

ISSN 0135 — 3152

**ТРУДЫ
НАМИ**

1982

ЦЕНТРАЛЬНЫЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ НАУЧНО-
ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ И АВТОМОТОРНЫЙ ИНСТИТУТ

~~НАМИ~~

ТРУДЫ
НАМИ

Выпуск 185

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ
ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ
АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

БАЗОВЫЙ ОТДЕЛ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ

Москва

1982

РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ

Хлебников А. М. (председатель), **Лунев И. С.** (зам. председателя, отв. редактор), **Петрушов В. А.** (зам. председателя), **Сироткин З. Л.** (зам. председателя), **Черняйкин В. А.** (зам. председателя), **Григорьева Л. А.** (отв. секретарь).

Секция автомобилей

Гируцкий О. И., **Глинер Л. Е.**, **Ибрагимов В. И.**, **Крестовников Г. А.**, **Петров И. П.**, **Стефанович Ю. Г.**, **Фридлянов В. Н.**

ФУНКЦИОНАЛЬНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ ДЛИННОБАЗНОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Теоретические принципы, на основе которых могут создаваться рулевые управления длиннобазных транспортных средств, изложены в работе [1].

Для обеспечения движения заднего колеса по траектории, максимально приближенной к траектории переднего колеса, рулевое управление должно осуществлять следующие функции [2]:

- определение траектории переднего колеса;
- запоминание траектории переднего колеса;
- определение действительного положения заднего колеса;
- определение положения заднего колеса, необходимого для следования по траектории переднего колеса;
- выработка команды на устранение расхождения траекторий переднего и заднего колес;
- отработка команды исполнительным механизмом поворота заднего колеса.

Функциональное исполнение рулевого управления может быть различным. В качестве примера рассмотрим рулевое управление, выполненное предпочтительно с применением электронных средств и обеспечивающее определение положения заднего колеса в неподвижной прямоугольной системе координат, одна из осей которой фиксируется с помощью гироскопа [3; 4].

Для упрощения изложения принимается, что длиннобазное транспортное средство имеет соединительную раму, на концах которой помещены переднее и заднее управляемые колеса, установленные с возможностью поворота относительно рамы в горизонтальной плоскости. Как показано в работе [1], такая кинематическая схема позволяет исследовать траектории перемещения концов соединительной рамы транспортных средств, имеющих передние и задние управляемые колеса или поворотные оси, а также переднюю и заднюю поворотные тележки, снабженные управляемыми колесами.

Рулевое управление (рисунок) содержит запоминающее устройство 11, снабженное носителем информации 14, задающим 13 и считывающим 15 элементами и приводами 12, 16 перемещения этих элементов относительно носителя информации 14. Датчики 8 и 2 фиксируют углы поворота соответственно переднего и заднего колес относительно соединительной рамы. Следящий привод 33 предназначен для поворота заднего колеса относительно соединительной рамы. Привод 33 имеет блоки 34 и 37 сравнения, блок 35 коррекции и исполнительный механизм 36.

Гироскопический датчик 3 фиксирует угол θ поворота соединительной рамы относительно оси x координат. Блоки 10 и 40 осуществляют суммирование последовательных значений угла θ и углов γ_A , γ_B поворота переднего и заднего колес для получения значений φ_A и φ_B углов поворота этих колес относительно оси x . Блок 29 алгебраических преобразований функций содержит элементы 24 и 25 для сложения функций последовательных значений суммарного угла поворота соединительной рамы и переднего колеса и считываемого угла φ_{AI} . Элемент 28 обеспечивает деление полученных сумм, элементы 26 и 27 осуществляют возведение сумм в квадрат, а элемент 30 — сложение полученных квадратов сумм. Элементы 22 и 23 служат для изменения на обратный знака функций последовательных значений считываемого угла.

Блок 39 сравнения обеспечивает сопоставление сигнала на первом выходе блока 29 алгебраических преобразований функций со значением постоянного коэффициента 38. Блоки 20, 21, 18 и 19 служат для вычисления функций синуса и косинуса последовательных значений суммарного угла поворота соединительной рамы и переднего колеса и считываемого угла.

Вход блока 31 обратных тригонометрических функций связан со вторым выходом блока 29 алгебраических преобразований функций. Ключи 1, 4, 5, 6, 7, 17 и 32 имеют вход, выход и канал управления. Датчик 9 пути связан с каналом управления третьего 5 ключа. Вход этого ключа соединен с блоком 10 суммирования последовательных значений угла поворота переднего колеса и угла поворота соединительной рамы, а выход — с каналами управления первого 7 и второго 6 ключей, приводом перемещения 12 задающего элемента 13 и через блоки 20 и 21 вычисления синуса и косинуса суммарного угла с блоком 29 алгебраических преобразований функций. Входы первого 7 и второго 6 ключей соединены соответственно с датчиком 8 угла поворота переднего колеса и гироскопическим датчиком 3. Выходы первого 7 и второго 6 ключей соединены с блоком 10, а его выход присоединен к задающему элементу 13 запоминающего устройства 11.

Выход блока 39 сравнения связан с приводом 16 перемещения считываемого элемента 15, а также с каналами управления четвертого 1, пятого 17, шестого 32 и седьмого 4 ключей. Входы этих ключей соединены соответственно с датчиком 2 угла поворота зад-

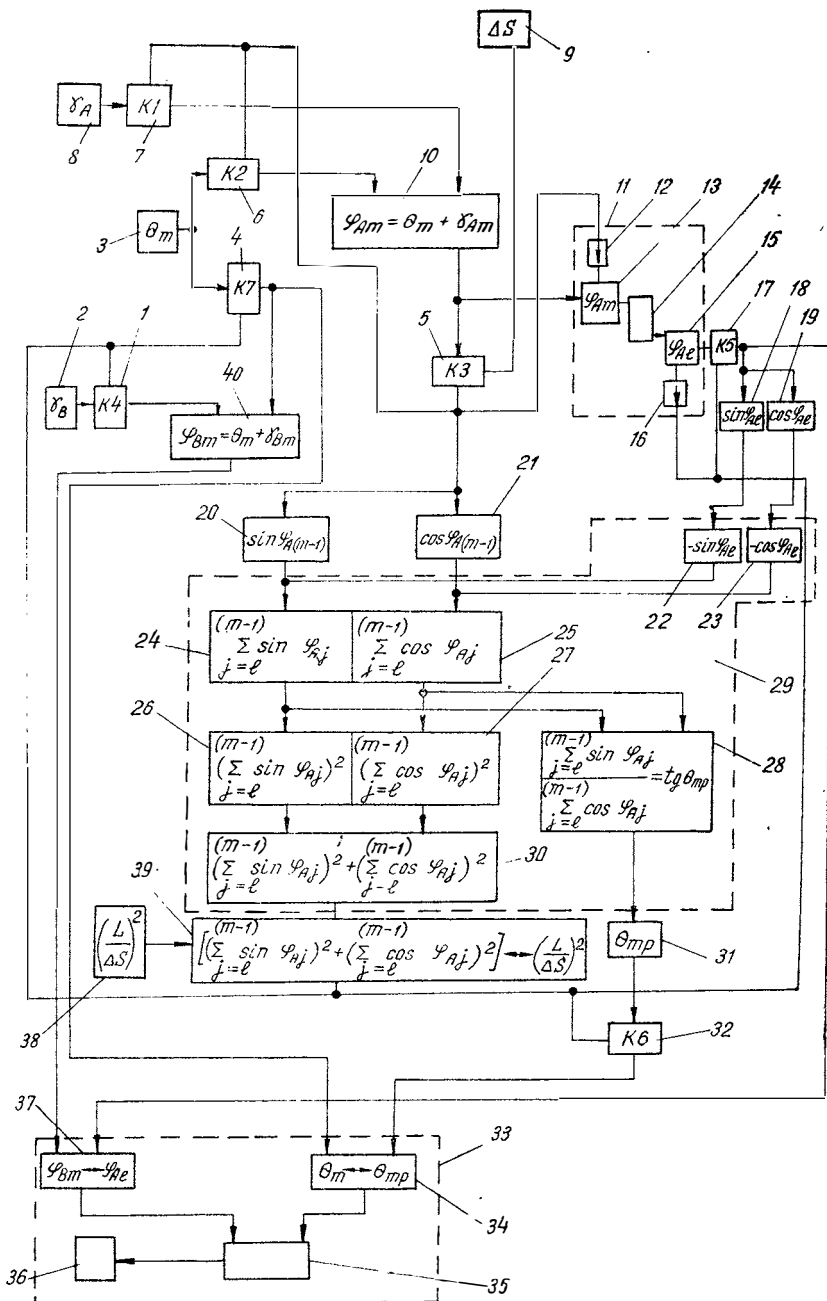


Рисунок. Блок-схема рулевого управления

него колеса, считывающим элементом 15 запоминающего устройства 11, выходом блока 31 обратных тригонометрических функций и гироскопическим датчиком 3. Выходы четвертого 1 и седьмого 4 ключей соединены с блоком 40 суммирования последовательных значений углов поворота заднего колеса и поворота соединительной рамы. Выход блока 40 связан с первым входом блока 37 сравнения следящего привода 33. Второй вход блока 37 связан с выходом пятого ключа 17, соединенным через блоки 18, 19 вычисления синуса и косинуса последовательных значений считываемого угла с блоком 29 алгебраических преобразований функций. Выход седьмого ключа 4 связан с первым входом блока 34 сравнения следящего привода 33. Второй вход блока 34 связан с выходом шестого ключа 32. Выходы блоков 34 и 37 сравнения следящего привода 33 соединены с исполнительным механизмом 36 через блок 35 коррекции.

Рулевое управление работает следующим образом.

В рассматриваемый момент времени передняя точка A и задняя точка B соединительной рамы располагаются соответственно на элементарных участках m и l траектории переднего колеса.

При движении транспортного средства датчик 9 пути срабатывает при перемещении переднего колеса на каждый отрезок траектории, длина которого равна величине ΔS . Сигнал датчика 9 открывает ключ 5, после чего значение суммарного угла $\varphi_{A(m-1)}$, вычисленного на предыдущем шаге, из блока 10 поступает в блоки 20 и 21. Одновременно приводится в действие привод 12, обеспечивая перемещение на один шаг задающего элемента 13 относительно носителя информации 14, и открываются ключи 6 и 7. При срабатывании ключей 6 и 7 в блок 10 суммирования от датчиков 8 и 3 поступают текущие значения угла γ_{Am} поворота переднего колеса относительно соединительной рамы и угла θ_m поворота соединительной рамы относительно оси x координат. Блок 10 осуществляет суммирование последовательных значений указанных углов.

Из блока 10 значения суммарного угла φ_{Am} поступают в задающий элемент 13 запоминающего устройства 11 и фиксируются на носителе информации 14.

В блоках 20 и 21 вычисляются значения синуса и косинуса суммарного угла: $\sin\varphi_{A(m-1)}$, $\cos\varphi_{A(m-1)}$, поступающие в блок 29 алгебраических преобразований функций.

Элементы 24 и 25 блока 29 суммируют значения синуса и косинуса соответственно с поступившими ранее функциями последовательных значений суммарного угла для получения выражений:

$$\sum_{j=l}^{(m-1)} \sin\varphi_{Aj}; \quad (1)$$

$$\sum_{j=l}^{(m-1)} \cos\varphi_{Aj}. \quad (2)$$

Результаты вычислений по выражениям (1) и (2) пропорциональны проекциям соответственно на оси y и x координат отрезка траектории, заключенного между участками l и m .

Результаты вычислений из элементов 24, 25 поступают в элемент 28, осуществляющий их деление для получения выражения

$$\frac{\sum_{j=l}^{(m-1)} \sin \varphi_{Aj}}{\sum_{j=l}^{(m-1)} \cos \varphi_{Aj}} = \operatorname{tg} \theta_{mp}.$$

Значение угла θ_{mp} вырабатывается в блоке 31 обратных тригонометрических функций, откуда оно подается в блок 34 сравнения следящего привода 33. В блоке 34 значение θ_{mp} сопоставляется с действительным текущим значением угла θ_m поворота соединительной рамы относительно оси x координат, поступающим из датчика 3.

Кроме того, результаты, полученные в элементах 24, 25, возводятся в квадрат в элементах 26, 27 и затем суммируются в элементе 30 для получения выражения

$$\left[\sum_{j=l}^{(m-1)} \sin \varphi_{Aj} \right]^2 + \left[\sum_{j=l}^{(m-1)} \cos \varphi_{Aj} \right]^2. \quad (3)$$

Значение суммы (3) пропорционально квадрату длины хорды между участками траектории, имеющими порядковые номера l и m .

Результат вычисления по выражению (3) сравнивается в блоке 39 с величиной коэффициента 38, имеющего для данного транспортного средства постоянное значение

$$\left(\frac{L}{\Delta S} \right)^2. \quad (4)$$

Результат вычисления по выражению (3) достигает значения (4) или несколько превосходит его в момент, когда переднее колесо удалено по траектории от участка l , на котором находится заднее колесо, на расстояние, составляющее по хорде величину L (база транспортного средства). В этот момент блок 39 вырабатывает импульс, открывающий ключи 1, 17, 32 и 4, а также приводящий в действие привод 16, который обеспечивает перемещение на один шаг считывающего элемента 15 относительно носителя информации 14.

При этом в блок 40 суммирования поступают текущие значения угла γ_{Bm} поворота заднего колеса относительно соединительной рамы и угла θ_m поворота соединительной рамы относительно оси x координат. Блок 40 осуществляет суммирование значений этих углов для получения фактического значения суммарного угла поворота заднего колеса относительно оси x координат.

Результат вычисления из блока 40 передается в блок 37 сравнения следящего привода 33 для сопоставления со значением угла φ_{A1} , поступающим из считывающего элемента 15 запоминающего устройства 11. Элемент 15 при своем перемещении обеспечивает считывание очередного значения угла φ_{A1} и стирание его с носителя информации 14.

Указанное значение угла φ_{A1} , записанное на носителе информации 14 с помощью задающего элемента 13 в момент, когда переднее колесо находилось на участке l траектории, определяет фактическое для этого момента значение угла поворота переднего колеса относительно оси x координат.

Значение угла φ_{A1} из считывающего элемента 15 подается в блоки 18, 19 для вычисления значений синуса и косинуса $\sin\varphi_{A1}$, $\cos\varphi_{A1}$. Знак полученных значений функций изменяется на обратный в элементах 22, 23 блока 29 алгебраических преобразований функций. Значения $-\sin\varphi_{A1}$ и $-\cos\varphi_{A1}$ из элементов 22, 23 поступают соответственно на входы элементов 24, 25 для вычитания из функций последовательных значений суммарного угла φ_{Aj} .

Блок 37 сравнения следящего привода 33 вырабатывает сигнал рассогласования в случае, если значение угла поворота заднего колеса относительно оси x координат отличается от значения угла, под которым располагалось переднее колесо, когда оно находилось на участке l траектории. Блок 34 сравнения вырабатывает сигнал рассогласования в случае отклонения заднего колеса от траектории.

Сигналы рассогласования, выработанные блоками 37 и 34 сравнения, с соответствующими масштабными коэффициентами, алгебраически суммируются в блоке 35 коррекции, откуда суммарный сигнал поступает в исполнительный механизм 36 следящего привода 33, осуществляющий поворот заднего колеса относительно соединительной рамы для устранения рассогласования.

Представленная блок-схема не исчерпывает возможных исполнений рулевого управления и приведена лишь в качестве примера. В настоящее время проводится разработка более совершенных схем, не требующих применения гироскопического датчика.

ЛИТЕРАТУРА

1. Соловьев В. И., Цейтлин Г. Д. Теоретические вопросы разработки рулевых управлений длиннобазных транспортных средств. В сб.: «Труды НАМИ». вып. 182. М., 1981.
2. Соловьев В. И., Цейтлин Г. Д. Предпосылки разработки рулевых управлений длиннобазных транспортных средств. Экспресс-информация «Конструкция автомобилей». М., НИИНавтопром, 1979.
3. Авторское свидетельство № 582130. «Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки», 1977, № 44.
4. Авторское свидетельство № 734049. «Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки», 1980, № 18.

СПОСОБ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МОМЕНТОВ ИНЕРЦИИ ВРАЩАЮЩИХСЯ ЭЛЕМЕНТОВ ТРАНСМИССИИ

Моменты инерции механизмов или их отдельных элементов необходимо знать при решении многих научных и технических задач. На практике для нахождения моментов инерции используются два принципиально различных пути — аналитический и экспериментальный.

Аналитическим путем можно определять моменты инерции однородных тел правильной геометрической формы. Так как элементы механизмов редко имеют простую форму и часто не являются однородными, вычисления становятся трудоемкими и неточными.

Экспериментальные методы являются более точными и менее трудоемкими и поэтому наиболее часто применяются на практике. Методы определения моментов инерции вращающихся элементов можно подразделить на следующие основные виды:

- 1) методы физического маятника [3];
- 2) методы крутильных колебаний [3];
- 3) по колебаниям нитяных подвесов [3];
- 4) методы атвудовой машины [3];
- 5) метод прокручивания механизма с равномерной скоростью и при постоянном ускорении [1];
- 6) метод двойного выбега [5; 8].

Первые четыре из перечисленных методов требуют полной разборки механизма и определения момента инерции каждого из его элементов в отдельности, что связано со значительными затратами времени, а в ряде случаев вообще неосуществимо из-за технических трудностей.

Основная суть пятого метода заключается в следующем. Механизм устанавливают на стенд и определяют крутящий момент M_c , необходимый для его прокручивания с постоянной скоростью ω . Затем с помощью стенда при скорости, близкой к ω , создают эталонное ускорение ε и определяют момент, необходимый для его

прокручивания при наличии ускорения, M_d . Используя найденные значения M_c и M_d , вычисляют искомую величину момента инерции механизма I_m по следующей формуле:

$$I_m = \frac{M_d - M_c}{\varepsilon}.$$

Данный способ достаточно трудоемкий и требует специального стендового оборудования. Кроме того, в величину M_d , помимо сил инерции и потерь на вращение механизма вхолостую, входят потери от передачи крутящего момента, которые предлагается учитывать расчетным путем с помощью приближенных коэффициентов, что снижает точность определения искомой величины.

В шестом методе [6] для получения искомой величины используются значения ускорений выходного вала механизма, замеренные при фиксированной угловой скорости в процессе вращения элементов механизма по инерции при наличии и отсутствии дополнительной инерционной массы. Данный метод по сравнению с предыдущими менее трудоемкий и не требует стендового оборудования, однако при его использовании необходима специальная сверхточная измерительная аппаратура. В работе [6] проведен анализ ошибок при использовании данного метода, в связи с чем отмечается, что для определения искомой величины с точностью $\pm 2\%$ ошибка, например, при замере времени выбега не должна превышать одной сотысячной секунды.

Способ, изложенный в работе [8], также базируется на методе [5]. Здесь данный метод использован применительно к частному случаю: определению моментов инерции двигателей, у которых зависимость механических потерь от скорости описывается функцией вида $A + B\omega$, где A и B постоянные коэффициенты. В результате преобразований получено выражение точно такое же, как в работе [6], но записанное для растянутого диапазона скоростей, в результате чего вместо ускорений в окончательной формуле фигурируют значения времени, замеренные в одинаковом диапазоне скоростей при наличии и отсутствии инерционной массы. Положительные стороны данного способа: понижены требования к точности замеров исходных параметров, в результате появилась возможность определения искомой величины без специальной аппаратуры. Недостатком является сужение сферы использования [5].

В разработанном способе для определения момента инерции механизма в качестве исходного используется известное уравнение механики, отражающее законы вращения элементов механизма по инерции, когда угловая скорость его выходного вала изменяется от некоторого начального значения ω до нуля:

$$I_m \frac{d\omega}{dt} = -M(\omega), \quad (1)$$

где I_m — приведенный к одному из выходных валов суммарный эквивалентный момент инерции вращающихся и совер-

шающих возвратно-поступательное движение элементов механизма (например, поршней и элементов системы газораспределения двигателя);

ω — текущее значение угловой скорости выходного элемента механизма, к которому приводится его момент инерции;
 t — время движения элементов механизма по инерции от ω до нуля;

$M(\omega)$ — приведенный к выходному валу механизма крутящий момент, характеризующий все виды потерь, возникающие при его работе, и зависимость их от скорости (потери на граничное и жидкостное трение, гидродинамические, насосные, электромагнитные и др.).

Решая полученное уравнение (1) относительно dt , после интегрирования в пределах изменения угловой скорости имеем

$$t = I_m \int_0^{\omega} \frac{d\omega}{M(\omega)}. \quad (2)$$

Полученное уравнение показывает, что время вращения элементов механизма по инерции прямо пропорционально их моменту инерции.

Если присоединить к выходному валу механизма известную маховую силу I , то уравнение (2) принимает следующий вид:

$$t_I = (I_m + I) \int_0^{\omega} \frac{d\omega}{M(\omega)}. \quad (3)$$

Имеется много механизмов, у которых внутренние потери и зависимость их от скорости остаются практически неизменными, если к их выходным элементам присоединить дополнительную инерционную массу I , соизмеримую с моментом инерции механизма I_m . К таким механизмам относятся двигатель внутреннего сгорания, агрегаты трансмиссии автомобиля, гидравлические насосы, компрессионные установки и др. Это дает основание считать, что

применительно к перечисленным механизмам выражения $\int_0^{\omega} \frac{d\omega}{M(\omega)}$, входящие в правые части уравнений (2) и (3), равны.

