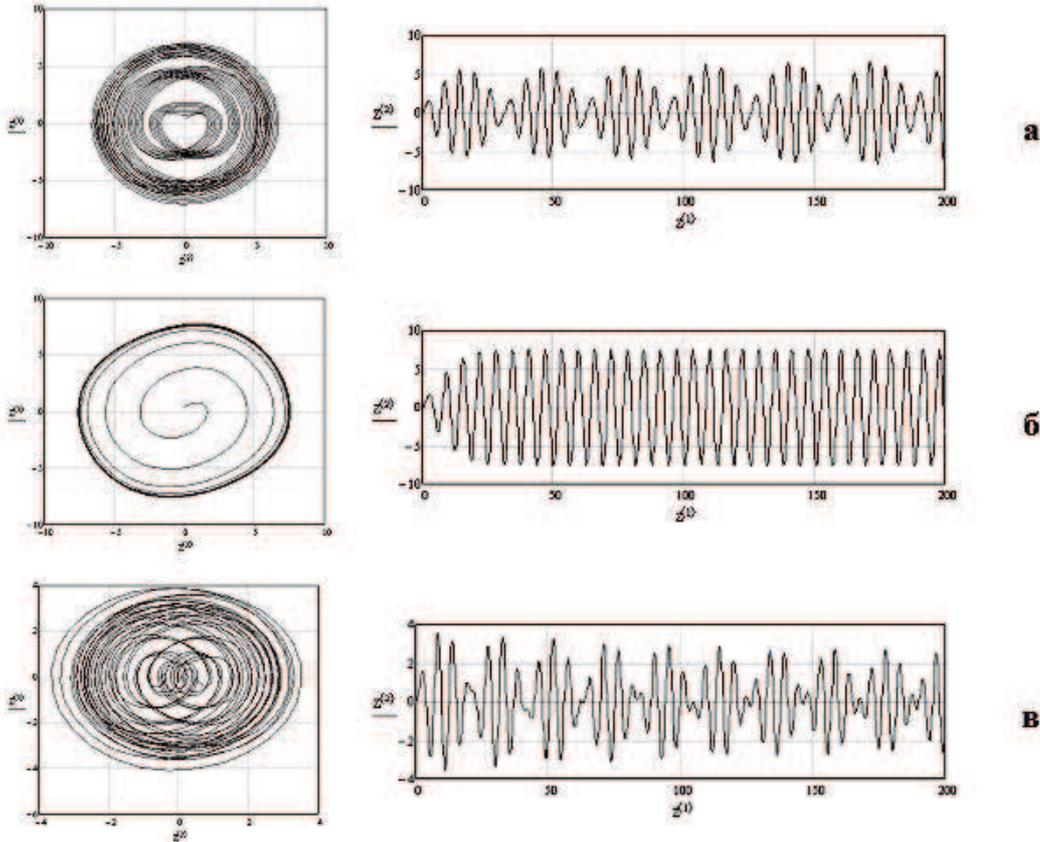
Существенный вклад в изучение взаимного влияния автоколебаний и вынужденных колебаний был сделан А. Тондлом [5], который предложил различные варианты решений уравнения Ван дер Поля (как аналитические, так и на ЭВМ).

При трактовке результатов, полученных при тензометрировании колес турбомашин,

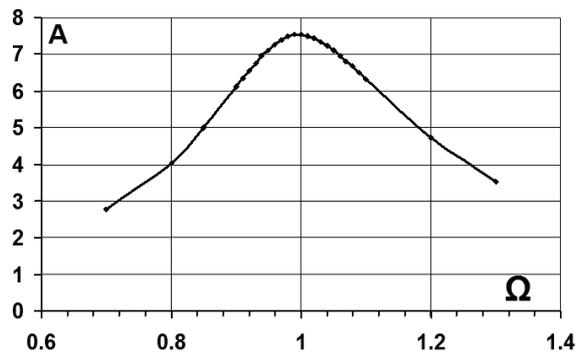
желательно исходить из некоторых общепринятых уравнений движения, поэтому обратимся к уравнению Ван дер Поля в его классическом варианте:

$$\ddot{y} - \mu \cdot (1 - \beta \cdot y - \gamma \cdot y^2) \cdot \dot{y} + y = P \cdot \cos(\Omega \cdot t).$$

Пользуясь средствами MATHCAD, решим это неоднородное дифференциальное уравнение второго порядка при заданных значениях  $\beta = 0.5$ ,  $\gamma = 1$  и  $\mu = 0.01$ . Значение  $P$  примем равным единице. Меняя  $\Omega$  от 0.7 до 1.28, получим ряд решений (рисунок 3) и построим график зависимости амплитуды колебаний от относительной частоты (рисунок 4).