Используя данное обстоятельство, с помощью уравнений (2) и (3) составим уравнение, решение которого относительно I_m дает такой результат:

$$I_m = \frac{tI}{t_I - t}. \quad (4)$$

Полученная формула позволяет вычислить приведенный момент инерции механизма, если известны момент инерции дополнительной массы и время вращения элементов механизма по инерции с

одинаковой начальной скоростью при наличии дополнительной массы и ее отсутствии.

Данную формулу можно также использовать применительно к механизмам, у которых внутренние потери при работе холостую могут заметно измениться при установке дополнительной инерционной массы. К таким механизмам можно отнести, например, отдельно взятый электродвигатель. Его потери холостого хода в основном определяются трением в подшипниках и вентиляционными потерями ротора. Данные потери могут быть соизмеримы с дополнительными потерями на трение, которые возникают из-за увеличения нормальной нагрузки на подшипники при установке дополнительной массы, и ее вентиляционными потерями. В этом случае вопрос определения момента инерции данного механизма (электродвигателя) с помощью уравнения (4) может быть решен при использовании следующих приемов:

1. Присоединить к механизму последовательно два элемента с одинаковой массой и размерами, но различными моментами инерции. Тогда для вычисления искомой величины в формулу (4) вместо I следует подставить значение разности моментов инерции данных элементов и время вращения по инерции механизма с одним и другим элементами.

2. Присоединить к исследуемому механизму устройство с известными моментами инерции вращающихся элементов, обладающее повышенными внутренними потерями, например, к электродвигателю присоединить шестеренчатый редуктор. В этом случае искомая величина определяется путем вычитания из найденной величины момента инерции элементов редуктора.

Теперь рассмотрим вопрос практического приложения данного способа для исследования автомобиля. Остановимся на случае, когда необходимо располагать величиной суммарного момента инерции вращающихся элементов трансмиссии и ведущих колес автомобиля $I_{\Sigma \text{тр}}$. Данная величина используется в качестве одного из исходных параметров при определении составляющих мощностного баланса автомобиля инерционным методом. Ее численное значение в данных исследованиях играет важную роль, поскольку определяет величину кинетической энергии, накопленной элементами трансмиссии в начальный момент выбега. В связи с этим неточность величины $I_{\Sigma \text{тр}}$ повлечет за собой ошибку в величине каждой составляющей мощностного баланса автомобиля, что особенно отразится на точности определения потерь в трансмиссии, так как коэффициенты a и $P_{\text{тр}0}^0$, характеризующие потери, находятся в прямой зависимости от $I_{\Sigma \text{тр}}$. Это видно из исходного уравнения, которое отражает вращение по инерции ведущих колес и связанных с ними элементов трансмиссии у автомобиля с вывешенными ведущими колесами и отсоединенным двигателем:

$$I_{\Sigma \text{тр}} \frac{dv}{dt} = -P_{\text{тр}0}^0 - av, \quad (5)$$

где $I_{\Sigma\text{тр}}$ — приведенный к колесам автомобиля суммарный момент инерции колес и вращающихся при выбеге элементов трансмиссии;

v — поступательная скорость автомобиля.

Методику определения моментов инерции вращающихся элементов трансмиссии автомобиля, базирующуюся на разработанном способе, рассмотрим на конкретном примере.

Для простоты рассуждений в качестве объекта исследований возьмем грузовой автомобиль типа 4×2 с механической трансмиссией, не имеющей раздаточной коробки и делителя в коробке передач. Если рассматривать трансмиссию как механизм, а колеса в качестве его выходного элемента, то для удобства проведения эксперимента, как это сделано в работе [7], целесообразно привести моменты инерции элементов трансмиссии к колесам автомобиля и при замерах использовать вместо угловой скорости колес линейную скорость автомобиля. Тогда для данного автомобиля выражение, характеризующее суммарный момент инерции ведущих колес и элементов трансмиссии, приведенный к его колесам, имеет следующий вид:

при нейтральном положении в коробке передач

$$I_n = I_k n + I_c; \quad (6)$$

при включенной передаче в коробке передач и выжатом сцеплении

$$I_{\Sigma\text{тр}} = I_k n + I_c + I_v = I_k n + I_{\text{тр}}, \quad (7)$$

где I_k — момент инерции колеса;

n — число ведущих колес;

I_c — приведенный к колесам момент инерции вращающихся элементов трансмиссии, не зависящий от передаточного числа коробки передач (ступицы колес, тормозные барабаны, шестерни главной передачи, карданный вал, элементы коробки передач, вращающиеся вместе с колесами при установке в ней нейтрали, и др.);

I_v — приведенный к колесам момент инерции вращающихся элементов трансмиссии, зависящий от передачи в коробке передач (элементы сцепления и элементы коробки передач, связанные с ее первичным валом).

Если использовать колеса автомобиля в качестве инерционной массы, то эксперименты по определению моментов инерции значительно упрощаются, поскольку тогда не требуется изготавливать дополнительную инерционную массу и приспособление для ее установки.

Моменты инерции колес обычно известны, при отсутствии таких данных их несложно получить экспериментально, например, с помощью нитяного подвеса [3]. В этом случае расчетная формула (4) несколько изменится и принимает такой вид:

$$I_n = \frac{I_k m t_{(H)}}{t_{(H)} - t_{m(H)}}, \quad (8)$$

где m — число снятых ведущих колес автомобиля;
 $t_{(H)}$ — время вращения по инерции, при нейтрале в коробке передач, колес и элементов трансмиссии от заданной скорости до полной остановки, когда в наличии имеются все колеса, $t_{m(H)}$ — то же, когда снято m колес.

По аналогии можно записать формулу для определения $I_{\Sigma TP}$, где соответственно $t_{(C)}$ и $t_{m(C)}$ — время вращения по инерции при наличии колес и снятых m колес.

Методика проведения экспериментов заключается в следующем. Поднимают ведущие колеса, устанавливают высшую передачу в коробке передач и, вращая колесами на месте, прогревают трансмиссию до установившегося теплового состояния. Затем проводят замеры. Для этого скорость по спидометру доводят до значения, близкого к максимальному, после чего рычаг коробки передач устанавливают в нейтральное положение. При прохождении стрелки спидометра мимо выбранного значения скорости включают секундомер, когда элементы трансмиссии останавливаются, его выключают, фиксируя значение $t_{(H)}$. Для определения $I_{\Sigma TP}$ повторяют эксперимент, оставляя рычаг коробки передач на высшей передаче, но, выключив сцепление, в результате определяют время $t_{(C)}$. Оба эксперимента повторяют при снятии части или всех колес автомобиля, в результате чего определяют значения времени $t_{m(H)}$ и $t_{m(C)}$. Используя $t_{(H)}$, $t_{(C)}$, $t_{m(H)}$ и $t_{m(C)}$, по формуле (8) вычислим величины I_n и $I_{\Sigma TP}$. Численные значения их соответствуют высшей передаче. На других передачах величина I_n остается неизменной, а $I_{\Sigma TP}$ изменяется в зависимости от передаточного числа трансмиссии:

$$I_{\Sigma TP} = I_k n + I_c + I_v \frac{i_{TP}^2}{i_{TP.V}^2},$$

где $i_{TP.V}$ и i_{TP} — передаточные числа трансмиссии на высшей передаче и на любой передаче в коробке передач соответственно.

Теперь рассмотрим числовой пример применительно к данному автомобилю, имеющему следующие параметры: $n=4$; $I_k=9,5 \text{ кгм}^2$; $i_{TP.V}=6,83$. В результате эксперимента на указанном автомобиле найдены значения времени вращения его колес и элементов трансмиссии по инерции от скорости 80 км/ч до полной остановки, которые составили при наличии всех колес $t_{(H)}=104,2 \text{ с}$; $t_{(C)}=101,6 \text{ с}$; при снятии двух колес $t_{(H)}=69,5 \text{ с}$; $t_{(C)}=69,8 \text{ с}$.

Подставляя найденные значения времени и исходные параметры в формулу (8), получим:

$$I_n = \frac{9,5 \cdot 2 \cdot 104,2}{104,2 - 69,5} = 57,05 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I_{\Sigma \text{тр}} = \frac{9,5 \cdot 2 \cdot 101,6}{101,6 - 69,8} = 60,7 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Используя I_n и $I_{\Sigma \text{тр}}$, с помощью уравнений (6) и (7) определим величины I_c и I_v :

$$I_c = I_n - nI_k = 19,05 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I_v = I_{\Sigma \text{тр}} - I_n = 3,65 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Найденные величины позволяют получить выражение для вычисления приведенного к колесам суммарного момента инерции колес и элементов трансмиссии для данного автомобиля в общем случае его движения:

$$I_{\Sigma \text{тр}} = 4 \cdot 9,5 + 19 + \frac{3,65}{6,83^2} i_{\text{тр}}.$$

Точность получения величин I_n и $I_{\Sigma \text{тр}}$ зависит от точности определения параметров, входящих в расчетную формулу (8), их абсолютных значений и функциональной связи с искомыми величинами. Взаимосвязь между указанными параметрами и их численные значения зависят от ряда факторов: моментов инерции элементов трансмиссии, общего числа колес у автомобиля и их моментов инерции, числа снятых колес, величины потерь в трансмиссии, начальной скорости выбега и др. Проведенные расчетные исследования с использованием работ [4] и [6] позволили дать рекомендации по выбору исходных параметров и условий проведения эксперимента. Для получения минимальных ошибок при определении величин I_n и $I_{\Sigma \text{тр}}$ необходимо выполнить следующие условия: начальная скорость выбега должна быть близка к максимальной скорости, все ведущие колеса должны останавливаться одновременно, прогрев агрегатов необходимо проводить до установившегося теплового состояния, при определении значений $t_{m(n)}$ и $t_{m(c)}$ снимать все колеса автомобиля. При вычислении величин I_c и $I_{\Sigma \text{тр}}$ должны соблюдаться первые три из перечисленных условий, а между искомыми величинами и снятой инерционной массой желательно иметь соотношение $2 > \frac{I_{km}}{I_c} > 1$, аналогично для $I_{\Sigma \text{тр}}$. При определении величины I_v эксперимент необходимо проводить на низших передачах в коробке передач.

Теперь, используя данные числового примера и результаты исследований автомобиля типа 4×2, покажем влияние некоторых из перечисленных факторов на конкретные значения относительных ошибок. Пусть для рассматриваемого случая величины $t_{(n)}$

и $t_{m(n)}$ замерены с одинаковой ошибкой, равной 0,3 с, тогда ошибка в величине I_c составит 1%, при изменении начальной скорости выбега от 80 до 40 км/ч она (ошибка 1%) увеличивается в 1,5 раза, при снятии четырех колес вместо двух ее значение уменьшится в 4,5 раза. Если эксперимент проводить при температуре масла в ведущем мосту в два раза меньше, чем установившаяся (50°C), то ошибка по сравнению с исходной (1%) возрастает в 2,3 раза.

Ошибка, связанная с изменением трения в подшипниках при снятии части колес, будет зависеть от их массы и сопротивления вращению трансмиссии, ее можно учесть, используя величину I_n , вычисленную по формуле (8), и материалы, имеющиеся в работах [2; 7].

Если пренебречь данным обстоятельством, то для данного автомобиля при температуре масла в ведущем мосту 50°C найденная по формуле (8) величина $I_{\Sigma TP}$ будет больше фактической на 1%, при температуре 30° на 0,5%. Для автомобиля типа 8×8 это превышение составит менее 0,1%.

Для исключения грубых ошибок при определении моментов инерции с помощью разработанного способа можно предложить ряд проверок, которые позволяют судить о достоверности полученных результатов. Если не учитывать случайные ошибки измерений, которые, как правило, не превышают 2—4%, то найденные значения моментов инерции будут оставаться неизменными при изменении ряда исходных параметров: начальной скорости выбега, теплового состояния агрегатов, числа снятых колес и др. При определении величины I_v на разных передачах в коробке передач должны сохраняться следующие соотношения:

$$\frac{I_{v1}}{i_{TP1}^2} = \frac{I_{v11}}{i_{TP11}^2} = \dots = \frac{I_{vi}}{i_{TPi}^2},$$

где I_{vi} — значения момента инерции, найденные при передаточном числе трансмиссии i_{TPi} , аналогично для других величин.

Проверкой также может служить нахождение известной инерционной массы, установленной вместо колес автомобиля или части колес с известными моментами инерции, для этого следует провести ряд замеров с различным числом снятых колес.

Некоторые результаты исследований, проведенных с помощью разработанного способа, представлены в таблице.

В упомянутой таблице для сравнения приведены моменты инерции всех колес объектов исследований и коэффициент, характеризующий соотношение между моментами колес и вращающимися элементами трансмиссии, связанными с колесами при нейтрали в коробке передач. Данный коэффициент определяется по формуле

$$\gamma = \frac{I_c + I_{kn}}{I_{kn}}$$

Т а б л и ц а

Характеристика объектов исследований			Моменты инерции ведущих колес, элементов трансмиссии и двигателя, кг·м ²				Коэффициент γ
полная масса, т	колесная формула	рабочий объем и тип двигателя, л	приведенные к колесам			приведенные к выходному валу двигателя	
			$I_{кп}$	I_c	$I_d i_{тр.в}^2$	I_d	
1,3	4×4	1,6Б*	4,7	0,7	—	—	1,13
7,2	4×2	4,2Б	36,4	10,2	32,6	0,7	1,28
10,5	4×2	6,0Б	47,2	24,0	40,7	1,02	1,52
5,8	4×4	4,2Б	60,4	15,1	35,5	0,76	1,25
13,0	4×4	8,1Д**	96,0	37,0	61,3	2,2	1,38
15,3	6×4	10,8Д	94,4	37,0	102,3	2,9	1,39
13,5	6×6	10,8Д	195,0	48,0	160,8	3,0	1,25
44,0	8×8	38,0Д	616,0	676,0	1495,0	15,6	2,1
50,0	8×8	19,0ДН***	668,0	570,0	—	—	1,83

* Бензиновый.

** Дизель.

*** Дизель с наддувом.

Здесь также даны величины I_d и $I_d i_{тр.в}^2$.

Величина I_d характеризует приведенные к выходному валу двигателя моменты инерции его элементов и механизмов, вращающихся вместе с двигателем при нейтрали в коробке передач (первичный вал коробки передач, элементы сцепления, компрессор, вентилятор, генератор, приводные шкивы и др.). Произведение $I_d i_{тр.в}^2$ характеризует величину, приведенную к колесам автомобиля на высшей передаче в коробке передач и раздаточной, при наличии последней.

Таким образом, разработанный способ позволяет просто в экспериментальном отношении и с достаточной для практических целей точностью определять суммарный момент инерции вращающихся элементов трансмиссии, не требует стендовых устройств и специального оборудования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Арсеньев Е. С. Экспериментальное определение коэффициента учета вращающихся масс. «Автомобильная промышленность», 1969, № 1.
2. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Перель Л. Я. Подшипники качения. М., «Машиностроение», 1975.

3. Гернет М. М., Рагобыльский В. Ф. Определение моментов инерции. М., «Машиностроение», 1969.
 4. Гутер Р. С., Овчинский В. В. Элементы численного анализа и математической обработки результатов опыта. М., «Наука», 1970.
 5. Дьяченко Н. Х. и др. Быстроходные поршневые двигатели внутреннего сгорания. М., Машгиз, 1962.
 6. Лукачев В. П., Стуканов В. Р. Определение приведенного момента инерции двигателей внутреннего сгорания методом двойного выбега с помощью прибора ИСУ-2. «Автомобильная промышленность», 1966, № 10.
 7. Московкин В. В., Шуклин С. А. Определение потерь холостого хода в трансмиссии автомобиля инерционным методом. «Автомобильная промышленность», 1972, № 6.
 8. Муравьев В. Д. Использование метода выбега для определения внутренних потерь двигателя внутреннего сгорания. «Автомобильная промышленность», 1963, № 11.
-

*Канд-ты техн. наук А. Н. Евграфов, В. В. Московкин,
д-р техн. наук В. А. Петрушов, инж И. А. Стригин*

НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ КОЛЕС С ШИНАМИ НА ДИНАМОМЕТРИЧЕСКОМ СТЕНДЕ С ПЛОСКОЙ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

В настоящее время отечественная шинная промышленность выпускает большое количество шин различных типоразмеров, значительно отличающихся по своим конструктивным и эксплуатационным показателям.

Для того чтобы подобрать шину в соответствии с назначением автомобиля, определяющим комплекс предъявляемых к ней требований, необходимо располагать сведениями о ряде ее эксплуатационных показателей.

Оценка эксплуатационных показателей шин обычно осуществляется путем их испытаний в дорожных и стендовых условиях. Одним из таких путей является исследование колес с шинами на динамометрических стендах с плоской опорной поверхностью. Несмотря на то, что эти стенды имеют ограниченную длину беговой дорожки и, как следствие, допускают испытания шин с относительно малыми скоростями движения, они позволяют наиболее полно имитировать условия силового, контактного и кинематического взаимодействий колеса с дорожным покрытием. Это дает возможность объективного сравнения колес с шинами различного конструктивного исполнения по ряду их параметров качения.

С целью накопления экспериментальных данных по ряду эксплуатационных параметров шин на созданном в НАМИ динамометрическом стенде с плоской опорной поверхностью [1] проведены исследования 15 колес с шинами различной конструкции и назначения. Возможности стенда позволяют в условиях качения (прямолинейного или с уводом) колеса по твердой опорной поверхности исследовать его кинематические параметры и сопротивление качению в широком диапазоне изменения нормальной нагрузки, внутреннего давления воздуха и подведенного крутящего момента.

В результате выполненных исследований для условий движения по цементобетонному покрытию получены и приведены в таблице значения свободного радиуса r_c^H , нормального прогиба h_z^H , радиуса качения в ведомом режиме r_k^{0H} , коэффициентов тангенциальной эластичности λ^H и сопротивления качению в ведомом ре-

жиме f^{0H} для колес с шинами различной конструкции при номинальных для каждой из них внутреннем давлении воздуха и нормальной нагрузке. Там же даны значения коэффициентов ν , K , γ , λ^* , p_w^* , G^* , α , β , позволяющие рассчитать геометрические и кинематические параметры испытанных колес с шинами и их сопротивление качению в функции давления воздуха и нормальной нагрузки по соответствующим формулам, приведенным в работах [2—5], а также проанализировать влияние на указанные параметры ряда конструктивных и эксплуатационных факторов. Указанные коэффициенты входят в зависимости, устанавливающие функциональные связи следующих параметров колеса: $r_c = f(p_w)$; $h_z = f(G, p_w)$; $r_k^0 = f(G, p_w)$; $\lambda = f(G, p_w)$; $f^0 = f(G, p_w)$.

Общепризнанным и наиболее распространенным критерием сравнительной оценки рабочих качеств колес с эластичными шинами является их сопротивление качению. Как известно, достаточно распространенным режимом движения колеса с эластичной шиной является ведомый, когда передвижение колеса с нормальной нагрузкой производится за счет приложенной к его оси тягово-толкающей силы. При этом практически все современные расчетные зависимости для определения сопротивления качению в ведущем режиме содержат в качестве основной компоненты коэффициент сопротивления качению в ведомом режиме. Поэтому представляет значительный интерес исследование влияния ряда конструктивных и эксплуатационных факторов на сопротивление качению колеса с шиной в ведомом режиме. До настоящего времени в справочной литературе еще приводятся значения коэффициента сопротивления качению в ведомом режиме лишь в зависимости от характера дорожного покрытия без учета влияния на этот показатель конструктивных и эксплуатационных параметров колес с шинами различных моделей, что, на наш взгляд, является недопустимым, так как эти данные используются в тягово-динамических расчетах, вызывая большие ошибки. Так, по данным, полученным на динамометрическом стенде, одно только различие в конструкции шины может изменить величину потерь на качение в два-три раза.

В таблице приведены сведения по коэффициенту сопротивления качению в ведомом режиме f^{0H} при номинальных для каждой шины значениях нормальной нагрузки G^H и внутреннего давления воздуха p_w^H и коэффициентам (константам) α и β , позволяющим определить расчетным путем величину f^0 для любых значений G и p_w .

Значения коэффициента сопротивления качению в ведомом режиме f^{0H} исследованных шин в зависимости от их типа находятся в следующих пределах:

— широкопрофильные шины	0,0090—0,0182;
— стандартные тороидные шины	0,0132—0,0161;
— шины регулируемого давления воздуха	0,0195—0,0240;
— пневмокоток	0,0387.