**Рисунок 3. Фазовые портреты (слева) и осциллограммы (справа), соответствующие уравнению Ван дер Поля при различных значениях параметра  $\Omega$ : а)  $\Omega = 0.9$ ; б)  $\Omega = 1$ ; в)  $\Omega = 1.15$**



**Рисунок 4. Зависимость амплитуды вынужденных колебаний и автоколебаний от относительной частоты возбуждения  $\Omega$**

Из графика (рисунок 4) и приложенных осциллограмм видно, что область  $0.7 < \Omega < 1.28$  можно разбить на три части. Слева на графике при  $\Omega = 0.9$  биения пропадают по мере роста величины  $\Omega$ , при  $\Omega = 1$  амплитуда колебаний достигает своего максимального значения, затем опять начинаются биения колебаний при  $\Omega = 1.15$ .

В радиотехнике уравнением Ван дер Поля описывается работа автогенератора в режи-

ме синхронизации [6]. Изменяя величину  $\Omega$  относительно 1, можно определить область синхронизации, а также области биения колебаний. В данном случае наличие биений указывает на то, что имеют место автоколебания и что автогенератор в режиме синхронизации генерирует вынужденные колебания с частотой внешней гармонической силы. В рассмотренном примере область синхронизации составляет 20 %. В практических случаях она не превышает обычно нескольких процентов.

Следует отметить также, что А.Тондл [5], анализируя процесс взаимодействия вынужденных колебаний и автоколебаний, сделал важный вывод о том, что «в окрестности резонанса вынужденные колебания полностью компенсируют автоколебания и подавляют их», то есть вынужденные колебания по величине больше автоколебаний.

Поскольку из осциллограмм сигналов с тензодатчиков при анализе записей можно увидеть биения, то они могут быть отождествлены с наличием автоколебаний. На рисунке 5 приведен пример осциллограмм и спектров колебаний рабочего колеса турбомашин при его работе в области биений (а) и вынужденных колебаний (б).

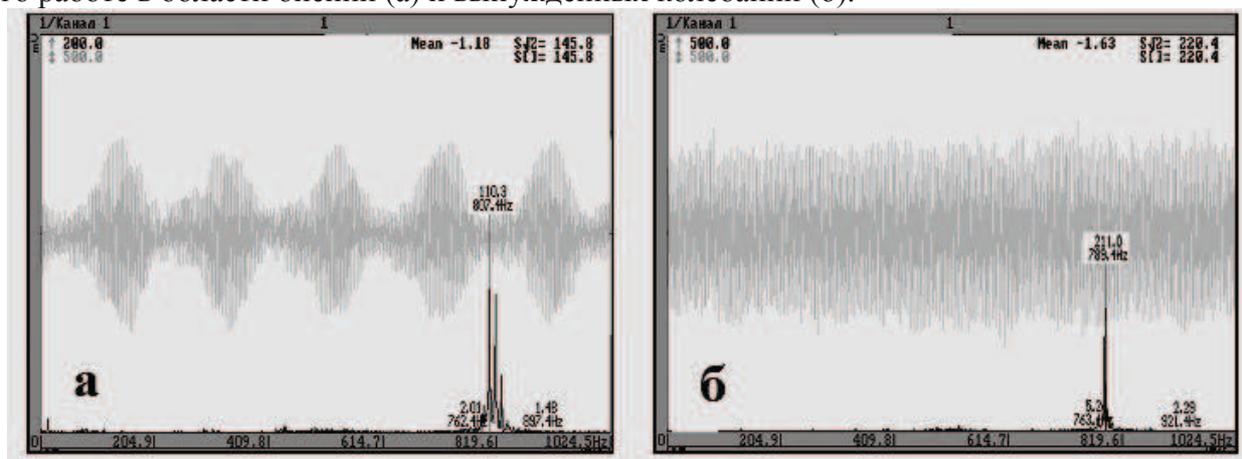


Рисунок 5. Осциллограммы и спектры колебаний рабочего колеса турбомашин

### Заключение

1. Для обеспечения необходимых прочностных характеристик РК необходимо в первую очередь экспериментально исследовать его амплитудно-частотные характеристики на голографической установке или на лазерном виброметре PSV Polytec.
2. При анализе результатов тензометрирования РК турбомашин следует учитывать предварительно определенные экспериментальным путем частоты и формы колебаний исследуемого колеса, и это необходимо ввести в практику испытаний.
3. На примере модели компрессорной ступени приведена «привязка» форм и частот колебаний, определенных методом голографической интерферометрии при отсутствии вращения, к пикам спектральных составляющих, полученных при тензометрировании при стендовых испытаниях.
4. Проведенные исследования колебаний колес турбомашин показали, что наибольшие напряжения в лопатках таких систем наблюдаются на режимах возникновения вынужденных колебаний. Это следует из решения уравнения Ван дер Поля, поскольку при автоколебаниях лопатки колеблются с меньшими амплитудами, чем при вынужденных колебаниях.