Таблица

Данные испытанных шин				Номинальные значения параметров							Константы для определения параметров при переменных G и p_w							
Размер, модель	Тип	Рисунок протектора	Норма слойности	Давление воздуха p_w^H , МПа	Нормальная нагрузка G^H , Н	Свободный радиус r_c^H , мм	Нормальный прогиб h_z^H , мм	Радиус качения в ведомом режиме r_k^{0H} , мм	Коэффициент тангенциальной эластичности λ^H , мм/Н·м	Коэффициент сопротивления качению в ведомом режиме, f^{0H}	r_c	h_z	r_k^0	λ			f^0	
											ν мм·см ² Н	K мм·Н см ²	γ мм·Н см ²	λ^* мм/Н·м	G^* Н	p_w^* МПа	α МПа	$\beta \cdot 10^{-10}$ МПа/Н ²
260—508, И-252Б	Стандартная, постоянно-го давления, диагональная	Универсальный	10	0,53	18600	519	27	493	0,0065	0,0132	0,145	1,000	6,893	0,0056	47000	0,914	0,0044	5,40
320—508, ИЯВ-12	То же	То же	14	0,55	27500	571	29	552	0,0063	0,0151	0,098	0,778	6,956	0,0055	28000	0,705	0,0065	3,40
320—508, И-78А	—»—	Повышенной проходимости	14	0,55	27300	566	31	540	0,0053	0,0161	0,026	0,909	9,422	0,0046	30000	0,605	0,0070	3,50
12.00—20, М-93	Стандартная, регулируемого давления, диагональная	То же	8	0,30	18500	564	40	540	0,0068	0,0240	0,053	1,111	7,588	0,0079	17500	0,545	0,0072	7,54
14.00—20, ОИ-25	То же	—»—	10	0,32	25000	643	41	612	0,0067	0,0195	0,270	0,867	8,221	0,0060	38000	1,360	0,0065	3,63
15.00—20, Я-190	Стандартная, постоянно-го давления, диагональная	—»—	18	0,40	40000	650	39	614	0,0038	0,0141	0,020	0,725	7,272	0,0050	24000	0,655	0,0049	1,34
16.00—20, И-159	Стандартная, регулируемого давления, диагональная	—»—	10	0,25	25000	697	55	654	0,0044	0,0235	0,310	0,964	9,580	0,0027	40000	0,245	0,0062	3,25
1100×400—533, О-47А	Широкопрофильная, постоянного давления, диагональная	Универсальный	12	0,36	28600	564	40	541	0,0047	0,0111	0,196	0,837	5,375	0,0029	46000	0,291	0,0037	1,65
15—22,5	То же	То же	18	0,45	34500	554	40	529	0,0026	0,0116	0,229	0,982	6,956	0,0020	41000	0,420	0,0038	2,85
18—19,5	Широкопрофильная, постоянного давления, радиальная	Дорожный	18	0,58	45000	534	41	514	0,0015	0,0090	0,077	0,947	6,324	0,0010	54000	0,314	0,0086	1,20
1200×500—508, И-247	Широкопрофильная, регулируемого давления, диагональная	Повышенной проходимости	8	0,35	30000	592	25	568	0,0031	0,0182	0,455	0,453	6,071	0,0022	45000	0,440	0,0059	2,54
1220×400—533, И-П184	То же	То же	8	0,30	23500	604	43	566	0,0050	0,0114	0,175	0,876	6,292	0,0035	40500	0,295	0,0046	2,14
1230×420—533Р, О-50	Широкопрофильная, регулируемого давления, радиальная	—»—	8	0,40	25000	612	45	586	0,0036	0,0139	0,029	1,056	3,162	0,0017	42000	0,170	0,0045	2,01
1300×530—533, ВИ-3	Широкопрофильная, регулируемого давления, диагональная	—»—	12	0,35	36000	642	48	612	0,0026	0,0134	0,190	0,837	6,924	0,0023	46000	0,550	0,0044	1,20
1200×1200—500, Я-194А	Пневмокоток, регулируемого давления	—»—	4	0,11	22500	633	82	610	0,0024	0,0387	0,250	0,920	3,478	0,0030	18700	0,070	0,0039	0,90

Как видно, наименьшее сопротивление качению в ведомом режиме имеют широкопрофильные шины, за исключением модели 1200×500—508. Преимущества широкопрофильных шин в области потерь на качение объясняются их конструкцией и связаны с особенностями механики работы каркаса. Необходимо отметить, что у широкопрофильных шин меньшие потери на качение и в ведущем режиме, так как они имеют невысокие значения тангенциальной деформации, которая в существенной степени определяет сопротивление качению колеса с шиной при нагружении его крутящим моментом.

Широкопрофильные шины регулируемого давления воздуха имеют большие потери на качение, чем нерегулируемого. Одной из причин этого является наличие у исследованных шин регулируемого давления малонасыщенного протектора с сильно расчлененным рисунком типа «косая елка».

Стандартные шины регулируемого давления воздуха имеют значительно большее сопротивление качению по твердой опорной поверхности, чем широкопрофильные и стандартные тороидные. Так, коэффициент f^{0H} шины регулируемого давления воздуха 14.00—20 на 46% больше, чем у широкопрофильной шины 1230×420—533P. Из двух шин регулируемого давления воздуха, имеющих одинаковые конструктивные параметры: 1220×400—533 и 1230×420—533P, меньший коэффициент f^{0H} у второй шины, имеющей радиальную конструкцию каркаса. Из шин регулируемого давления воздуха наибольший коэффициент сопротивления качению в ведомом режиме имеет шина 12.00—20, для которой он составляет 0,0240. Наибольшие потери при качении по твердой опорной поверхности имеет пневмокоток регулируемого давления воздуха 1200×1200—500. Однако качение по указанной поверхности не является характерным для этого типа движителя, предназначенного, как известно, для работы на грунтах с низкой несущей способностью.

Динамометрический стенд с плоской опорной поверхностью позволил с большой точностью проводить исследования такого важного параметра шины, как ее тангенциальная эластичность. Тангенциальная эластичность шины определяет зависимость радиуса качения колеса от подведенного крутящего момента; она обуславливает интенсивность возрастания силы сопротивления качению по мере увеличения крутящего момента, подводимого к колесу, т. е. характеризует кинематику и величину потерь на качение колеса в ведущем режиме. Кроме того, тангенциальная эластичность является основным показателем, обуславливающим характер распределения крутящих моментов и возникновение паразитной мощности в системе заблокированного (комбинированного) привода многоприводных автомобилей и шин сдвоенного автомобильного колеса, а также величину дополнительных затрат мощности при этом. В таблице приведены значения коэффициента тангенциальной эластичности для исследованных шин при номинальных для

каждой из них нормальной нагрузке G^H и давлению воздуха p_w^H . Там же для каждой шины даны значения характеристических параметров (констант) λ^* , G^* , и p_w^* , позволяющих рассчитать коэффициент λ при любых текущих значениях G и p_w .

Анализ табличных данных показывает, что наиболее существенное влияние на тангенциальную эластичность шины оказывают такие ее конструктивные факторы, как слойность каркаса, степень расчлененности рисунка и насыщенность протектора. Так, самую высокую тангенциальную эластичность имеют тороидные шины регулируемого давления воздуха с небольшой слойностью каркаса и расчлененным протектором типа «косая елка» при невысокой насыщенности его рисунка.

Меньшими, но близкими к ним по величине значениями λ располагают стандартные тороидные шины диагональной конструкции.

Вслед за шинами регулируемого давления воздуха и стандартными тороидными диагональной конструкции идут по величине тангенциальной эластичности широкопрофильные шины диагональной конструкции. При этом широкопрофильные шины регулируемого давления, предназначенные для эксплуатации на грунтах и имеющие в этой связи развитый протектор, обладают более высокой тангенциальной эластичностью, чем широкопрофильные шины нерегулируемого давления воздуха. Например, широкопрофильная шина регулируемого давления воздуха $1220 \times 400 - 533$ имеет коэффициент λ на 7% больше, чем шина $1100 \times 400 - 533$ нерегулируемого давления.

Еще меньшей тангенциальной эластичностью обладают широкопрофильные шины радиальной конструкции. Так, широкопрофильная шина регулируемого давления воздуха радиальной конструкции $1230 \times 420 - 533P$ имеет на 49% меньший коэффициент λ , чем шина $1220 \times 400 - 533$ диагональной конструкции.

Самый незначительный коэффициент тангенциальной эластичности у широкопрофильной шины радиального типа $18 - 19,5$ с мало расчлененным рисунком протектора дорожного типа. Практически радиус качения этой шины очень мало изменяется от приложения крутящего момента.

В таблице представлены значения свободного радиуса r_c^H и радиуса качения в ведомом режиме r_k^{0H} при номинальных для исследованных шин значениях нагрузки и внутреннего давления воздуха, а также соответствующие коэффициенты, позволяющие найти величину r_c и r_k^0 при любых значениях p_w и G .

К числу параметров, определяющих кинематику колеса, относится нормальный прогиб пневматической шины. В работе [3] предложена зависимость, позволяющая рассчитать величину нормального прогиба в функции нормальной нагрузки и внутреннего давления воздуха, для чего необходимо располагать значением коэффициента K , характеризующего жесткость шины в нормальном на-

правлении. В таблице приведены значения этого коэффициента для исследованных шин. По величине коэффициента K можно сравнивать нормальную жесткость шин различного конструктивного исполнения, имеющих близкие значения нормальной нагрузки и давления воздуха. Наименьшую жесткость в нормальном направлении имеют шины радиального типа, что объясняется наличием у них, в отличие от диагональных, значительно более тонких боковин. Весьма малой жесткостью в нормальном направлении обладают тороидные шины регулируемого давления воздуха. Вместе с тем шины одного типа могут иметь вследствие особенностей своего конструктивного исполнения значительно отличающиеся показатели нормальной жесткости. Так, проведенные опыты показали, что из однотипных шин регулируемого давления воздуха шина размерности 12.00—20 имеет коэффициент K на 28% больший, чем близкая ей по G^H и p_w^H шина 14.00—20.

Большой жесткостью в нормальном направлении обладает широкопрофильная шина регулируемого давления воздуха 1200×500—508, значение K для которой составляет 0,256, в то время как близкая ей по G^H и p_w^H шина 1300×530—533 имеет $K=0,437$, т. е. на 70% больший.

Выводы

Исходя из вышеизложенного следует, что конструктивные параметры шины оказывают существенное влияние на геометрические и кинематические характеристики эластичного колеса и потери на качение.

Полученные данные могут быть использованы специалистами отрасли для расчетного определения указанных параметров автомобильного колеса в функции внутреннего давления воздуха и нормальной нагрузки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Баринов А. М., Евграфов А. Н., Московкин В. В., Петрушов В. А., Стригин И. А. Универсальная динамометрическая установка для исследования параметров качения шин. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 131. М., 1971.
2. Быков В. И., Евграфов А. Н., Московкин В. В. и др. Зависимость кинематических параметров колеса от внутреннего давления воздуха и нормальной нагрузки. ЭИ «Конструкции автомобилей», № 3. М., НИИНавтопром, 1977.
3. Евграфов А. Н., Петрушов В. А., Московкин В. В. и др. Расчет нормальной жесткости автомобильных шин для оценки их эксплуатационных показателей. «Автомобильная промышленность», 1977, № 3.
4. Московкин В. В., Петрушов В. А., Стригин И. А. Влияние нормальной нагрузки и внутреннего давления воздуха на коэффициент сопротивления качению колеса с пневматической шиной в ведомом режиме. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 131. М., 1971.
5. Петрушов В. А., Стригин И. А. Исследование тангенциальной эластичности автомобильных шин. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 97. М., 1968.

Инж. Е. А. Зельцер,
канд. техн. наук Ю. Г. Стефанович

К РАСЧЕТУ МАКСИМАЛЬНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ В ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

На режимах трогания автомобиля и переключения передач при резком включении сцепления в трансмиссии возникают пиковые динамические крутящие моменты. Величины этих моментов, а также частота их возникновения определяют статическую и усталостную прочность деталей трансмиссии. Поэтому вполне понятно то внимание, которое уделяется получению величин максимальных моментов как экспериментальным, так и расчетным путем.

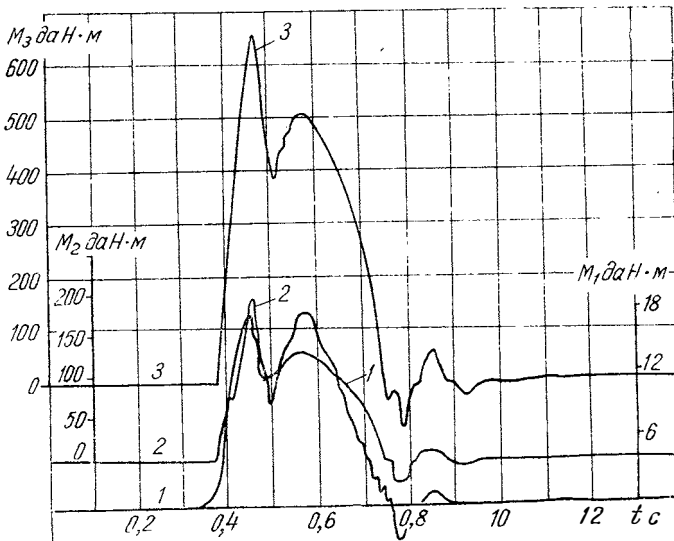


Рис. 1. Изменение динамических крутящих моментов на первичном, карданном валах (1, 2) и полуоси (3) автомобиля ГАЗ-51А при резком включении сцепления на II передаче ($n_e = 24 \text{ с}^{-1}$)

На рис. 1 и 2 представлены образцы осциллограмм, полученные при резком включении сцепления на передаче трогания автомобиля и на одной из высших передач. Как видно из осциллограмм, характер протекания кривых на валах трансмиссии — первичном валу, карданном валу и полуоси — существенно различается в зависимости от включенной передачи. На низших передачах (см. рис. 1) при относительно большом передаточном числе трансмиссии ее податливость велика, вследствие чего при резком включении сцепления за малое время (0,01 с) происходит соединение

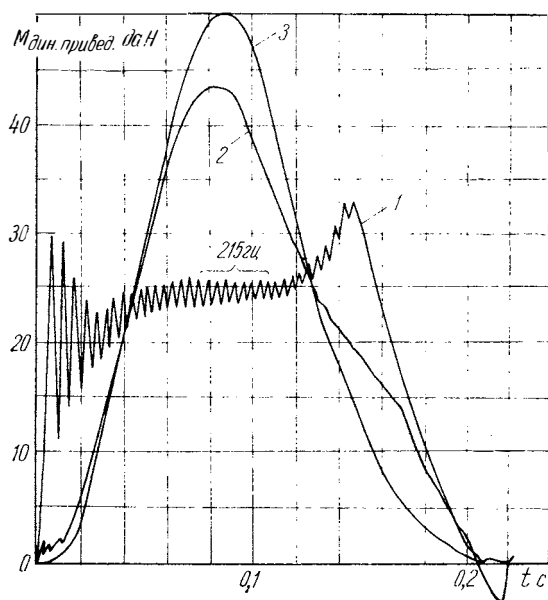


Рис. 2 Изменение динамических крутящих моментов на первичном, карданном валах (1, 2) и полуоси (3) автомобиля УАЗ-451Д при резком включении сцепления на IV передаче ($n_e = 16,6 \text{ с}^{-1}$)

ведущих и ведомых частей сцепления, и при этом вся кинетическая энергия вращающихся частей двигателя и маховика передается в трансмиссию. На высшей передаче (см. рис. 2), когда приведенные жесткости и массы трансмиссии велики, при резком включении сцепления происходит буксование ведомых частей сцепления относительно ведущих; трансмиссия автомобиля при этом колеблется независимо от маховика двигателя, имея на одном конце массу автомобиля, а на другом — буксующее сцепление.

На рис. 3 представлен обобщенный график изменения величин максимальных динамических крутящих моментов на полуоси автомобиля при резком включении сцепления на разных передачах при различной частоте вращения коленчатого вала двигателя. Как видно из кривых (см. рис. 3), на низших передачах I, II и III эти зависимости линейны; нелинейность начинает проявляться при относительно больших угловых скоростях вращения коленчатого вала двигателя из-за буксования ведущих колес автомобиля. На высших передачах IV и V нелинейность колебательной системы трансмиссии автомобиля, связанная в первую очередь с буксованием сцепления, проявляется уже на малой угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя.

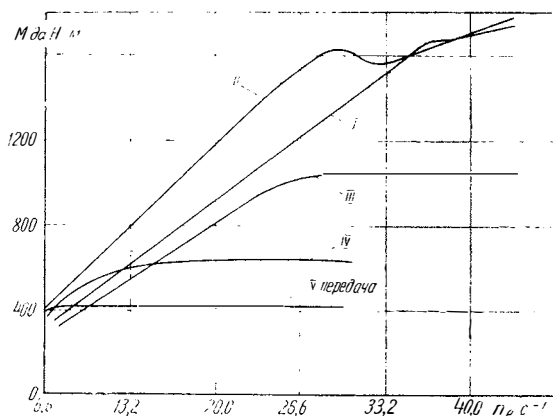


Рис. 3. Изменение максимальных динамических крутящих моментов на полуоси автомобиля ЗИЛ-130 при резком включении сцепления на различных передачах при различных оборотах коленчатого вала двигателя

Настоящая статья посвящена расчетному определению максимальных динамических крутящих моментов в трансмиссии автомобиля на передачах трогания при резком включении сцепления. Как было отмечено ранее, систему «трансмиссия — шины — автомобиль» можно рассматривать как линейную. В этом случае динамическая система описывается системой дифференциальных уравнений высокого порядка. Решение уравнений проводится аналитическим методом. Преимущества аналитического метода расчета наглядно продемонстрированы в работах [1; 2], где показано, что условием возникновения в трансмиссии автомобиля максимальных динамических моментов является равенство парциальных частот ее звеньев, и получены простые расчетные формулы для максимальных моментов в звеньях трехмассовой системы.

Проанализируем с этой точки зрения ряд ранее выполненных работ. Так, в работе [8] при очень приближенных исследованиях крутящих моментов трансмиссии автомобиля представлена как двухмассовая система и показано, что величина максимального крутящего момента $M_{\text{тр}}$ в такой системе равна двойной величине внешнего момента M :

$$M_{\text{тр}} = 2M.$$

В работах [1; 5] рассматривалась более сложная трехмассовая схема трансмиссии, причем окончательные формулы для динамических моментов различны. Вследствие этого необходимо проведение тщательного анализа, который невозможен без подробного решения. Движение трехмассовой системы описывается следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 + C_1 (\varphi_1 - \varphi_2) &= M; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 + C_1 (\varphi_2 - \varphi_1) + C_2 (\varphi_2 - \varphi_3) &= 0; \\ I_3 \ddot{\varphi}_3 + C_2 (\varphi_3 - \varphi_2) &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ — углы поворота валов трансмиссии;

I_1, I_2, I_3 — моменты инерции масс ведомого диска сцепления, колес и автомобиля;

C_1, C_2 — коэффициенты жесткости упругих элементов звеньев.

Начальные условия принимаются равными нулю.

Эту систему уравнений будем решать операционным методом Лапласа [7]. По системе уравнений (1) составляем систему уравнений изображений при нулевых начальных условиях:

$$\left. \begin{aligned} \Phi_1 \left(p^2 + \frac{C_1}{I_1} \right) - \Phi_2 \frac{C_1}{I_1} &= \frac{M}{I_1 p}; \\ \Phi_2 \left(p^2 + \frac{C_1 + C_2}{I_2} \right) - \Phi_1 \frac{C_1}{I_2} - \Phi_3 \frac{C_2}{I_2} &= 0; \\ \Phi_3 \left(p^2 + \frac{C_2}{I_3} \right) - \Phi_2 \frac{C_2}{I_3} &= 0, \end{aligned} \right\}$$

где $\Phi_1(p), \Phi_2(p), \Phi_3(p)$ — изображения от переменных $\varphi_1(t), \varphi_2(t), \varphi_3(t)$;

t — время;

p — оператор Лапласа.

Разрешив уравнения относительно изображений, имеем:

$$\Phi_1(p) = \frac{\Delta_1}{\Delta}; \quad \Phi_2(p) = \frac{\Delta_2}{\Delta}; \quad \Phi_3(p) = \frac{\Delta_3}{\Delta}, \quad (2)$$

$$\text{где } \Delta_1 = \left[p^4 \frac{M}{I_1} + p^2 \frac{M}{I_1 I_2 I_3} (C_2 I_2 + C_1 I_3 + C_3 I_3) + \frac{C_1 C_2 M}{I_1 I_2 I_3} \right] \frac{1}{p};$$

$$\Delta_2 = \frac{C_1 M}{I_1 I_2 p} \left(p^2 + \frac{C_2}{I_3} \right);$$

$$\Delta_3 = \frac{M C_1 C_2}{p I_1 I_2 I_3};$$

$$\Delta = p^2 \left\{ p^4 + p^2 \left[\frac{C_1 (I_1 + I_2)}{I_1 I_2} + \frac{C_2 (I_2 + I_3)}{I_2 I_3} \right] + \frac{C_1 C_2 (I_1 + I_2 + I_3)}{I_1 I_2 I_3} \right\}.$$

Заменяя полученные правильные дроби (2) суммой простых дробей, получим:

$$\frac{\Delta_1}{\Delta} = \frac{A_1}{p} + \frac{A_2}{p^2} + \frac{A_3}{p^3} + \frac{A_4 p + A_5}{p^2 + p_1^2} + \frac{A_6 p + A_7}{p^2 + p_2^2};$$

$$\frac{\Delta_2}{\Delta} = \frac{B_1}{p} + \frac{B_2}{p^2} + \frac{B_3}{p^3} + \frac{B_4 p + B_5}{p^2 + p_1^2} + \frac{B_6 p + B_7}{p^2 + p_2^2}; \quad (3)$$

$$\frac{\Delta_3}{\Delta} = \frac{D_1}{p} + \frac{D_2}{p^2} + \frac{D_3}{p^3} + \frac{D_4 p + D_5}{p^2 + p_1^2} + \frac{D_6 p + D_7}{p^2 + p_2^2},$$

где p_1, p_2 — корни характеристического уравнения системы уравнений, причем

$$p^2 [p^4 + p^2 (\omega_{11}^2 + \omega_{22}^2) + \omega_{11}^2 \omega_{22}^2 - \omega_{12} \omega_{21}] = 0, \quad (4)$$

где $\omega_{11}^2 = \frac{C_1 (I_1 + I_2)}{I_1 I_2}$; и $\omega_{22}^2 = \frac{C_2 (I_2 + I_3)}{I_2 I_3}$ — парциальные частоты первого и второго звена системы;

$$\omega_{12} = \frac{C_1}{I_2}; \quad \omega_{21} = \frac{C_2}{I_2}.$$

Решая уравнение (4), имеем:

$$p_{1,2} = \pm \sqrt{-\frac{\omega_{11}^2 + \omega_{22}^2}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\omega_{11}^2 + \omega_{22}^2}{2}\right)^2 - \omega_{12} \omega_{21}}};$$

$$p_3 = 0$$

где $p_{1,2} = \pm j\Omega_{1,2}$;

$\Omega_{1,2}$ — частоты собственных колебаний системы;

$$\Omega_{1,2} = \sqrt{-\frac{\omega_{11}^2 + \omega_{22}^2}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\omega_{11}^2 + \omega_{22}^2}{2}\right)^2 - \omega_{12} \omega_{21}}}.$$

Из уравнения (3) находим произвольные постоянные A, B, D :

$$A_1 = \frac{\frac{M}{I_1 I_2 I_3} (C_2 I_2 + C_1 I_3 + C_2 I_3) - \frac{C_1 C_2 M (p_1^2 + p_2^2)}{I_1 I_2 I_3 p_1^2 p_2^3}}{p_1^2 p_2^2};$$

$$A_2 = A_5 = A_7 = 0; \quad A_3 = \frac{C_1 C_2 M}{I_1 I_2 I_3 p_1^2 p_2^2};$$

$$A_4 = \frac{\frac{M}{I_1 I_2 I_3} (C_2 I_2 + C_1 I_3 + C_2 I_3) \frac{1}{p_1^2} - \frac{C_1 C_2 M}{I_1 I_2 I_3 p_1^4} - \frac{M}{I_1}}{p_1^2 - p_2^2};$$

$$A_6 = \frac{\frac{M}{I_1 I_2 I_3} (C_2 I_2 + C_1 I_3 + C_2 I_3) \frac{1}{p_2^2} - \frac{C_1 C_2 M}{I_1 I_2 I_3 p_2^4} - \frac{M}{I_1}}{p_2^2 - p_1^2};$$

$$B_1 = \frac{\frac{C_1 M}{I_1 I_2} - \frac{C_1 C_2 M}{I_1 I_2 I_3} \cdot \frac{(p_1^2 + p_2^2)}{p_1^2 p_2^2}}{p_1^2 p_2^2};$$

$$B_2 = B_5 = B_7 = 0;$$

$$B_3 = \frac{C_1 C_2 M}{I_1 I_2 I_3 p_1^2 p_2^2};$$

$$B_4 = \frac{\frac{C_1 M}{I_1 I_2 p_1^2} - \frac{C_1 C_2 M}{I_1 I_2 I_3 p_1^4}}{p_1^2 - p_2^2};$$

$$B_6 = \frac{\frac{C_1 M}{I_1 I_2 p_2^2} - \frac{C_1 C_2 M}{I_1 I_2 I_3 p_2^4}}{p_2^2 - p_1^2};$$

$$D_1 = -\frac{M C_1 C_2 (p_1^2 + p_2^2)}{I_1 I_2 I_3 p_1^4 p_2^4}; \quad D_2 = D_5 = D_7 = 0;$$

$$D_3 = \frac{M C_1 C_2}{I_1 I_2 I_3 p_1^2 p_2^2}; \quad D_4 = \frac{\frac{M C_1 C_2}{I_1 I_2 I_3 p_1^4}}{p_1^2 - p_2^2};$$

$$D_6 = \frac{\frac{M C_1 C_2}{I_1 I_2 I_3 p_2^2}}{p_2^2 - p_1^2}.$$

Используя выражения произвольных постоянных, находим от изображений решений (2) их оригиналы:

$$\varphi_1(t) = A_1 + A_3 t^2 + A_4 \cos \Omega_1 t + A_6 \cos \Omega_2 t;$$

$$\varphi_2(t) = B_1 + B_3 t^2 + B_4 \cos \Omega_1 t + B_6 \cos \Omega_2 t; \quad (5)$$

$$\varphi_3(t) = D_1 + D_3 t^2 + D_4 \cos \Omega_1 t + D_6 \cos \Omega_2 t.$$

Крутящие моменты в звеньях системы получаем из произведения относительных угловых перемещений $\varphi_1 - \varphi_2$ и $\varphi_2 - \varphi_3$, определяемых из выражений (5), на соответствующие жесткости упругих элементов звеньев C_1 и C_2 :

$$M_1(t) = \frac{C_1 M \omega_{22}^2}{I_1 \Omega_1^2 \Omega_2^2} + \frac{C_1 M (\omega_{22}^2 - \Omega_1^2)}{I_1 \Omega_1^2 (\Omega_1^2 - \Omega_2^2)} \cos \Omega_1 t - \frac{C_1 M (\omega_{22}^2 - \Omega_2^2)}{I_1 \Omega_2^2 (\Omega_1^2 - \Omega_2^2)} \cos \Omega_2 t;$$

$$M_2(t) = \frac{C_2 M \omega_{21}}{I_1 \Omega_1^2 \Omega_2^2} + \frac{C_2 M \omega_{21}}{I_1 \Omega_1^2 (\Omega_1^2 - \Omega_2^2)} \cos \Omega_1 t - \frac{C_2 M \omega_{21}}{I_1 \Omega_2^2 (\Omega_1^2 - \Omega_2^2)} \cos \Omega_2 t.$$

Эти выражения для моментов, эквивалентные приведенным в работе [1], отличаются от указанных в работе [5]. Если принять, что начальные условия равны нулю, то решения, полученные в работе [5], будут представлять собой только постоянные составляющие.

Рассмотрим теперь четырехмассовую систему. Расчет динамических крутящих моментов приведен в работе [4], однако окончательные решения уравнений представлены в несколько другой форме. Поэтому проведем расчет моментов для четырехмассовой системы. Движение ее описывается следующими дифференциальными уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 + C_1 (\varphi_1 - \varphi_2) &= M; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 + C_1 (\varphi_2 - \varphi_1) + C_2 (\varphi_2 - \varphi_3) &= 0; \\ I_3 \ddot{\varphi}_3 + C_2 (\varphi_3 - \varphi_1) + C_3 (\varphi_3 - \varphi_4) &= 0; \\ I_4 \ddot{\varphi}_4 + C_3 (\varphi_4 - \varphi_3) &= 0. \end{aligned} \right\}$$

В соответствии с правилами операционного исчисления Лапласа составим уравнения изображений этой системы:

$$\left. \begin{aligned} \Phi_1 (I_1 p^2 + C_1) - \Phi_2 C_1 &= \frac{M}{p}; \\ \Phi_2 (I_2 p^2 + C_1 + C_2) - \Phi_1 C_1 - \Phi_3 C_2 &= 0; \\ \Phi_3 (I_3 p^2 + C_2 + C_3) - \Phi_2 C_2 - \Phi_4 C_3 &= 0; \\ \Phi_4 (I_4 p^2 + C_3) - \Phi_3 C_3 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

По системе однородных уравнений (6) при $M=0$ составим такое характеристическое уравнение:

$$p^2(p^6 + ap^4 + bp^2 + c) = 0,$$

где $a = \omega_{11}^2 + \omega_{22}^2 + \omega_{33}^2;$

$$b = \omega_{11}^2\omega_{33}^2 + \omega_{22}^2\omega_{33}^2 + \omega_{11}^2\omega_{22}^2 - \omega_{32}\omega_{23} - \omega_{12}\omega_{21};$$

$$c = \omega_{11}^2\omega_{22}^2\omega_{33}^2 - \omega_{11}^2\omega_{22}^2\omega_{32} - \omega_{33}^2\omega_{12}\omega_{21};$$

$$\omega_{11}^2 = \frac{C_1(I_1 + I_2)}{I_1 I_2}; \quad \omega_{22}^2 = \frac{C_2(I_2 + I_3)}{I_2 I_3};$$

$$\omega_{33}^2 = \frac{C_3(I_3 + I_4)}{I_3 I_4} \text{ — парциальные частоты звеньев;}$$

$$\omega_{12} = \frac{C_1}{I_2}; \quad \omega_{21} = \frac{C_2}{I_2}; \quad \omega_{23} = \frac{C_2}{I_2}; \quad \omega_{32} = \frac{C_3}{I_3}.$$

Это уравнение имеет 8 корней, из которых 6 комплексно-сопряженных и 2 корня, равных нулю:

$$p_1 = j\Omega_1; \quad p_2 = -j\Omega_1; \quad p_3 = j\Omega_2;$$

$$p_4 = -j\Omega_2; \quad p_5 = j\Omega_3; \quad p_6 = -j\Omega_3; \quad p_7 = p_8 = 0.$$

Решение системы уравнений в форме (6) громоздко, поэтому преобразуем ее к относительным координатам $\varphi_1 - \varphi_2 = q_1$, $\varphi_2 - \varphi_3 = q_2$, $\varphi_3 - \varphi_4 = q_3$ и их изображениям Q_1, Q_2, Q_3 :

$$\left. \begin{aligned} Q_1(p^2 + \omega_{11}^2) - \omega_{12}Q_2 &= \frac{M}{I_1 p}; \\ Q_2(p^2 + \omega_{22}^2) - Q_1\omega_{21} - Q_3\omega_{23} &= 0; \\ Q_3(p^2 + \omega_{33}^2) - Q_2\omega_{32} &= 0. \end{aligned} \right\}$$

Характеристическое уравнение преобразованной системы имеет следующий вид:

$$p^6 + ap^4 + bp^2 + c = 0. \tag{7}$$

Это уравнение преобразованной системы уравнений на два порядка ниже исходной (6), поэтому оно имеет только 6 корней, причем все они комплексно-сопряженные. Однако при расчете надо учитывать не 6 корней, а 8, как при расчете исходной системы уравнений.

Приведем окончательные результаты решения — выражения для моментов в звеньях системы:

$$\begin{aligned}
 M_1(t) = & \frac{C_1 M (\omega_{22}^2 \omega_{33}^2 - \omega_{23} \omega_{32})}{I_1 \Omega_1^2 \Omega_2^2 \Omega_3^2} - \\
 & - \frac{C_1 M [(\omega_{22}^2 - \Omega_1^2) (\omega_{33}^2 - \Omega_1^2) - \omega_{23} \omega_{32}]}{I_1 \Omega_1^2 (\Omega_1^2 - \Omega_2^2) (\Omega_1^2 - \Omega_3^2)} \cos \Omega_1 t - \\
 & - \frac{C_1 M [(\omega_{22}^2 - \Omega_2^2) (\omega_{33}^2 - \Omega_2^2) - \omega_{32} \omega_{23}]}{I_1 \Omega_2^2 (\Omega_2^2 - \Omega_1^2) (\Omega_2^2 - \Omega_3^2)} \cos \Omega_2 t - \\
 & - \frac{C_1 M [(\omega_{22}^2 - \Omega_3^2) (\omega_{33}^2 - \Omega_3^2) - \omega_{23} \omega_{32}]}{I_1 \Omega_3^2 (\Omega_3^2 - \Omega_1^2) (\Omega_3^2 - \Omega_2^2)} \cos \Omega_3 t; \quad (8)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 M_2(t) = & \frac{C_2 M \omega_{33}^2}{I_1 \Omega_1^2 \Omega_2^2 \Omega_3^2} - \frac{C_2 M (\omega_{33}^2 - \Omega_1^2)}{I_1 \Omega_1^2 (\Omega_1^2 - \Omega_2^2) (\Omega_1^2 - \Omega_3^2)} \cos \Omega_1 t - \\
 & - \frac{C_2 M (\omega_{33}^2 - \Omega_2^2)}{I_1 \Omega_2^2 (\Omega_2^2 - \Omega_1^2) (\Omega_2^2 - \Omega_3^2)} \cos \Omega_2 t - \\
 & - \frac{C_2 M (\omega_{33}^2 - \Omega_3^2)}{I_1 \Omega_3^2 (\Omega_3^2 - \Omega_1^2) (\Omega_3^2 - \Omega_2^2)} \cos \Omega_3 t;
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 M_3(t) = & \frac{C_3 M \omega_{21} \omega_{32}}{I_1 \Omega_1^2 \Omega_2^2 \Omega_3^2} - \frac{C_3 M \omega_{21} \omega_{32}}{I_1 \Omega_1^2 (\Omega_1^2 - \Omega_2^2) (\Omega_1^2 - \Omega_3^2)} \cos \Omega_1 t - \\
 & - \frac{C_3 M \omega_{21} \omega_{32}}{I_1 \Omega_2^2 (\Omega_2^2 - \Omega_1^2) (\Omega_2^2 - \Omega_3^2)} \cos \Omega_2 t - \frac{C_3 M \omega_{21} \omega_{32}}{I_1 \Omega_3^2 (\Omega_3^2 - \Omega_1^2) (\Omega_3^2 - \Omega_2^2)} \cos \Omega_3 t.
 \end{aligned}$$

Из решений уравнений (8) видно, что крутящие моменты в звеньях трансмиссии достигают тем больших значений, чем ближе значения квадратов частот собственных колебаний системы. Сравнить точные аналитические выражения для квадратов частот, полученных из решений бикубического уравнения (7), практически невозможно из-за сложности их выражений [6].

В работе [3] показано, что условием возникновения максимальных амплитуд колебаний в системе с двумя степенями свободы является равенство парциальных частот ее частей. В работах [1; 2] это условие используется для аналитического расчета максимальных крутящих моментов в трансмиссии автомобиля как двухзвенной колебательной системы.

Для исследования максимальных крутящих моментов рассматриваемой трехзвенной колебательной системы также можно использовать условие равенства парциальных частот звеньев:

$$\omega_{11} = \omega_{22}; \quad \omega_{11} = \omega_{33}; \quad \omega_{22} = \omega_{33}. \quad (9)$$

Из условий (9) можно получить следующие соотношения между параметрами системы, при которых в звеньях системы имеют место максимальные крутящие моменты:

$$\frac{C_1(I_1 + I_2)}{I_1 I_2} = \frac{C_2(I_2 + I_3)}{I_2 I_3};$$

$$\frac{C_1(I_1 + I_2)}{I_1 I_2} = \frac{C_3(I_3 + I_4)}{I_3 I_4};$$

$$\frac{C_2(I_2 + I_3)}{I_2 I_3} = \frac{C_3(I_3 + I_4)}{I_3 I_4},$$

Эти соотношения представляют собой условия возникновения максимальных динамических моментов в звеньях четырехмассовой системы.

В результате проведенного анализа дано решение системы линейных дифференциальных уравнений, описывающих движение системы «трансмиссия—шины—автомобиль» как трех- и четырехмассовых динамических систем, получены аналитические выражения для динамических крутящих моментов, возникающих в звеньях колебательной системы при резком включении сцепления, проведено сравнение с результатами ранее выполненных работ. Установлены зависимости между параметрами системы, при которых в трансмиссии автомобиля возникают максимальные динамические крутящие моменты.

ЛИТЕРАТУРА

1. Зельцер Е. А., Малашков И. И., Стефанович Ю. Г. Аналитическое исследование максимальных динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля. «Автомобильная промышленность», 1975, № 12.
2. Иванов С. Н., Зельцер Е. А., Кочешков Н. П. Динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля на различных передачах при резком включении сцепления. ЭИ «Конструкция автомобилей». М., НИИНавтопром.
3. Мандельштам Л. И. Лекции по колебаниям. Полн. собр. трудов, т. 4. М., Изд-во АН СССР, 1955.
4. Молибошко Л. А. Исследование связи между собственными частотами и динамическими нагрузками в трансмиссиях транспортных машин. «Автомобиле- и тракторостроение», вып. 5. Минск, 1974.
5. Москалев В. Н. Анализ максимальных динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 45. М., 1962.
6. Окунев Л. Я. Высшая алгебра. М., «Просвещение», 1966.
7. Цзе Ф. С., Морзе И. Е., Хинкл Р. Т. Механические колебания. М., «Машиностроение», 1966.
8. Цитович И. С. Динамические нагрузки трансмиссии автомобиля. «Машиностроитель Белоруссии», вып. 2 (3). Минск, 1957.

*Д-р техн. наук В. М. Семенов,
канд. техн. наук С. П. Контанисов,
инж-ры С. С. Малов, В. Г. Киришин*

АНАЛИЗ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ КОЛЕБАНИЙ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ «ДВИГАТЕЛЬ — ТРАНСМИССИЯ — ДВИЖИТЕЛИ — МАССА АВТОМОБИЛЯ НА ПОДВЕСКЕ»

Одной из главных тенденций в развитии расчетных исследований динамики автомобиля является то, что им подвергаются все более и более сложные математические модели, разработанные на основе методов системного подхода и отражающие сложную взаимосвязь отдельных узлов и агрегатов автомобиля. Системный подход и использование ЭВМ позволяют не только обеспечить и ускорить проведение расчетов, но также осуществлять их качественно по-новому с тем, чтобы можно было получить существенные рекомендации по совершенствованию конструкции автомобиля. Задачи оптимизации параметров конструкции ставят на первое место проблему более полного и детального описания с помощью математических моделей изучаемых, главным образом динамических, взаимосвязанных явлений.

Так, в настоящее время имеется ряд работ, в которых показаны:

- связанность крутильных колебаний в трансмиссии с вертикальными, угловыми и продольными колебаниями подрессоренных масс поступательно движущегося автомобиля [6];
- связанность крутильных колебаний трансмиссий с изгибными;
- влияние упругой подвески силового агрегата и ведущих мостов на динамическую нагруженность трансмиссии автомобиля [1];
- влияние крутильных колебаний в трансмиссии на регулятор частоты вращения дизеля;
- влияние колебаний трансмиссии на тяговые качества автомобиля и т. д.

Стремление к наиболее полному и детальному математическому описанию сложных, взаимосвязанных, динамических процессов

в узлах и агрегатах автомобиля приводит к поиску возможности разработки единой математической модели динамики движения всего автомобиля [3]. В результате расчетных исследований по такой модели должны быть получены в первую очередь характеристики динамических процессов в узлах и агрегатах автомобиля, тягово-динамические и топливно-экономические характеристики автомобиля, характеристики плавности хода, нагруженности, долговечности трансмиссии и ходовой части автомобиля и т. д. Естественно, что выполнение такой задачи является трудным делом, хотя использование ЭВМ позволяет облегчить и ускорить расчеты.

В данном исследовании сделана попытка разработки математической модели динамики движения автомобиля, в которой отражены крутильные колебания в трансмиссии и динамика поступательно движущегося автомобиля совместно с вертикальными, продольными и угловыми колебаниями массы автомобиля на упругих элементах подвески и шин [6]. Рассмотрены упрощенные расчетные схемы, являющиеся подсистемами общей динамической системы.

На первом этапе исследования находились собственные частоты и формы колебаний, соответствующие частотам. При этом системы дифференциальных уравнений приводились к виду

$$C \ddot{W} + A \dot{W} = 0,$$

где C — квадратная матрица моментов инерции размерностью $n \times n$; A — симметричная матрица коэффициентов жесткости размерностью $n \times n$.

Расчеты проводились на ЭВМ ЕС-1020 и ЕС-1022 по специально разработанным ФОРТРАН-программам (условно назовем их ПСЧ-1 и ПСЧ-2).

В основу алгоритма ПСЧ-1 положен один из итерационных методов — метод вращения (метод Якоби) — решения полной проблемы собственных значений вещественной симметричной матрицы [6; 8]. Метод основан на построении последовательности матриц, ортогонально подобных исходной матрице и имеющих монотонно убывающие до нуля суммы квадратов всех внедиагональных элементов.

В основу алгоритма ПСЧ-2 положена подпрограмма АТЕIG, вычисляющая собственные значения действительной, верхней, почти треугольной матрицы (форма Гессенберга), применяя двойную QR итерацию Дж. Г. Ф. Френсиса [4; 5]. При этом на первом шаге используется подпрограмма HSBG, которая приводит с помощью подобного преобразования действительную матрицу D размерностью $n \times n$ к верхней, почти треугольной форме Гессенберга [4; 5]. Приведение каждой строки происходит по очереди, начиная с последней, для чего применяется соответствующая матрица исключения. Подобие достигается левым обратным преобразованием. Таким образом, сохраняются собственные значения матрицы D .

Численный расчет проводился по параметрам грузового автомобиля типа 4×2 грузоподъемностью 8 т. Параметры трансмиссии

[6] рассчитывались для случая, когда в коробке передач включена II передача, что соответствует режиму трогания на ровной твердой дороге.

Следует отметить, что, вводя понятие «обобщенного» ведущего моста и «обобщенных» движителей, приведенные расчетные схемы позволяют исследовать автомобили не только с колесной формулой 4×2 , но и автомобили типа 6×4 с балансирной подвеской. При этом под жесткостными и инерционными параметрами «обобщенного» ведущего моста и движителей понимаются суммарные значения жесткостей и моментов инерции карданных валов и полуосей привода ведущих мостов, суммарные моменты инерции и жесткость шин ведущих колес и т. д.

Частоты и формы колебаний, рассчитанные для тех или иных подсистем, сравнивались с частотами собственных колебаний более подробных систем. Такой подход позволяет оценить влияние отдельных степеней свободы, масс, жесткостей на характер протекания и связанность колебательных процессов в динамических системах.

Влияние учета реактивных элементов упругой подвески силового агрегата и ведущего моста на собственные частоты колебаний трансмиссии

При исследовании крутильных колебаний трансмиссию транспортной машины представляют системой сосредоточенных масс (моментов инерции), соединенных податливыми участками валов. Моменты инерции и жесткости деталей можно рассматривать приведенными к выходному валу двигателя.