### Литература

1. Сачин В.М. Некоторые особенности аэроупругих колебаний рабочих колес турбомашин // Аэроупругость лопаток турбомашин. Труды ЦИАМ, 1981, № 953. – С. 267-287.
2. Селезнев В.Г., Павлов Ю.И., Ильинская О.И. Исследование колебаний колес турбомашин методом голографической интерферометрии и спектрального анализа. Научные труды, МАТИ, 2011, вып. 18, С. 54-58.
3. Кулагина В.А., Родов А.Я., Федосова А.Н.. Исследование процессов возникновения и развития автоколебаний в компрессорных лопатках. Аэроупругость лопаток турбомашин.

Выпуск 2. Труды ЦИАМ № 1064, 1983, с. 141-150, 254-266.

4. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Механика. - Москва: ГИФМЛ, 1958. – 206 с.
5. Тондл А. Автоколебания механических систем. - Москва: Мир, 1979. – 429 с.
6. Мигулин В.В., Медведев В.И., Мустель Е.Р., Парыгин В.Н. Основы теории колебаний. - Москва: Наука, 1988. – 391 с.

### **Динамический анализ параметров передней подвески кабины грузового автомобиля**

д.т.н. с.н.с. Горобцов А.С., д.т.н. с.н.с. Карцов С.К., к.т.н. доц. Поляков Ю.А.,  
к.т.н. Дьяков А.С.

ВолгГТУ, МАДГТУ, НИТУ «МИСиС», МГТУ им. Н.Э. Баумана  
8 (495) 601-51-67, [polyakov\\_yu.a@mail.ru](mailto:polyakov_yu.a@mail.ru)

*Аннотация.* С помощью разработанной динамической модели грузового автомобиля с уточнённым представлением элементов подвесок кабины исследовано влияние стабилизатора подвески кабины и жёсткости шарниров рычагов подвески кабины на её вибронегруженность при случайном внешнем дорожном возбуждении.

*Ключевые слова:* стабилизатор подвески кабины, шарниры рычагов подвески кабины, вибронегруженность кабины

#### **Введение**

Отличительной особенностью данной работы является постановка задачи в расширенной трактовке, что предполагает отказ от гипотезы малых перемещений тел, традиционно используемой при подобных расчетах, и позволяет осуществить достаточно полный учёт в расчётной схеме автомобиля геометрической нелинейности движения элементов конструкции на базе дифференциально-алгебраических уравнений больших движений тел [3, 4]. Под большими движениями здесь подразумевается общепринятый термин, означающий точное описание в уравнениях динамики угловой ориентации тела, без использования допущения о малости углов поворота.

Такой подход позволяет при создании динамической модели автомобиля более точно учитывать такие свойства, как пространственный характер движения, структуру расчётной схемы, различные нелинейности характеристик упругих и демпфирующих элементов, многомерные детерминированные и случайные возмущения, а также обеспечивать возможность включения моделей специфических взаимодействий, например, качение эластичного колеса.

Целью данной работы является выработка рекомендаций по совершенствованию конструкции передней подвески кабины грузового автомобиля на основе динамического анализа с помощью пространственной модели.

#### **Динамическая модель грузового автомобиля с уточнённым представлением элементов подвесок кабины**

Для расчёта параметров вибронегруженности грузового автомобиля с использованием программной системы ФРУНД [2] построена пространственная динамическая модель, включающая в себя раму, переднюю и заднюю подвески колёс, кабину с уточнённым представлением элементов её подвески, силовой агрегат, соединённый с рамой с помощью упруго-демпфирующих связей (рисунок 1).

Внешними силами, действующими на модель, являются силы веса, приложенные к центрам масс тел модели, а также вертикальное возмущение от единичных неровностей (импульсное возбуждение) или микропрофиля дороги (случайное возбуждение), которое передается через шины на подвески мостов и далее – на раму и другие агрегаты. Возмущение со стороны двигателя и трансмиссии в данной модели не учитывается, поскольку анализируются только колебания, возбуждаемые микропрофилем.

Каждая рессора передней подвески представлена в виде трёх взаимосвязанных тел, со-