Исследовались три расчетные схемы динамики трансмиссии, приведенные на рис. 1. Расчетная схема Т1 (рис. 1,а) представляет собой цепную крутильную систему, схема Т2 (рис. 1,б) усложнена введением реактивного элемента D_2 —упругой подвески ведущего моста, а схема Т3 (рис. 1,в) учитывает также реактивный элемент D_1 —упругую подвеску силового агрегата. На расчетных схемах имеем:

I_1 — суммарный момент инерции маховика двигателя и ведомого диска сцепления, $I_1 = 2,552 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;

I_2 — суммарный момент инерции первичного, промежуточного, вторичного валов коробки передач, масс, находящихся на них, и половины карданного вала, приведенный к выходному валу двигателя, $I_2 = 0,1069 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;

I_3 — суммарный момент инерции половины карданного вала, ведущей шестерни заднего моста, деталей, расположенных между конической шестерней и колесами, приведенный к выходному валу двигателя, $I_3 = 0,0102 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;

I_4 — момент инерции ведущих колес, приведенный к выходному валу двигателя, $I_4 = 0,1225 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;

I_5 — момент инерции, эквивалентный поступательно движущейся массе автомобиля, приведенный к выходному валу двигателя, $I_5 = 5,87 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;

I_{p1} — момент инерции силового агрегата относительно оси коленчатого вала, приведенный к выходному валу двигателя, $I_{p1} = 6,51 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;

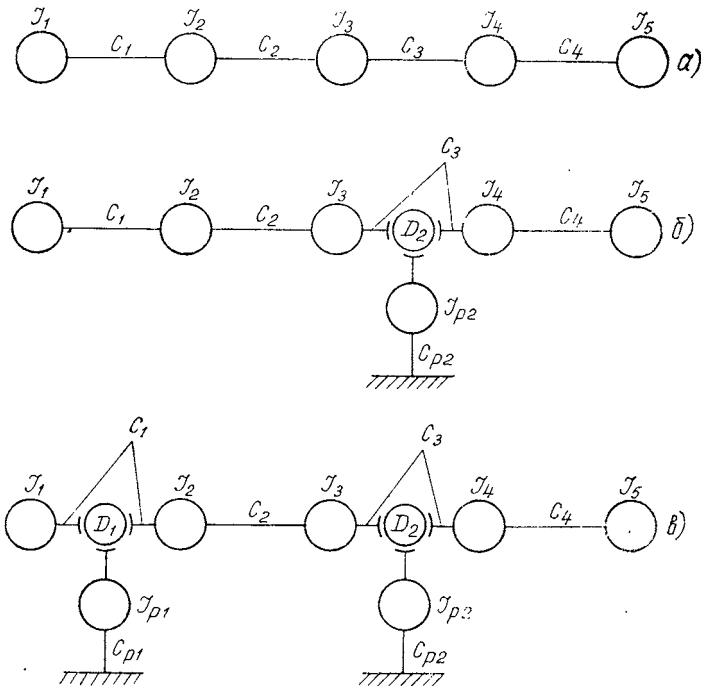


Рис. 1. Расчетные схемы трансмиссии автомобиля:

а — пятимассовая, цепная, крутильная схема; *б* — шестимассовая расчетная схема с учетом реактивного элемента упругой подвески ведущего моста; *в* — семимассовая расчетная схема с учетом реактивных элементов упругой подвески силового агрегата и ведущего моста

I_{p2} — момент инерции картера заднего моста при вращении относительно оси полуосей, приведенный к выходному валу двигателя, $I_{p2} = 0,01839 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;

C_1 — крутильная жесткость первичного вала и других деталей, $C_1 = 11534 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{рад}^{-1}$;

C_2 — крутильная жесткость карданного вала и других деталей, приведенная к выходному валу двигателя, $C_2 = 6531 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{рад}^{-1}$;

C_3 — крутильная жесткость полуосей и других деталей, приведенная к выходному валу двигателя, $C_3 = 647 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{рад}^{-1}$;

C_4 — крутильная жесткость резины шин, приведенная к выходному валу двигателя, $C_4 = 1216 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{рад}^{-1}$;

C_{p1} — крутильная жесткость упругой подвески силового агрегата, приведенная к выходному валу двигателя, $C_{p1} = 34722 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{рад}^{-1}$;

C_{p2} — крутильная жесткость рессор ведущего моста, приведенная к выходному валу двигателя, $C_{p2} = 962 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{рад}^{-1}$;

D_1 — условное обозначение реактивного звена упругой подвески силового агрегата;

D_2 — условное обозначение реактивного звена упругой подвески ведущего моста;

φ_i — углы поворота соответствующих масс.

Согласно расчетной схеме Т1 дифференциальные уравнения второго порядка, описывающие собственные колебания системы, следующие:

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 + C_1 (\varphi_1 - \varphi_2) = 0;$$

$$I_2 \ddot{\varphi}_2 - C_1 (\varphi_1 - \varphi_2) + C_2 (\varphi_2 - \varphi_3) = 0;$$

$$I_3 \ddot{\varphi}_3 - C_2 (\varphi_2 - \varphi_3) + C_3 (\varphi_3 - \varphi_4) = 0;$$

$$I_4 \ddot{\varphi}_4 - C_3 (\varphi_3 - \varphi_4) + C_4 (\varphi_4 - \varphi_5) = 0;$$

$$I_5 \ddot{\varphi}_5 - C_4 (\varphi_4 - \varphi_5) = 0.$$

В табл. 1 приведены результаты расчета частот и относительных амплитуд (форм) колебаний для пятимассовой, цепной, крутильной расчетной схемы трансмиссии автомобиля.

Рассмотрим колебания трансмиссии автомобиля с учетом того, что ведущий мост может поворачиваться, деформируя при этом рессоры (расчетная схема представлена на рис. 1,б). Дифференциальные уравнения, описывающие собственные колебания системы Т2, следующие:

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 + C_1 (\varphi_1 - \varphi_2) = 0;$$

$$I_2 \ddot{\varphi}_2 - C_1 (\varphi_1 - \varphi_2) + C_2 (\varphi_2 - \varphi_3) = 0;$$

$$I_3 \ddot{\varphi}_3 - C_2 (\varphi_2 - \varphi_3) + C_3 (\varphi_3 - \varphi_4 - \varphi_{p2}) = 0;$$

$$I_4 \ddot{\varphi}_4 - C_3 (\varphi_3 - \varphi_4 - \varphi_{p2}) + C_4 (\varphi_4 - \varphi_5) = 0;$$

$$I_5 \ddot{\varphi}_5 - C_4 (\varphi_4 - \varphi_5) = 0;$$

$$I_{p2} \ddot{\varphi}_{p2} - C_3 (\varphi_3 - \varphi_4 - \varphi_{p2}) + C_{p2} \varphi_{p2} = 0.$$

Согласно данным табл. 1 частота 44,686 Гц отвечает угловым колебаниям ведущего моста. Анализ показывает, что учет упру-

Т а б л и ц а 1

Собственные частоты и относительные амплитуды крутильных колебаний трансмиссии автомобиля

Сис- тема	Частота, Гц	Относительная амплитуда						
		A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	A_{p1}	A_{p2}
Т1	2,305	1	0,954	0,868	0,0056	-0,454	—	—
	19,286	1	-2,25	-7,427	-58,14	0,8324	—	—
	52,396	1	-22,984	-24,567	1,39	-0,0027	—	—
	139,616	1	-169,2	1662,13	-11,65	0,0031	—	—
Т2	1,947	1	0,967	0,906	-0,126	-0,45	—	0,416
	17,935	1	-1,81	-6,397	-91,38	1,52	—	40,01
	54,237	1	-24,7	-23,136	2,892	-0,0052	—	32,05
	139,886	1	-169,95	1676,94	-12,31	0,0033	—	-86,87
	44,686	1	-16,4	-26,03	-4,94	0,013	—	-85,468
Т3	1,94	1	0,956	0,8955	-0,128	-0,451	0,413	0,011
	17,949	1	-1,139	-5,872	-93,866	1,555	41,44	-0,675
	54,545	1	-24,58	-23,227	2,785	-0,0049	30,61	-0,4107
	139,589	1	-169,56	1672,469	-12,28	0,0033	-86,64	-0,395
	11,558	1	-34,481	-33,566	-12,545	0,513	-9,003	34,314
	44,817	1	-16,127	-26,184	-5,2405	0,01373	-89,666	-0,4203

гой подвески ведущего моста влияет на величины собственных частот колебаний трансмиссии. В рассматриваемом случае низшая частота уменьшилась с 2,305 до 1,947 Гц (на 15,5%), частота 19,286 уменьшилась до 17,935 Гц (на 7%). С другой стороны, повысились частоты: с 52,396 до 54,237 Гц (на 3,5%), с 139,616 до 139,886 Гц (на 0,2%). Кроме того, найдена еще одна трансмиссионная частота 44,686 Гц.

Рассмотрим колебания трансмиссии автомобиля с учетом того, что силовой агрегат может поворачиваться (покачиваться) на упругих опорах. Расчетная схема указанной системы представлена на рис. 1,в. Дифференциальные уравнения собственных колебаний вышеприведенной расчетной схемы ТЗ следующие:

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 + C_1 (\varphi_1 - \varphi_2 - \varphi_{p1}) = 0;$$

$$I_2 \ddot{\varphi}_2 - C_1 (\varphi_1 - \varphi_2 - \varphi_{p1}) + C_2 (\varphi_2 - \varphi_3) = 0;$$

$$I_3 \ddot{\varphi}_3 - C_2 (\varphi_2 - \varphi_3) + C_3 (\varphi_3 - \varphi_4 - \varphi_{p2}) = 0;$$

$$I_4 \ddot{\varphi}_4 - C_3 (\varphi_3 - \varphi_4 - \varphi_{p2}) + C_4 (\varphi_4 - \varphi_5) = 0;$$

$$I_5 \ddot{\varphi}_5 - C_4 (\varphi_4 - \varphi_5) = 0;$$

$$I_{p1} \ddot{\varphi}_{p1} - C_1 (\varphi_1 - \varphi_2 - \varphi_{p1}) + C_{p1} \varphi_{p1} = 0;$$

$$I_{p2} \ddot{\varphi}_{p2} - C_3 (\varphi_3 - \varphi_4 - \varphi_{p2}) + C_{p2} \varphi_{p2} = 0.$$

Согласно результатам расчета, приведенным в табл. 1, частота 11,558 Гц отвечает угловым колебаниям силового агрегата на упругих опорах. Учет реактивного звена D_1 изменяет значения частот собственных колебаний. Уменьшается крутильная жесткость трансмиссии и, как следствие этого, снижается низшая частота: с 1,947 Гц для расчетной схемы Т2 до 1,94 Гц для ТЗ (т. е. на 3,5%). В меньшей степени изменяются величины остальных частот. Кроме того, расчетная схема ТЗ (рис. 1,в) позволяет найти еще одну низкую частоту (11,558 Гц) в трансмиссии автомобиля.

Т а б л и ц а 2

Собственные частоты крутильных колебаний трансмиссии автомобиля

Система	Частота, Гц					
	f_1	f_2	f_3	f_4	f_{p1}	f_{p2}
Т1	2,305	19,286	52,396	139,616	—	—
Т2	1,947	17,935	54,237	139,886	—	44,686
ТЗ	1,94	17,949	54,545	139,589	11,558	44,817

В табл. 2 представлены частоты собственных колебаний трансмиссии с учетом и без учета реактивных звеньев. Учет реактивных звеньев D_1 и D_2 дает возможность более точно находить частоты собственных колебаний трансмиссии, а также найти две собственные частоты колебаний ее реактивных контуров.

Расчет собственных частот подвески автомобиля при вертикальных, продольно-угловых и продольных колебаниях

После проезда единичной неровности автомобиль на дороге с ровной поверхностью совершает свободные колебания. Собственные частоты и коэффициенты затухания, характеризующие эти колебания, оказывают существенное влияние на поведение автомобиля и на дороге с неровной поверхностью. Число собственных частот у автомобиля и его элементов достаточно велико. Это объясняется тем, что многие элементы автомобиля можно рассматривать как колебательные системы. Системы возникают из-за недостаточной жесткости самих элементов, обусловленной требованиями уменьшения их веса или стоимости, или вследствие упругих связей, создаваемых для уменьшения динамических нагрузок [7].

Рассмотрим собственные колебания подрессоренных и неподрессоренных масс системы подрессоривания по расчетным схемам, приведенным на рис. 2 и обладающим тем или иным количеством учитываемых масс, жесткостей или степеней свободы. На рис. 2 имеем:

M — масса подрессоренной части автомобиля, $M = 12600$ кг;

I_a — момент инерции подрессоренной массы относительно поперечной оси, проходящей через центр тяжести, $I_a = 35200$ кг·м²;

C_n — жесткость передних рессор, $C_n = 406000$ Н·м⁻¹;

C_m — жесткость задних рессор, $C_m = 116800$ Н·м⁻¹;

$C_{ш1}^y$ — жесткость передних шин, $C_{ш1}^y = 960000$ Н·м⁻¹;

$C_{ш2}^y$ — жесткость задних шин, $C_{ш2}^y = 1920000$ Н·м⁻¹

$C' = \frac{C_n C_{ш1}^y}{C_n + C_{ш1}^y}$ — приведенная жесткость передней подвески, $C' = 285400$ Н·м⁻¹;

$C'' = \frac{C_m C_{ш2}^y}{C_m + C_{ш2}^y}$ — приведенная жесткость задней подвески, $C'' = 726700$ Н·м⁻¹;

a, b — координаты центра тяжести, $a = 270$ см, $b = 115$ см;

m_1 — масса переднего моста, $m_1 = 723,7$ кг;

m_m — масса ведущего моста, $m_m = 1530$ кг.

Расчетная схема П1 (рис. 2,а) составлена в предположении, что неподрессоренными массами по сравнению с подрессоренными массами автомобиля можно пренебречь. Дифференциальные уравнения

второго порядка, описывающие собственные колебания рассматриваемой системы П1, следующие:

$$M\ddot{y}_a + C'(y_a + a\varphi_a) + C''(y_a - b\varphi_a) = 0;$$

$$I_a\ddot{\varphi}_a + C'(y_a + a\varphi_a)a - C''(y_a - b\varphi_a)b = 0.$$

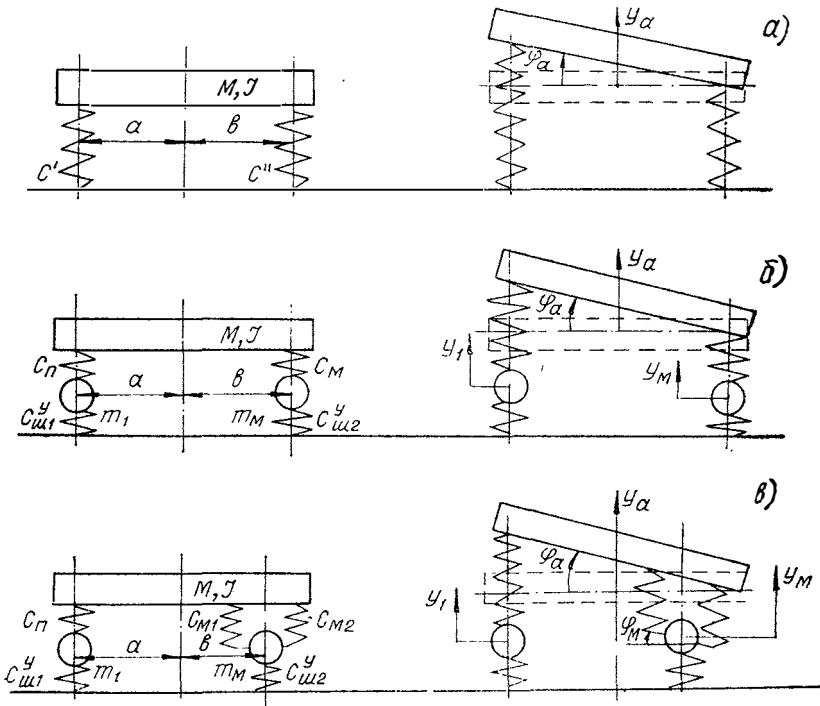


Рис. 2. Расчетные схемы подвески автомобиля:

a — одномассовая расчетная схема; *б* — трехмассовая расчетная схема;
в — трехмассовая расчетная схема с учетом продольно-угловых колебаний ведущего моста

В результате расчета получены следующие значения частот и относительных амплитуд собственных колебаний, приведенные в табл. 3.

При этом

$$\rho^2 = \frac{I_a}{M} = 2,794 \text{ м};$$

$$\varepsilon = \frac{\rho^2}{ab} = 0,8997,$$

где ε — коэффициент распределения поддресоренных масс автомобиля.

Собственные частоты и относительные амплитуды колебаний системы подрессоривания

Система	Частота, Гц	Относительная амплитуда				
		A_{y_a}	A_{φ_a}	A_{y_1}	A_{y_m}	A_{φ_m}
П1	1,4149	1	0,0025	—	—	—
	1,4905	1	-0,0145	—	—	—
П2	1,4	1	0,0023	0,5019	0,2896	—
	1,4716	1	-0,0158	-1,0133	1,1107	—
	6,9804	1	0,0093	-54,7094	-0,5836	—
	7,245	1	-0,0042	0,4417	-21,0706	—
П3	1,4003	1	0,0023	0,5025	0,289	0,0023
	1,471	1	-0,157	-1,008	1,008	-0,0157
	6,9803	1	0,00932	-54,715	-0,581	0,0097
	7,245	1	-0,00424	0,44	-21,07	-0,0044
	36,481	1	-25,883	77,388	-44,991	71560,88

Анализ относительных амплитуд показывает взаимозависимость собственных вертикальных и продольно-угловых колебаний подрессоренной массы на упругой подвеске.

С учетом влияния неподдресоренных масс составлена расчетная схема П2 (рис. 2,б). Дифференциальные уравнения второго порядка, описывающие собственные колебания рассматриваемой системы П2, следующие:

$$M\ddot{y}_a + C_n(y_a + a\varphi_a - y_1) + C_m(y_a - b\varphi_a - y_m) = 0;$$

$$I_a\ddot{\varphi}_a + C_n(y_a + a\varphi_a - y_1)a - C_m(y_a - b\varphi_a - y_m)b = 0;$$

$$m_1\ddot{y}_1 - C_n(y_a + a\varphi_a - y_1) + C_{ш1}^y y_1 = 0;$$

$$m_m\ddot{y}_m - C_m(y_a - b\varphi_a - y_m) + C_{ш2}^y y_m = 0.$$

Учет неподдресоренных масс в расчетной схеме позволяет найти еще две резонансные частоты. Взаимная связь колебаний кузова и колес изменяет собственные частоты — уменьшает низкие и увеличивает высокие [7].

Рассмотрим собственные колебания автомобиля в соответствии с расчетной схемой П3, приведенной на рис. 2,в. В отличие от схемы П2 более подробно представлена рессора ведущего моста, которая трактуется как два упругих элемента, разнесенных на расстояние $2l$. На рис. 2,в имеем:

$$C_{m1} = C_{m2} = \frac{C_m}{2} \text{ — жесткость передних и задних частей рессор ведущего моста, } C_{m1} = C_{m2} = 584000 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$L_m = 2l \text{ — приведенная длина моста};$$

$C_p^{\text{крут}}$ — жесткость рессор на выкручивание относительно оси полуосей, $C_p^{\text{крут}} = C_{p2} i_k^2 i_0^2 = 667000 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{рад}^{-1}$.

Длину $L_m = 2l$ находим из следующего равенства моментов упругости:

$$(C_{m1} l \varphi) l + (C_{m2} l \varphi) l = C_p^{\text{крут}} \varphi,$$

или

$$l = \sqrt{\frac{C_p^{\text{крут}}}{C_{m1} + C_{m2}}} = \sqrt{\frac{C_p^{\text{крут}}}{C_m}} = 0,7557 \text{ м}.$$

Дифференциальные уравнения второго порядка, описывающие собственные колебания системы ПЗ, следующие:

$$M \ddot{y}_a + C_n (y_a + a \varphi_a - y_1) + C_{m1} [y_a - (b - l) \varphi_a - y_m - l \varphi_m] + C_{m2} [y_a - (b + l) \varphi_a - y_m + l \varphi_m] = 0;$$

$$I_a \ddot{\varphi}_a + C_n (y_a + a \varphi_a - y_1) a - C_{m1} [y_a - (b - l) \varphi_a - y_m - l \varphi_m] (b - l) - C_{m2} [y_a - (b + l) \varphi_a - y_m + l \varphi_m] (b + l) = 0;$$

$$m_1 \ddot{y}_1 - C_n (y_a + a \varphi_a - y_1) + C_{ш1}^y y_1 = 0;$$

$$m_m \ddot{y}_m - C_{m1} [y_a - (b - l) \varphi_a - y_m - l \varphi_m] - C_{m2} [y_a - (b + l) \varphi_a - y_m + l \varphi_m] + C_{ш2}^y y_m = 0;$$

$$I_m \ddot{\varphi}_m - C_{m1} [y_a - (b - l) \varphi_a - y_m - l \varphi_m] l + C_{m2} [y_a - (b + l) \varphi_a - y_m + l \varphi_m] l = 0.$$

Анализируя распределение относительных амплитуд (см. табл. 3), можем сделать вывод о том, что продольно-угловые колебания подрессоренной массы на частоте 1,471 Гц вызывают аналогичные колебания ведущего моста. Учитывая, что низшая частота трансмиссии, приблизительно равна этой величине, можно предположить, что угловые колебания подрессоренной массы могут явиться возмущающим входом для трансмиссии.

По табл. 4 можно проследить влияние учета масс и податливостей на наличие и величины частот собственных колебаний подвески автомобиля.

Кроме вертикальных и угловых колебаний в продольной плоскости, кузов автомобиля совершает и продольно-поступательные колебания. Следует отметить, что продольно-поступательные колебания организм человека воспринимает хуже, чем вертикальные. По данным ISO, продольные ускорения переносятся человеком почти в два раза хуже вертикальных, по данным Института машиноведения — в 2,5—3,5 раза, а по некоторым данным — даже в 5—6 раз хуже вертикальных [2; 7]. Таким образом, исследование продоль-

Собственные частоты колебаний системы поддресоривания

Система	Частота, Гц				
	f_{y_a}	f_{φ_a}	f_{y_1}	f_{y_M}	f_{φ_M}
П1	1,4149	1,4905	—	—	—
П2	1,4	1,4716	6,9804	7,245	—
П3	1,4003	1,471	6,9803	7,245	36,481

но-поступательных колебаний автомобиля имеет важное значение для всесторонней оценки плавности хода автомобиля.

Рассмотрим продольные колебания в соответствии с расчетными схемами рис. 3.

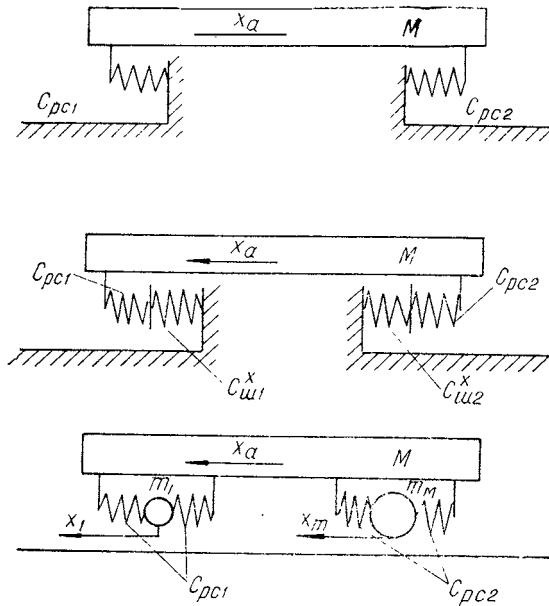


Рис. 3. Расчетные схемы продольных колебаний автомобиля:

a — с учетом податливости в продольном направлении только рессор; *b* — с учетом податливости в продольном направлении рессор и шин; *v* — с учетом продольных колебаний неподдресорированных масс и отсутствием «заделки» в продольном направлении

Здесь C_{pc1} — продольная жесткость передних рессор, $C_{pc1} = 1280000 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}$;

C_{pc2} — продольная жесткость задних рессор, $C_{pc2} = 1280000 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}$;

$$C_{ш1}^x \text{ — продольная жесткость передних шин, } C_{ш1}^x = 960000 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1};$$

$$C_{ш2}^x \text{ — продольная жесткость задних шин, } C_{ш2}^x = 1920000 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}.$$

Расчетная схема ПР1 (рис. 3,а) составлена в предположении податливости в продольном направлении только рессор, а схема ПР2 (рис. 3,б) — податливости рессор и шин. Расчет собственных частот дал следующие результаты: 2,41 Гц — для схемы ПР1 с учетом продольной податливости только рессор и 1,65 Гц — для схемы ПР2 с учетом продольной податливости рессор и шин.

Рассмотрим продольные колебания в соответствии с расчетной схемой ПР3, показанной на рис. 3,в. Эта расчетная схема отличается от схемы ПР2 учетом продольных колебаний неподрессоренных масс и отсутствием заделки в продольном направлении. Дифференциальные уравнения второго порядка, описывающие собственные колебания согласно расчетной схеме ПР3, следующие:

$$M\ddot{x}_a + C_{pc1}(x_a - x_1) + C_{pc2}(x_a - x_m) = 0;$$

$$m_1\ddot{x}_1 - C_{pc1}(x_a - x_1) = 0;$$

$$m_m\ddot{x}_m - C_{pc2}(x_a - x_m) = 0.$$

В результате расчета получены следующие значения собственных частот и амплитуд колебаний, приведенные в табл. 5. Частота 6,903 Гц соответствует продольным колебаниям переднего моста,

Таблица 5

Собственные частоты и относительные амплитуды продольных колебаний автомобиля

Частота, Гц	Относительная амплитуда		
	A_{xa}	A_{x1}	A_{xm}
6,903	1	-15,717	-0,801
4,846	1	2,102	-9,23
0	1	1	1

а частота 4,846 Гц колебаниям в продольном направлении заднего моста за счет продольной упругости рессор. Вышеприведенная система — полуопределенная (первая ее частота равна нулю). Этой частоте соответствует прямолинейное равномерное движение колебательной системы как единого целого.

Расчет собственных частот по схеме, учитывающей совместные колебания трансмиссии и подвески

Рассмотрим автомобиль обычной компоновки с одним ведущим задним мостом и обычной рессорной подвеской. На рис. 4 приве-

дена гипотетическая, непространственная расчетная схема, учитывающая связанные колебания трансмиссии и подвески [6], которая построена на представлении масс, моментов инерции, жесткостей и демпфирующих элементов как естественно сосредоточенных

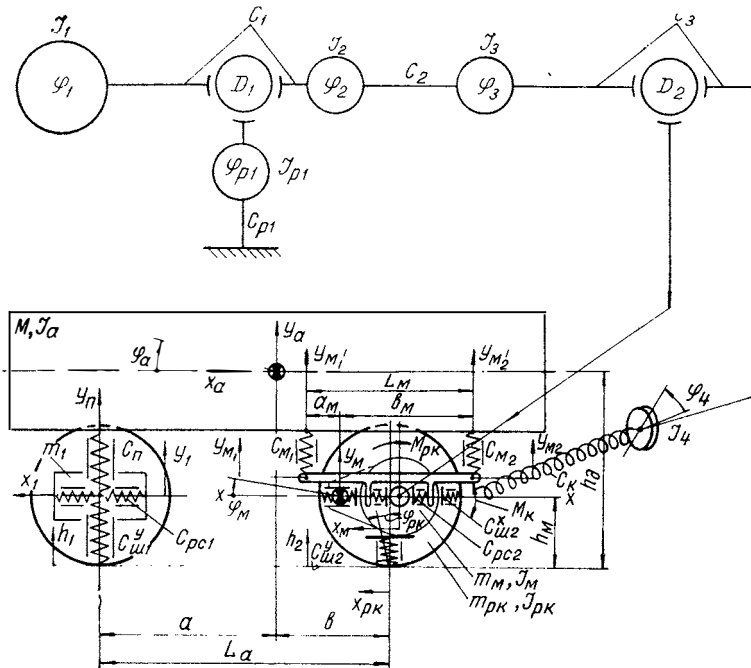


Рис. 4. Расчетная схема связанных колебаний трансмиссии и подвески

и согласно особенностям конструкции автомобиля определенным образом ориентированных. Схема предусматривает исследование низкочастотных колебаний. На рис. 4 имеем:

- C_k — крутильная жесткость шин ведущего моста;
- m_{pk}, I_{pk} — масса и момент инерции беговой дорожки шин;
- M_k — крутящий момент движителей;
- i_k, i_o — передаточные числа коробки передач и главной передачи;
- h_g — высота центра тяжести;

$a_m, b_m; h_m$ — координаты центра тяжести ведущего моста и части карданного вала.

На расчетной схеме ведущий мост изображен подвешенным на продольной планке и перемещающимся относительно подрессоренной массы M в продольном направлении за счет пружины C_{pc2} ,

Собственные частоты и относительные амплитуды

Частота, Гц	Относительная					
	A_{φ_1}	A_{φ_2}	A_{φ_3}	A_{φ_4}	A_{x_a}	A_{y_a}
1,233	1	0,982	0,958	0,261	-1,072	0,272
18,978	1	-1,519	-6,722	-104,45	-0,265	0,00048
54,556	1	-24,59	-23,216	2,797	0,00006	0,000
139,889	1	-169,56	1672,47	-12,28	-0,00001	0,000
11,568	1	-41,056	-39,571	-7,711	-0,245	-0,0008
44,871	1	-16,169	-26,196	-5,213	-0,00021	-0,00002
1,411	1	0,977	0,945	0,253	-1,042	-18,54
1,874	1	0,959	0,903	0,221	-0,941	0,071
7,003	1	0,348	-0,419	-20,531	37,865	22,102
7,249	1	0,292	-0,529	-89,56	118,64	-565,1
6,913	1	0,368	-0,38	-13,57	30,17	-3,515
5,568	1	0,612	0,122	-8,264	1,488	0,0011

в вертикальном и угловом — за счет пружин с коэффициентами жесткости C_{m1} , C_{m2} . Предполагается при этом бесконечное число элементов пружин $C_{ш}$ по окружности шин [1; 6]. Элементы $C_{ш}$ выполняются, с одной стороны, роль только продольных упругих элементов $C_{ш}^x$, с другой — только вертикальных упругих элементов $C_{ш}^y$, в общем виде не равных между собой. Расчетная схема представлена как бы в момент мгновенного останова ведущих колес, когда упругие элементы $C_{ш}^x$ совпадают с горизонтальной линией $x-x$. Беговая дорожка шин принята как жесткий недеформируемый обруч, перемещаемый из-за наличия пружин $C_{ш}^x$ и $C_{ш}^y$ относительно оси диска колеса.

При выводе дифференциальных уравнений движения сложная система разбивалась на подсистемы с заменой связей их реакциями. Далее, по каждой подсистеме с помощью уравнений Лагранжа второго рода составлялись дифференциальные уравнения движения, а затем подсистемы объединялись. Считая, что центр тяжести ведущего моста находится на оси полуосей, и пренебрегая массой и моментом инерции резинокордной оболочки шин, имеем следующие дифференциальные уравнения второго порядка собственных колебаний рассматриваемой динамической системы:

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 + C_1 (\varphi_1 - \varphi_2 - \varphi_{p1}) = 0;$$

$$I_2 \ddot{\varphi}_2 - C_1 (\varphi_1 - \varphi_2 - \varphi_{p1}) + C_2 (\varphi_2 - \varphi_3) = 0;$$

совместных колебаний трансмиссии и подвески

амплитуда

A_{φ_a}	A_{x_1}	A_{y_1}	A_{x_m}	A_{y_m}	A_{φ_m}	$A_{\varphi_{p1}}$
0,0108	-0,405	0,978	0,256	-0,378	0,0171	0,0045
-0,003	0,0646	0,0368	36,163	-0,0216	1,779	-0,627
-0,0002	0,0002	0,00025	-0,0963	-0,00014	1,172	-0,411
0,00008	-0,00001	-0,00002	0,063	0,00001	-3,298	-0,395
0,00135	0,0803	-0,06	12,32	0,0363	-0,5168	40,887
0,0008	-0,0012	-0,0016	0,268	0,00092	-3,398	-0,4203
0,0057	-0,711	-5,268	0,158	-7,556	0,014	0,0059
-0,0103	-1,727	-0,871	-0,173	0,51	0,0043	0,0105
0,257	-571,9	-1060,35	-41,55	-68,63	0,47	0,223
2,74	-1687,6	-525,77	-151,47	12008,3	3,073	0,25
0,015	-467,79	278,73	-30,21	-30,41	0,215	0,215
0,0014	5,113	0,315	-19,39	-0,151	0,131	0,117

$$I_3 \ddot{\varphi}_3 - C_2 (\varphi_2 - \varphi_3) + C_3 (\varphi_3 - \varphi_4 - i_k i_0 \varphi_m) = 0;$$

$$I_4 \ddot{\varphi}_4 - C_3 (\varphi_3 - \varphi_4 - i_k i_0 \varphi_m) + \frac{1}{i_k^2 i_0^2} \cdot \frac{C_k C_{\text{ш2}}^x r_k^2}{C_k + C_{\text{ш2}}^x r_k^2} \left(\varphi_4 - \frac{x_m}{r_k} i_k i_0 \right) = 0;$$

$$M \ddot{x}_a + C_{\text{pc1}} [x_a + (h_g - r_k) \varphi_a - x_1] + C_{\text{pc2}} [x_a + (h_g - r_k) \varphi_a - x_m] = 0;$$

$$M \ddot{y}_a + C_{\text{п}} (y_a + a \varphi_a - y_1) + C_{\text{м1}} [y_a - (b - l) \varphi_a - y_m - l \varphi_m] + \\ + C_{\text{м2}} [y_a - (b + l) \varphi_a - y_m + l \varphi_m] = 0;$$

$$I_a \ddot{\varphi}_a + C_{\text{п}} (y_a + a \varphi_a - y_1) a - C_{\text{м1}} [y_a - (b - l) \varphi_a - y_m - l \varphi_m] (b - l) - \\ - C_{\text{м2}} [y_a - (b + l) \varphi_a - y_m + l \varphi_m] (b + l) + \\ + C_{\text{pc1}} [x_a + (h_g - r_k) \varphi_a - x_1] (h_g - r_k) + \\ + C_{\text{pc2}} [x_a + (h_g - r_k) \varphi_a - x_m] (h_g - r_k) = 0;$$

$$m_1 \ddot{x}_1 - C_{\text{pc1}} [x_a + (h_g - r_k) \varphi_a - x_1] = 0;$$

$$m_1 \ddot{y}_1 - C_{\text{п}} (y_a + a \varphi_a - y_1) + C_{\text{ш1}} y_1 = 0;$$

$$m_m \ddot{x}_m - C_{pc2} [x_a + (h_g - r_k) \varphi_a - x_m] + \frac{C_k C_{ш2}^x}{C_k + C_{ш2}^x r_k^2} \left(x_m - \frac{\varphi_4 r_k}{i_k i_0} \right) = 0;$$

$$m_m \ddot{y}_m - C_{m1} [y_a - (b - l) \varphi_a - y_m - l \varphi_m] - C_{m2} [y_a - (b + l) \varphi_a - y_m + l \varphi_m] + c_{ш2}^y y_m = 0;$$

$$I_{m\varphi_m} \ddot{\varphi}_m - C_{m1} [y_a - (b - l) \varphi_a - y_m - l \varphi_m] l + C_{m2} [y_a - (b + l) \varphi_a - y_m + l \varphi_m] l - i_k i_0 C_3 (\varphi_3 - \varphi_4 - i_k i_0 \varphi_m) = 0;$$

$$I_{p1} \ddot{\varphi}_{p1} - C_1 (\varphi_1 - \varphi_2 - \varphi_{p1}) + C_{p1} \varphi_{p1} = 0.$$

Расчет частот проводился как без учета, так и с учетом упругой подвески силового агрегата (табл. 6). Анализируя относительные амплитуды, соответствующие тем или иным собственным частотам, можно сделать вывод о том, что частоты 1,233; 18,978; 54,556; 139,889 Гц соответствуют собственным крутильным колебаниям трансмиссии автомобиля: 11,568 Гц — собственным колебаниям силового агрегата на упругих опорах; 44,871 Гц — колебаниям ведущего моста (как реактивного элемента); 1,411 Гц — вертикальным колебаниям поддрессоренной массы автомобиля; 1,874 Гц — продольно-угловым колебаниям поддрессоренной массы; 7,003 Гц — вертикальным колебаниям переднего моста; 7,249 Гц — вертикальным колебаниям ведущего моста; 6,913 Гц — продольным колебаниям переднего моста; 5,568 Гц — продольным колебаниям ведущего моста.

Анализ собственных частот

Сравнивая частоты, вычисленные для общей расчетной схемы, с частотами, вычисленными для частных схем, можно сделать следующие выводы:

— низшая частота трансмиссии понизилась, что можно объяснить учетом продольной податливости рессор и других элементов подвески;

— частота продольно-угловых колебаний повысилась за счет учета продольной жесткости рессор и трансмиссии автомобиля;

— увеличилась частота продольно-угловых колебаний ведущего моста (учтена жесткость трансмиссии);

— увеличилась частота продольных колебаний ведущего моста за счет учета жесткости трансмиссии.

Таким образом, предлагаемая математическая модель динамики движения автомобиля учитывает основные связи между крутильными колебаниями в трансмиссии и колебаниями автомобиля на подвеске, позволяет исследовать динамику движения автомобиля на режимах трогания, разгона и установившегося движения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бочаров Н. Ф., Гусев В. И., Семенов В. М., Соловьев В. И., Филюшкин А. В. Транспортные средства на высокоэластичных движителях. М., «Машиностроение», 1974.
 2. Гончаров С. А., Жигарев В. П., Хачатуров А. А. Расчетная схема и дифференциальные уравнения колебаний двухосного автомобиля, учитывающие его продольно-поступательные колебания. В сб.: «Устойчивость управляемого движения автомобиля» (Труды МАДИ и Министерства автомобильного транспорта РСФСР). М., 1971.
 3. Кондрашкин С. И., Контанистов С. П., Семенов В. М. Принципы построения математических моделей динамики движения автомобиля. «Автомобильная промышленность», 1979, № 7.
 4. Сборник научных программ на ФОРТРАНЕ. Вып. 1 «Статистика». М., «Статистика», 1974.
 5. Сборник научных программ на ФОРТРАНЕ. Вып. 2 «Матричная алгебра и линейная алгебра». М., «Статистика», 1974.
 6. Семенов В. М., Кондрашкин С. И., Контанистов С. П. О динамике автомобиля как колебательной системе со многими степенями свободы. «Автомобильная промышленность», 1976, № 4.
 7. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. М., «Машиностроение», 1972.
 8. Тольский В. Е., Корчемный Л. В., Латышев Г. В., Минкин Л. М. Колебания силового агрегата автомобиля. М., «Машиностроение», 1976.
-

НОРМИРОВАНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ АВТОМОБИЛЬНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА И УСЛОВИЙ ИХ ОЦЕНКИ

Назначение оптимальных норм показателей долговечности преследует цель свести к минимуму затраты, связанные с производством, эксплуатацией и ремонтом изделия. Однако это не достигается, т. е. нормирование показателей долговечности теряет практический смысл, если одновременно не оговорены условия и критерии оценки выполнения изделием установленных норм долговечности.

В настоящее время долговечность продукции оценивается такими показателями, как ресурс изделия до первого, второго и т. д. капитального ремонта и срок службы до списания. Как известно, в соответствии с ГОСТ 13377—75 под ресурсом или сроком службы следует понимать наработку или календарную продолжительность эксплуатации изделия в определенных условиях до предельного состояния. Признаки (критерии) предельного состояния для ремонтируемых изделий должны быть оговорены в технических условиях, исходя из следующего:

- становится невозможным поддержание безопасности, безотказности или эффективности эксплуатации объекта на допустимом уровне, в результате объект направляется в капитальный ремонт;
- вследствие изнашивания и старения объект пришел в такое состояние, при котором требует больших затрат или не обеспечивает необходимой степени восстановления работоспособности и исправности, в результате объект подлежит списанию [1].

Оценка показателей долговечности осуществляется таким образом:

- при официальных ресурсных испытаниях определяется технический ресурс объекта, т. е. ресурс, обусловленный особенностями конструкции и возможностями производства его, при этом влияние эксплуатационных и случайных факторов на ресурс объекта исключается или сводится к минимуму;

— при испытаниях в подконтрольной эксплуатации определяется фактический (эксплуатационный) ресурс объекта с учетом влияния на него конкретных условий эксплуатации.

Первый метод применяется с целью объективной оценки потенциальных возможностей конструкции объекта и производства при строгом соблюдении всех правил технической эксплуатации, а получаемые при этом результаты используются как основной показатель при назначении нормативов долговечности для планирования; при оценке эффективности принятых (при первых ресурсных испытаниях) или разработанных и реализованных в производстве и на испытываемых образцах (при вторых и последующих ресурсных испытаниях) конструктивных и технологических мероприятий, повышающих технический ресурс объекта; при оценке уровня организации и соблюдения правил технической эксплуатации объекта для конкретных ее условий.

Как вспомогательный показатель результаты ресурсных испытаний используются при выявлении номенклатуры деталей с низкой долговечностью и назначении норм расхода запасных частей в эксплуатации.

Второй метод применяется для определения фактического (эксплуатационного) ресурса объекта в конкретных условиях эксплуатации, а получаемые при этом результаты служат в качестве основного показателя при выявлении номенклатуры деталей с низкой долговечностью и безотказностью, назначении норм расхода запасных частей, при оценке ремонтпригодности изделия.

Как вспомогательный показатель результаты испытаний в подконтрольной эксплуатации используются при оценке уровня организации и соблюдения правил технической эксплуатации автомобильного подвижного состава.

Нормирование показателей долговечности и назначение критериев предельного состояния автомобильного подвижного состава в эксплуатации осуществляются в соответствии с «Положением о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта» [5].

Так как в «Положении» [5] не оговорены условия, при которых осуществляется официальное подтверждение изделием заданных норм долговечности, то в его развитие разработаны и согласованы с заинтересованными ведомствами «Положение о проведении ресурсных испытаний» [6] и РТМ 37.001.008 (009, 010).74 «Типовые программы-методики ускоренных ресурсных испытаний грузовых (легковых) автомобилей, автобусов» [7—9], в которых нашел отражение десятилетний опыт проведения испытаний на Автополигоне НАМИ.

«Положение» и РТМ [6—9] определяют в качестве базовой организации для проведения ресурсных испытаний Автополигон НАМИ и регламентируют порядок, методическую основу ресурсных испытаний, объем пробеговых испытаний и его распределение по видам дорог, степень тяжести дорог полигона по отношению к

дорогам общего пользования, количество испытываемых образцов и т. д. Это позволяет получить объективные данные о техническом ресурсе узлов, агрегатов и автомобилей в целом, обусловленные стабильностью дорог ЦНИАП, строгим контролем за соблюдением программы испытаний и режимов движения, а также обеспечить безопасность и сохранность испытываемых образцов при высоких скоростных режимах.

Ресурсным испытаниям подвергаются, как правило, серийные или прошедшие капитальный ремонт образцы, получаемые из отделов сбыта предприятия. В тех случаях, когда завод имеет план внедрения отдельных мероприятий, повышающих качество и надежность автомобилей, допускается проведение испытаний модернизированных образцов, но изменение ресурса в документации проводится только после внедрения мероприятий в производство. Испытания проводятся с номинальной нагрузкой в течение всего периода, что создает несколько более жесткие условия, чем в реальной эксплуатации. Для автомобилей-самосвалов предусмотрены погрузочно-разгрузочные операции.

В тех случаях, когда прицепы не являются объектами ресурсных испытаний, а автомобили должны иметь нагрузку на крюке, с целью сокращения объемов ремонтно-восстановительных работ допускается использовать технологические прицепы. В качестве критериев оценки выполнения автомобилями и их основными агрегатами заданных норм долговечности приняты критерии предельного состояния, оговоренные «Положением» [5].

Для более объективной оценки результатов «Положением» [6] оговорено проведение испытаний междуведомственными комиссиями с участием представителей заинтересованных организаций.

Таким образом, достигается основная цель организации ресурсных испытаний на Автополигоне НАМИ в соответствии с разработанными «Положением» и РТМ [6—9] — обеспечение высокой достоверности результатов определения технического ресурса при сокращении продолжительности испытаний. А это позволяет не только быстро определять эффективность ранее реализованных мероприятий, но также своевременно разрабатывать и внедрять на заводах отрасли новые мероприятия, направленные на дальнейшее повышение надежности и ресурса автомобилей.

Опыт организации и проведения ресурсных испытаний на базе Автополигона НАМИ показывает, что условия оценки норм долговечности в соответствии с «Положением» и РТМ [6—9] в основном выбраны правильно, позволяют получать точные данные о техническом ресурсе автомобилей и обоснованно распространять их на ходимость автомобильного подвижного состава в эксплуатации. Об этом свидетельствуют результаты эксплуатации автомобилей лучшими автотранспортными предприятиями страны, в адрес которых 21 сентября 1978 г. направлено поздравление Генерального секретаря ЦК КПСС, Председателя Президиума Верховного Совета СССР тов. Л. И. Брежнева. Так, организация технической

эксплуатации автомобилей предприятиями Мосавтотранса с соблюдением всех правил и норм, предписанных заводами-изготовителями, позволила эффективно использовать все потенциальные возможности конструкции базовых моделей автомобилей ЗИЛ, МАЗ и других, в результате чего эксплуатационный ресурс достиг технического, определяемого в условиях Автополигона, например для автомобилей ЗИЛ он составил 300—350 тыс. км.

Однако не везде достигнуты такие высокие результаты. Необоснованные перегрузки, нарушение периодичности технического обслуживания, низкая культура текущего ремонта, использование некондиционных или загрязненных горюче-смазочных материалов и другие грубые нарушения правил технической эксплуатации не позволяют в полной мере использовать потенциальные возможности конструкции и приводят к существенному снижению ресурса и повышенному расходу запасных частей на поддержание автомобилей в работоспособном состоянии.

Для устранения этих недостатков необходима систематическая работа автотранспортных предприятий и соответствующих НИИ над улучшением организации технической эксплуатации автомобилей, а также дальнейшее совершенствование практики нормирования показателей долговечности автомобильного подвижного состава и условий их определения.

Как показывает опыт ресурсных испытаний серийных и капитально отремонтированных автомобилей, тщательного изучения и уточнения требуют прежде всего вопросы установления оптимальных норм долговечности и критериев предельного состояния, по достижении которых автомобильный подвижной состав подлежит капитальному ремонту, так как по существу при этом косвенным образом устанавливается распределение затрат на производство, поддержание в работоспособном состоянии при эксплуатации и ремонте автомобильного подвижного состава.

Из двух основных показателей долговечности в настоящее время во многих отраслях промышленности, в том числе в автомобильной нормируется только первый — ресурс до первого капитального ремонта для I категории условий эксплуатации. Срок службы до списания и количество допускаемых капитальных ремонтов не ограничиваются.

Практически не ограничиваются также текущие ремонтные воздействия, а следовательно, и расход запчастей на поддержание техники в работоспособном состоянии.

На рис. 1 приведена кривая стоимости расхода запчастей на поддержание в работоспособном состоянии новых автомобилей и после первого капитального ремонта [2]. О крайне низкой эффективности капитального ремонта опубликован целый ряд исследований. По мнению проф. Г. М. Яковлева [10]: «Эксплуатация многих типов машин (например, тракторов, сельскохозяйственных машин) во втором этапе (после первого и последующих капитальных ремонтов) сопровождается повышенным до 5 раз расхо-

дом запасных частей; пониженным (в 2,5—5 раз) сроком службы машин; повышенными простоями (до 3—4 и более раз), количеством средних и текущих ремонтов (увеличивается в 3—5 раз); снижением качества выполняемых машиной работ».

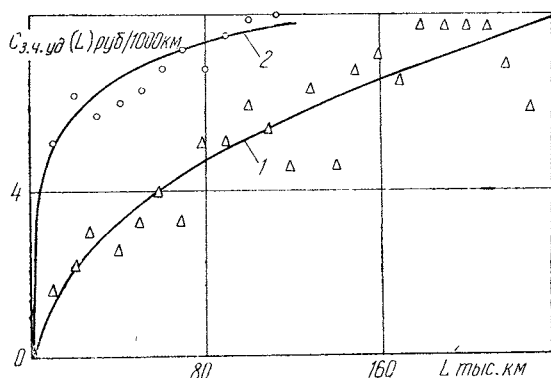


Рис. 1. Изменение стоимости расхода запасных частей для проведения текущих ремонтов новых (1) и капитально отремонтированных (2) автомобилей-самосвалов

Из приведенных примеров следует настоятельная необходимость в нормировании второго показателя долговечности — срока службы до списания и, следовательно, ограничения числа капитальных ремонтов.

По результатам исследований отечественных и зарубежных специалистов оптимальными считаются сроки службы до списания не более восьми-десяти лет при одном капитальном ремонте.

Необходимость в нормировании срока службы до списания диктуется еще одним немаловажным обстоятельством.

В каталогах и рекламных проспектах на зарубежные автомобили указывается именно срок службы до списания. Его зачастую ошибочно сравнивают с указанным в ТУ на отечественные автомобили ресурсом до капитального ремонта.

Нормирование второго показателя долговечности и отражение его в ТУ поставит отечественные автомобили в равные условия с зарубежными аналогами и, естественно, будет способствовать повышению их конкурентоспособности на зарубежных рынках.

Далее необходимо провести уточнение критериев предельного состояния как в целом по изделию, так и по основным его агрегатам с тем, чтобы ограничить объем допускаемых ремонтных воздействий за пробег до капитального ремонта при официальных ресурсных испытаниях и тем самым стимулировать деятельность заводов по повышению долговечности и безотказности продукции.

Назначение технически достижимых и экономически обоснованных критериев предельного состояния представляется вопросом наиболее важным по своим экономическим последствиям и наиболее сложным по возможности отыскания рационального решения.

Из всего многообразия технических, функциональных и экономических критериев предельного состояния, подробно рассмотренных, например, в работе [4], предпочтение в автомобильной промышленности и других отраслях машиностроения отдано техническим, реже функциональным критериям как при оценке ресурса отдельных агрегатов, так и изделия в целом. В практике эксплуатации и ремонта автомобилей, тракторов, сельскохозяйственных и строительных машин и механизмов чаще других используются критерии предельного состояния, приведенные в таблице. Неоднозначность этих технических критериев предельного состояния, а следовательно, и трудность использования их как в эксплуатации, так и при испытаниях очевидны.

Т а б л и ц а

Технические критерии предельного состояния

Объект	Критерий предельного состояния
Автомобиль грузовой	Необходимость капитального ремонта рамы, кабины, а также не менее трех других основных агрегатов
Автомобиль легковой, автобус	Необходимость капитального ремонта кузова
Основные агрегаты автомобиля	Базовая и основные детали нуждаются в ремонте, требующем полной разборки агрегата
Двигатель	Повреждения блока, неустраняемые или устранимые с применением точной механической обработки Повреждения блока, требующие заварки с нагревом в печи Необходимость переборки двигателя
Сцепление	Предельное состояние нажимного диска
Коробка передач, ведущий мост	Повреждения картера, устранимые с применением точной механической обработки Предельный износ шлиц хотя бы одного вала Необходимость повторной замены синхронизаторов, сальников, прокладок
Карданная передача	Трещины труб, вилок, сварных швов Предельный износ шлицевого соединения
Гидроусилитель рулевого управления	Объемный к. п. д. 0,8 и ниже
Несущая система	Трещины усталости поперечин и лонжеронов, каркаса длиной более 50 мм
Гидроподъемник	Утечка масла по штоку более 5 капель в минуту
Насос гидроподъемника	Объемный к.п.д. 0,7 и ниже

В настоящее время использование ЭВМ в практике эксплуатации и ремонта автомобильной техники в специально созданных экспериментально-производственных автохозяйствах (ЭПАХах), а также проведение ресурсных испытаний в стабильных условиях на Автополигоне НАМИ позволили накопить материалы о стоимости запасных частей и затратах на текущие ремонты, необходимых для поддержания работоспособности автомобилей в период до капитального ремонта.

Так, например, при проведении ресурсных испытаний в 1970—1975 гг. в среднем за пробег в объеме нормируемого ресурса заменялись быстроизнашиваемые и лимитирующие долговечность детали, стоимость которых составила 10—15% от первоначальной стоимости автомобиля, не считая стоимости заменяемых шин. В подконтрольной эксплуатации по причинам, упомянутым ранее, наблюдается повышенный расход запасных частей в период до капитального ремонта, составивший 30—40% от первоначальной стоимости автомобиля. В этой связи для установления единой системы оценки ресурса с учетом экономической целесообразности и современных технических возможностей и с целью планомерного стимулирования работ заводов-изготовителей и эксплуатирующих организаций, направленных на повышение надежности автомобилей, представляется целесообразным переход к использованию в ближайшей перспективе технико-экономических критериев предельного состояния, например, таких:

- агрегата — необходимость замены или капитального ремонта с использованием сложной механической обработки базовой детали или замены быстроизнашивающихся деталей общей стоимостью не выше 10—15% от первоначальной стоимости агрегата при официальных ресурсных испытаниях и 20—25% в подконтрольной эксплуатации;

- автомобиля — необходимость замены рамы и двигателя, достигающих предельного состояния, или же замены быстроизнашиваемых деталей общей стоимостью не выше 10—15% от первоначальной стоимости автомобиля при испытаниях и 20—25% в подконтрольной эксплуатации.

Весьма существенным для принятия предлагаемых критериев предельного состояния является то, что кривая изменения стоимости запасных частей за период до капитального ремонта является эквидистантной кривой суммарной стоимости поддержания автомобилей в работоспособном состоянии, т. е. стоимости запчастей и стоимости ремонтных воздействий (рис. 2, [10]). Это значит, что выбор в качестве экономического критерия предельного состояния норматива расхода запасных частей, не влияя на существо вопроса, значительно облегчает практическое пользование им в практике испытаний и эксплуатации.

Как известно, оценка выполнения изделием заданных норм долговечности в процессе ресурсных испытаний является основной, но не единственной их целью.

Весьма существенное значение имеет также выявление в процессе испытаний лимитирующих ресурс узлов и деталей, оперативная разработка и внедрение в производство мероприятий, повышающих надежность изделия, что позволяет в конечном итоге снижать расход запасных частей в эксплуатации. Продолжительность испытаний становится основным фактором, определяющим ценность получаемой в их процессе информации.

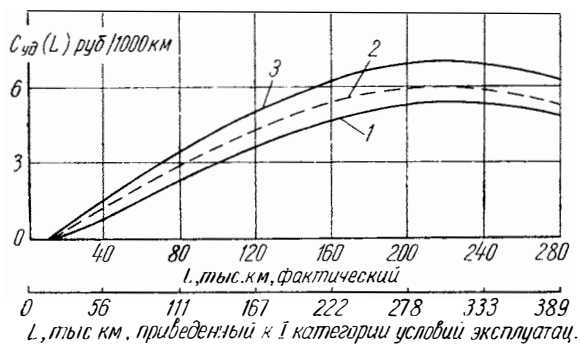


Рис. 2. Изменение удельной стоимости запасных частей автомобилей средней грузоподъемности при эксплуатации до первого капитального ремонта:

1 — стоимость запасных частей механических узлов и деталей; 2 — суммарная стоимость запасных частей; 3 — общая стоимость запасных частей и трудозатрат

Так, например, оценка выполнения изделием заданных норм долговечности осуществлялась ранее при эксплуатации в течение 6—7 лет, в результате чего ко времени получения информации о надежности автомобилей они зачастую подлежали снятию с производства.

Концентрация в соответствии с «Положением» и РТМ [3—6] официальных ресурсных испытаний на Автополигоне позволила в определенной мере устранить этот недостаток, в два-три раза сократить их продолжительность и тем самым существенно повысить результативность затрачиваемых на их проведение усилий и средств. Тем не менее продолжительность ресурсных испытаний по-прежнему остается значительной и составляет два-три года. Это объясняется тем, что испытания проводятся на дорогах полигона, имитирующих наиболее типичные дороги общего пользования при соблюдении эксплуатационных режимов движения.

Использование дорог ЦНИАП с повышенным повреждающим воздействием и специальных режимов движения и на этой основе переход к так называемым форсированным методам ресурсных, в том числе официальных испытаний, являются одной из наиболее

актуальных и сложных задач, стоящих перед специалистами, занимающимися вопросами нормирования показателей долговечности автомобилей и условий их оценки.

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 13377—75. Надежность в технике. Термины и определения. М., Изд-во стандартов, 1975.
 2. Индикт Е. А. Исследование надежности капитально отремонтированных автомобилей. «Автомобильная промышленность», 1977, № 9.
 3. Индикт Е. А., Черняйкин В. А. Эксплуатационная надежность грузовых автомобилей. М., 1977.
 4. Кугель Р. В. Предельное состояние машин и их элементов. «Вестник машиностроения», 1976, № 4.
 5. «Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта». М., 1972.
 6. «Положение о проведении ресурсных испытаний подвижного состава автомобильного транспорта». М., 1975.
 7. РТМ 37.001.008—74 «Типовая программа-методика ускоренных ресурсных испытаний грузовых автомобилей и автопоездов общетранспортного назначения». М., 1975.
 8. РТМ 37.001.009—74 «Типовая программа-методика ускоренных ресурсных испытаний легковых автомобилей». М., 1975.
 9. РТМ 37.001.010—74 «Типовая программа-методика ускоренных ресурсных испытаний автобусов.» М., 1975.
 10. Яковлев Г. М. Вопросы производства и эксплуатация машинного парка страны. М., Изд-во стандартов, 1978.
-

К ВОПРОСУ РАСЧЕТА ТОРСИОННОЙ ПОДВЕСКИ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

Расчет статических нагрузок на опорные катки и соответствующих им углов закрутки торсионных валов и вертикальных перемещений катков гусеничных машин, необходимых для расчета на прочность элементов подвески и установки балансиров, обеспечивающей расчетный дифферент машины в ее статическом состоянии, обычно выполняется по эквивалентной схеме, в которой торсионы заменяются приведенными рессорами, действующими непосредственно на оси катков [1—3].

Если центр тяжести машины смещен относительно середины базы или опорные катки расположены по отношению к нему несимметрично, то торсионы при одинаковой начальной установке балансиров (при полностью разгруженных торсионах) получают различную закрутку, а корпус машины имеет дифферент.

Для эквивалентной расчетной схемы (рис. 1), рассматриваемой в общем виде, имеются следующие $2n+1$ неизвестные:

P_i — нагрузка на i -ю приведенную рессору;

h_i — деформация i -й приведенной рессоры;

α — дифферент корпуса или гусеничной тележки (для четырехгусеничной машины вагонной компоновки).

Для данной расчетной схемы подвески могут быть составлены такие уравнения:

$$\sum_1^n P_i = G_{п.г} \text{ — одно уравнение,}$$

где $G_{п.г}$ — вес подрессоренной части машины, приходящейся на одну гусеницу (статическая нагрузка);

n — число опорных катков одного борта;

$P_i = mh_i$ — n уравнений,

здесь m — приведенная к опорному катку жесткость рессоры;

$$\sum_2^n P_i l_i = G_{п.г} L \text{ — одно уравнение,}$$

где l_i — расстояние от первого до i -го катка;
 L — расстояние от первого катка до линии действия
силы $G_{п.г}$;
 $h_i = h_1 + l_i \operatorname{tg} \alpha$ — $n-1$ уравнений.

Решая полученную систему $2n+1$ уравнений, находят величины
искомых неизвестных.

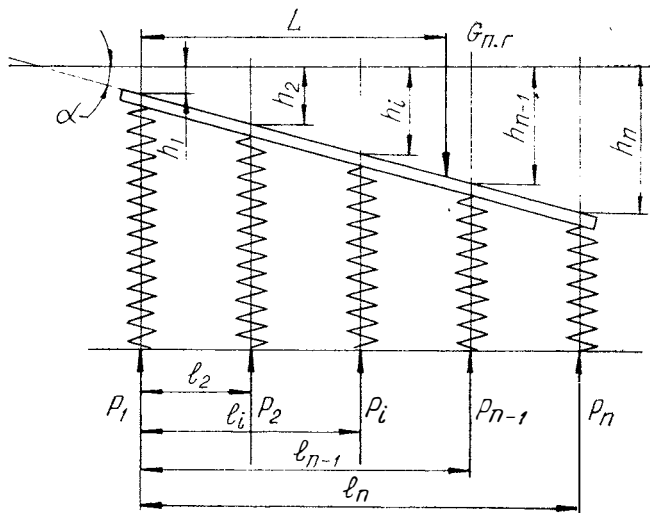


Рис. 1. Эквивалентная расчетная схема подвески

При таком методе расчета приведенная к опорному катку жесткость рессоры m принимается постоянной, что практически соответствует приближающимся к 90° углам начальной установки балансиров φ_0 (рис. 2,а) и малым значениям углов φ , то есть подвескам с относительно длинными балансиром и жесткими торсионными. В случае необходимости иметь мягкую подвеску при ограниченных размерах ее элементов начальный угол установки балансира φ_0 уменьшают.

В связи с этим при малых углах φ_0 торсионная подвеска (см. рис. 2,а) приобретает явно выраженную нелинейную характеристику, замена которой приведенной линейной характеристикой (рис. 2,б) приводит к неточности расчета по эквивалентной схеме. Однако из-за того, что решение статически неопределимой системы с нелинейными характеристиками подвесок опорных катков сопряжено с большой сложностью расчетов, эта задача обычно решается при допущении о линейности торсионной подвески [1; 3].

$$\frac{P}{h} = \text{const}; \quad h = \varphi l, \quad (1)$$

где P — вертикальная реакция поверхности пути на опорный каток (за вычетом веса неподдресоренных масс);
 h — вертикальное перемещение оси катка торсионной подвески под воздействием силы P ;
 φ — угол поворота балансира (угол закрутки торсиона);
 l — длина рычага балансира.

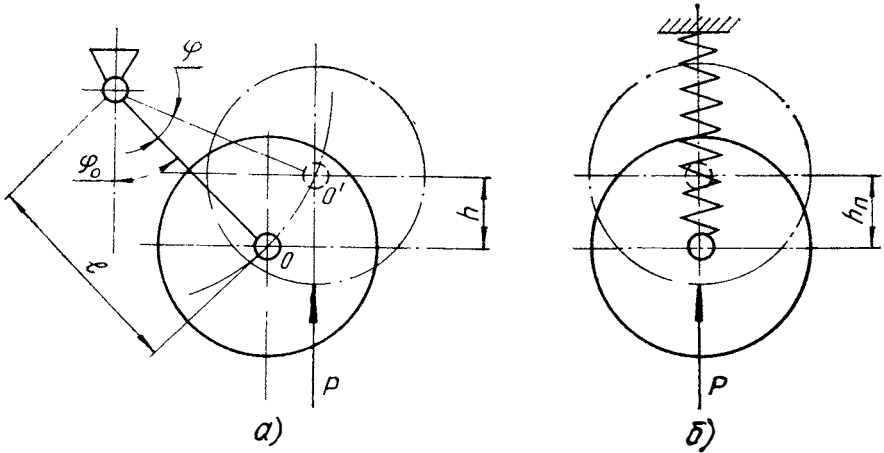


Рис. 2. Схемы подвесок опорного катка:
 а — торсионная; б — приведенная

Потенциальная энергия торсиона, закрученного на угол φ , которому соответствует перемещение оси опорного катка на величину h , определяется зависимостью

$$U_{\tau} = \frac{C\varphi^2}{2}, \quad (2)$$

где $C = \frac{\pi G d_{\tau}^4}{32 l_{\tau}}$ — круговая жесткость торсиона;

G — модуль упругости второго рода;

d_{τ} — диаметр торсиона;

l_{τ} — рабочая длина торсиона.

Для приведенной подвески опорного катка потенциальная энергия сжатой рессоры

$$U_{\pi} = \frac{m h_{\pi}^2}{2}, \quad (3)$$

где h_{π} — перемещение оси катка приведенной подвески под воздействием силы P .

Условием эквивалентной замены действительной подвески приведенной является равенство их потенциальных энергий при одинаковых вертикальных перемещениях опорных катков:

$$U_{\tau} = U_{\pi} \quad \text{при} \quad h = h_{\pi}.$$

Из уравнений (1) — (3) получим

$$m = \frac{C}{l^2}.$$

Выразив в этой формуле крутильную жесткость торсиона через его параметры, получим окончательную зависимость для приведенной жесткости рессоры

$$m = \frac{\pi G d_T^4}{32 l_T l^2}.$$

Рассмотрим степень погрешности допущения о линейности однорычажной торсионной подвески опорного катка. При повороте балансира под воздействием силы P (см. рис. 2,а) на угол φ от некоторого начального положения, соответствующего углу φ_0 (при котором нагрузка на каток равна нулю), ось катка переместится из точки O в точку O' ; при этом

$$\widehat{OO'} = S = \frac{\pi \varphi l}{180},$$

где S — перемещение оси катка по дуге окружности.

Вертикальное перемещение оси катка определяется зависимостью

$$h = l [\cos \varphi_0 - \cos (\varphi_0 + \varphi)] \text{ для } 0 \leq (\varphi_0 + \varphi) \leq 90^\circ.$$

Из допущения о линейности торсионной подвески следует, что h приравнивается S . Погрешностью этого допущения является разность перемещений оси катка

$$S - h = \Delta h = \frac{\pi \varphi l}{180} - [\cos \varphi_0 - \cos (\varphi_0 + \varphi)] l.$$

Относительную погрешность перемещения оси катка выразим формулой

$$\delta h = \frac{\Delta h}{h} = \frac{0,0175 \varphi}{\cos \varphi_0 - \cos (\varphi_0 + \varphi)} - 1. \quad (4)$$

Из графика рис. 3, построенного на основании формулы (4), видно, что величина относительной погрешности вертикального перемещения опорного катка, полученного расчетом при допущении о линейности торсионной подвески, возрастает с уменьшением начального угла установки балансира φ_0 и снижается при увеличении угла поворота балансира φ . Учет погрешностей расчета вертикальных перемещений опорных катков по эквивалентной схеме подвески позволяет получить их уточненные значения из зависимости

$$h_y = h - \Delta h. \quad (5)$$

Из формул (4) и (5) в окончательном виде получим

$$h_y = h (1 - \delta h). \quad (6)$$

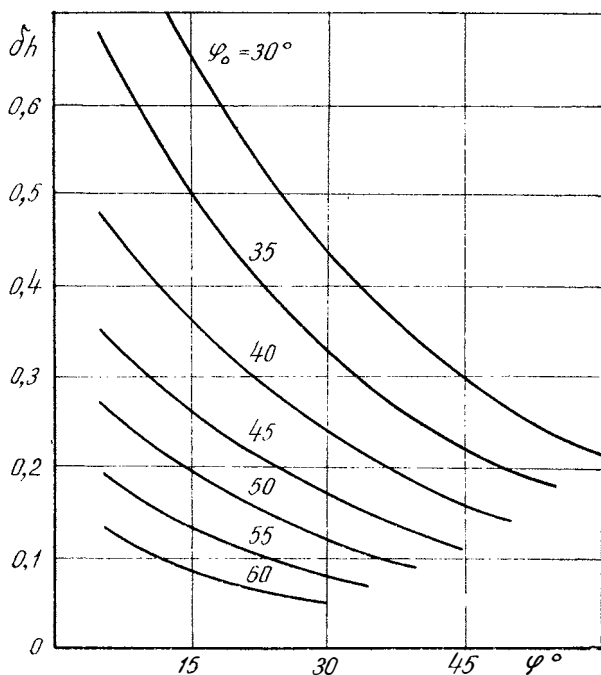


Рис. 3. Зависимость относительной погрешности расчета вертикального перемещения опорного катка от угла поворота балансира и его начального угла установки

Значения h и φ берутся из расчета подвески машины по эквивалентной схеме, а δh вычисляется по формуле (4) или может быть получено из рис. 3. Необходимые величины начальных углов установки балансира получают из зависимости

$$\varphi_0^* = \theta - \varphi,$$

где θ — угол статического положения балансира при полной нагрузке машины.

Углами статического положения балансира задаются при проектировании машины для обеспечения необходимого дорожного просвета. В современных конструкциях гусеничных машин $\theta = 55\text{—}85^\circ$.

Для определения уточненных значений углов начальной установки балансира используем зависимость

$$h_y = l (\cos \varphi_{0y} - \cos \theta),$$

после преобразования которой получим

$$\varphi_{0y} = \arccos \left(\frac{h_y}{l} + \cos \theta \right). \quad (7)$$

Уточненные углы поворота балансиров могут быть вычислены по формуле

$$\varphi_y = \theta - \varphi_{0y} \quad (8)$$

Рассмотренная методика позволяет получить на основании данных расчета однорычажной торсионной подвески машины, выполненного по эквивалентной линеаризованной схеме, уточненные значения некоторых параметров подвески. Приведенные расчетные зависимости, кроме формул, выражающих крутильную жесткость торсиона и приведенную жесткость рессоры, справедливы для других видов однорычажной подвески, в которых применен упругий элемент с линейной характеристикой, например спиральные цилиндрические пружины кручения или сжатия.

Пример расчета. Задана однорычажная торсионная подвеска гусеничного снегоболотохода со следующими параметрами:

$$G_{п.г} = 5750 \text{ даН}; n = 4; d_{\tau} = 4 \text{ см}; l_{\tau} = 100 \text{ см}; G = 8 \cdot 10^5 \text{ даН/см}^2; l = 39 \text{ см}; \theta = 60^{\circ}; l_2 = 79 \text{ см}; l_3 = 182,8 \text{ см}; l_4 = 279,8 \text{ см}; L = 139,8 \text{ см}.$$

Требуется определить статические нагрузки на опорные катки, их вертикальные перемещения и углы закрутки торсионов.

Найдем приведенную жесткость рессоры:

$$m = \frac{\pi G d_{\tau}^4}{32 l_{\tau} l^2} = 132 \text{ даН/см}.$$

Для эквивалентной расчетной схемы подвески снегоболотохода (см. рис. 1) имеем следующую систему уравнений:

$$P_1 + P_2 + P_3 + P_4 = G_{п.г}; \quad P_1 = m h_1; \quad P_2 = m h_2; \quad P_3 = m h_3;$$

$$P_4 = m h_4; \quad P_2 l_2 + P_3 l_3 + P_4 l_4 = G_{п.г} L; \quad h_2 = h_1 + l_2 \operatorname{tg} \alpha;$$

$$h_3 = h_1 + l_3 \operatorname{tg} \alpha; \quad h_4 = h_1 + l_4 \operatorname{tg} \alpha.$$

Решая эту систему уравнений, получим:

$$\alpha = 14^{\circ} 24'; \quad h_1 = 10,32 \text{ см}; \quad h_2 = 10,65 \text{ см}; \quad h_3 = 11,10 \text{ см}; \quad h_4 = 11,50 \text{ см};$$

$$P_1 = 1362 \text{ даН}; \quad P_2 = 1406 \text{ даН}; \quad P_3 = 1464 \text{ даН}; \quad P_4 = 1518 \text{ даН}.$$

Углы поворота балансиров (закрутки торсионов) согласно зависимости $\varphi = \frac{h}{l}$ составляют:

$$\varphi_1 = 0,265 \text{ рад} = 15^{\circ} 12'; \quad \varphi_2 = 0,274 \text{ рад} = 15^{\circ} 42'; \quad \varphi_3 = 0,285 \text{ рад} = 16^{\circ} 20';$$

$$\varphi_4 = 0,295 \text{ рад} = 16^{\circ} 54'.$$

Для заданного угла статического положения балансиров найдем их начальные углы установки по формуле $\varphi_0 = \theta - \varphi$:

$$\varphi_{01} = 44^{\circ} 48'; \quad \varphi_{02} = 44^{\circ} 18'; \quad \varphi_{03} = 43^{\circ} 40'; \quad \varphi_{04} = 43^{\circ} 6'.$$

В связи с тем, что углы поворота балансиров отличаются незначительно (максимальная разность составляет $1^{\circ}42'$), относительная погрешность перемещения осей опорных катков, вычисленная по формуле (4), составит в среднем

$$\delta h_{cp} = 0,275.$$

Уточненные значения вертикальных перемещений опорных катков вычислим по формуле (6), используя среднее значение относительной погрешности перемещения осей опорных катков:

$$h_{1v} = h_1 (1 - \delta h_{cp}) = 10,32 (1 - 0,275) = 7,48 \text{ см.}$$

Аналогично получим для остальных катков:

$$h_{2y} = 7,72^{\text{см}}; h_{3y} = 8,05^{\text{см}}; h_{4y} = 8,33 \text{ см.}$$

Уточненные углы начальной установки балансиров, определенные по формуле (7), составят:

$$\varphi_{01y} = 46^{\circ}16'; \varphi_{02y} = 45^{\circ}44'; \varphi_{03y} = 45^{\circ}2'; \varphi_{04y} = 44^{\circ}28'.$$

Уточненные значения углов поворота балансиров при этом получим из зависимости (8):

$$\varphi_{1y} = 13^{\circ}44'; \varphi_{2y} = 14^{\circ}16'; \varphi_{3y} = 14^{\circ}58'; \varphi_{4y} = 15^{\circ}32'.$$

Из данного примера следует, что при φ_0 порядка 45° ошибка от допущения о линейности характеристики торсионной подвески может составлять по начальным углам установки балансиров 3—3,5%, а по статическим углам закрутки торсионов 9—11%. Пренебрежение последней может потребовать трудоемкой регулировки распределения нагрузок по каткам опытным путем (например, с помощью ладометров или весов и ватерпаса).

ЛИТЕРАТУРА

1. Под ред. Антонова А. С. Армейские гусеничные тягачи. Ч. 2. М., Воениздат, 1974.
2. Барский И. Б. Конструирование и расчет тракторов. М., Машгиз, 1962.
3. Груздев Н. И. Танки. Москва — Свердловск, Машгиз, 1944.

К РАСЧЕТУ РАЗГОНА АВТОМОБИЛЯ С ГИДРОТРАНСФОРМАТОРОМ

При рассмотрении процесса разгона с применением гидротрансформатора динамическую систему автомобиля принято разделять на две части, между которыми имеется гидродинамическая связь. Расчет указанного процесса можно проводить двумя способами:

1) решая систему дифференциальных уравнений, которыми описывается движение отдельных частей системы:

$$\left. \begin{aligned} M_{e1} - M_1 &= \frac{\pi}{300} (I_1 + \lambda_{дв}) \frac{dn_1}{dt}; \\ M_2 - M_{2c} &= \frac{\pi}{300} I_2 \frac{dn_2}{dt}; \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

2) задаваясь кинематической и динамической характеристиками упомянутой гидродинамической связи (M_{e1} , M_1 , M_2 и M_{2c} — крутящие моменты двигателя, насосного и турбинного колес, а также всех сопротивлений движению, приведенных к валу турбинного колеса, да Н·м; n_1 и n_2 — частоты вращения насосного и турбинного колес, мин⁻¹; I_1 и I_2 — приведенные к насосному и турбинному колесам моменты инерции с учетом всех вращающихся и поступательно движущихся масс, кг·м²; $\lambda_{дв}$ — коэффициент, учитывающий отличие динамических характеристик двигателя от статических; t — время, с).

Оба способа позволяют получить только приближенные решения задачи, поскольку точное интегрирование в общем виде системы уравнений (1) пока не представляется возможным, а задание упомянутых характеристик гидродинамической связи возможно лишь с определенной степенью достоверности.

Первый путь решения получил развитие в работах [3; 5—7], в которых для определения параметров всего процесса разгона

(t_p , Q_p и S_p — время, расход топлива и путь) используются различные способы интегрирования уравнений (1). Расчет в данном случае отличается значительной трудоемкостью и требует, как правило, применения ЭВМ. Достоинством указанных машинных методов является то, что они позволяют наиболее полно учесть все возможные уточнения расчета. Вместе с тем эти преимущества часто утрачиваются из-за того, что при расчете (особенно на проектной стадии) некоторыми исходными данными (например, коэффициентом $\lambda_{дв}$) приходится задаваться весьма приближенно.

Второй путь решения рассматриваемой задачи впервые обоснован в работе [2]. В этой работе на ряде конкретных примеров показано, что значительная часть процесса разгона обычно приходится на период, во время которого действительная кинематическая характеристика $n_1=f(n_2)$ практически совпадает с особой, отражающей взаимосвязь между n_1 и n_2 (или скоростью v) на установившихся режимах работы. С большой степенью достоверности [8] можно считать и действительную динамическую характеристику упомянутой связи (или зависимостей $\lambda_1=f(i)$ и $K=f(i)$, где λ_1 и K — коэффициенты соответственно входного момента и трансформации, $i = \frac{n_2}{n_1}$), совпадающей с аналогичной характеристикой,

относящейся к установившемуся движению. На этом основании в работе [2] сделан вывод о возможности полной замены при расчете действительных характеристик гидродинамической связи характеристиками, полученными для установившихся режимов работы. Одновременно показано, что при заданных зависимостях $n_1=f(n_2)$, $\lambda_1=f(i)$ и $K=f(i)$ расчет параметров разгона целесообразно проводить методом, обычно используемым для автомобилей с механическими передачами, вычисляя коэффициент учета вращающихся масс по формуле

$$\delta = 1 + \frac{1}{G_a r_k^2} \left[\left(I_1 K \frac{dn_1}{dn_2} + I_2' \right) (i_0 i_k)^2 \eta_{тр} + \sum I_k \right], \quad (2)$$

где G_a — масса автомобиля, кг;
 r_k — радиус качения колеса, м;
 I_2' — момент инерции турбинного колеса и связанных с ним деталей трансмиссии, кг·м²;
 $\sum I_k$ — суммарный момент инерции колес автомобиля, кг·м²;
 i_0, i_k — передаточные числа главной передачи и отдельных ступеней механического редуктора гидропередачи;
 $\eta_{тр}$ — к. п. д. механической части трансмиссии.

Более поздние исследования [5; 9] показали, что с уменьшением отношения $I_2 : I_1$ и величины $M_{2с}$, а также с увеличением «отрыва» точки с начальными координатами разгона n_{01} и n_{02} от особой кинематической характеристики приведенная в работе [2] рекомендация о возможности замены действительной кинематической характеристики особой становится менее обоснованной. В этой связи предприняты попытки предложить простые графические способы

построения уточненной кинематической характеристики для начального периода разгона, в течение которого она наиболее сильно отличается от особой. Полученные при этом рекомендации [9] имеют, однако, ограниченную область применения, поскольку отражают лишь вполне определенный опыт.

Возможен также третий путь решения рассматриваемой задачи, основывающийся как на использовании уравнений (1) для начального периода разгона, так и особой кинематической характеристики для последующего периода разгона. Такой путь решения используется, например, в работе [9]. Система уравнений (1) интегрируется здесь численными методами, благодаря чему метод работы [9] мало чем отличается от ранее рассмотренных машинных методов расчета. Вместе с тем при использовании упрощенных способов решения системы уравнений (1), позволяющих не прибегать к применению ЭВМ, данный путь приводит к созданию удобных аналитических методов расчета. Один из указанных методов и рассматривается в настоящей работе.

Остановимся на таком важном с практической точки зрения случае, как разгон автомобиля с места при работе двигателя на внешней скоростной характеристике. Пренебрегая весьма непродолжительным начальным этапом, на котором осуществляется разгон вала двигателя до момента начала вращения турбинного колеса (по данным работы [4], этот этап составляет примерно 0,5 с), разделим весь процесс разгона на следующие три этапа:

1) разгон вала двигателя в интервале его относительных частот вращения $\bar{n}_e = 0,2 - 0,95\bar{n}_{10}$ (где n_{10} — частота вращения на режиме с $i=0$ [4], $\bar{n} = \frac{n}{n_{e0}}$, причем индексом «e0» здесь и дальше в работе обозначаются параметры некоторого базового режима работы двигателя, в качестве которого в первом приближении можно взять режим максимальной мощности; в этом случае $n_{e0} = n_{eN}$);

2) разгон до скорости, при которой можно считать совпадающими действительную и особую кинематические характеристики;

3) разгон до заданной скорости.

При выборе границ 1-го этапа учитывалось, что режим с $\bar{n}_e = \bar{n}_{01} = 0,2$ для большинства автомобилей примерно совпадает с режимом, на котором начинает вращаться вал турбинного колеса, а режим с $\bar{n}_e = 0,95 \bar{n}_{10}$ характеризует окончание этапа, на котором имеется наибольшая разница между действительной и особой кинематическими характеристиками. Применим безразмерные параметры $\bar{n} = \frac{n}{n_{e0}}$ и $\bar{M} = \frac{M}{M_{e0}}$ и с помощью ряда допущений [3]:

$\lambda_1 = \text{const}$; $K = K_0 + k_i$; $\bar{M}_{e1} = a\bar{n}_1^2 + b\bar{n}_1 + c$; $\bar{M}_{2c} = \text{const}$ (где K_0 — максимальный коэффициент трансформации, а k , a , b и c — постоянные величины), хорошо согласующихся с особенностями 1-го

этапа разгона, приведем систему уравнений (1) к следующему интегрируемому виду:

$$(a - \bar{\lambda}_{\Gamma\Gamma}) \bar{n}_1^2 + b \bar{n}_1 + c = B \frac{d\bar{n}_1}{dt}; \quad (3)$$

$$K_{0A} \bar{\lambda}_{\Gamma\Gamma} \bar{n}_1^2 - k_A \bar{\lambda}_{\Gamma\Gamma} \bar{n}_1 \bar{n}_2 - \bar{M}_{2cA} = B \frac{d\bar{n}_2}{dt}, \quad (4)$$

где

$$\bar{\lambda}_{\Gamma\Gamma} = \frac{\sqrt{M_1}}{n_1^2} = \lambda_1 \chi;$$

$$\chi = \frac{\gamma}{955} \cdot \frac{n_{e0}^3 D_a^5}{N_{e0}};$$

$$B = \frac{\pi}{300} \cdot \frac{n_{e0}}{M_{e0}} (I_1 + \lambda_{дв});$$

$$A = \frac{I_2}{I_1 + \lambda_{дв}};$$

$$K_{0A} = \frac{K_0}{A}; \quad k'_A = \frac{k}{A}; \quad \bar{M}_{2cA} = \frac{\bar{M}_{2c}}{A};$$

γ — плотность рабочей жидкости, кг/м³;

D_a — активный диаметр, м;

N_{e0} — мощность, кВт.

Разделив уравнение (4) на (3), получим линейное дифференциальное уравнение первого порядка

$$\frac{d\bar{n}_2}{d\bar{n}_1} + k_A \frac{\bar{\lambda}_{\Gamma\Gamma} \bar{n}_1}{(a - \bar{\lambda}_{\Gamma\Gamma}) \bar{n}_1^2 + b \bar{n}_1 + c} \bar{n}_2 = \frac{K_{0A} \bar{\lambda}_{\Gamma\Gamma} \bar{n}_1^2 - \bar{M}_{2cA}}{(a - \bar{\lambda}_{\Gamma\Gamma}) \bar{n}_1^2 + b \bar{n}_1 + c},$$

решение которого имеет следующий вид:

$$\bar{n}_2 = e^{-k_A \int_{\bar{n}_{01}}^{\bar{n}_1} P d\bar{n}_1} \left\{ \int_{\bar{n}_{01}}^{\bar{n}_1} (K_{0A} Q' - \bar{M}_{2cA} Q'') e^{k_A \int_{\bar{n}_{01}}^{\bar{n}_1} P d\bar{n}_1} d\bar{n}_1 + \bar{n}_{02} \right\}, \quad (5)$$

где

$$P = \frac{\bar{\lambda}_{\Gamma\Gamma} \bar{n}_1}{(a - \bar{\lambda}_{\Gamma\Gamma}) \bar{n}_1^2 + b \bar{n}_1 + c};$$

$$Q' = \frac{\bar{\lambda}_{\Gamma\Gamma} \bar{n}_1^2}{(a - \bar{\lambda}_{\Gamma\Gamma}) \bar{n}_1^2 + b \bar{n}_1 + c}$$

и

$$Q'' = \frac{1}{(a - \bar{\lambda}_{\Gamma T}) \bar{n}_1^2 + b \bar{n}_1 + c}.$$

Поскольку в рассматриваемом интервале частот вращения вала двигателя $[0,2; 0,95 \bar{n}_{10}]$ функция $K_{0A} Q' - \bar{M}_{2cA} Q'' = f(\bar{n}_1)$ не меняет знак, а функция $e^{\int P d\bar{n}_1}$ непрерывна, то для вычисления интеграла, стоящего в фигурных скобках уравнения (5), может быть применена теорема о среднем. С учетом данного обстоятельства имеем:

$$\bar{n}_2 = \sum_0^m \left\{ \frac{\varphi_{\text{ср}}^{kA}}{\varphi_k^{kA}} [K_{0A} (\psi_k - \psi_n) - \bar{M}_{2cA} (q_k - q_n)] + \bar{n}_{2n} \left(\frac{\varphi_n}{\varphi_k} \right)^{kA} \right\},$$

где $\varphi = e^{\int P d\bar{n}_1}$; $\psi = \int Q' d\bar{n}_1$; $q = \int Q'' d\bar{n}_1$; (6)

m — количество участков, на которые разбивается текущий интервал $\bar{n}_1 [0,2; \bar{n}_1]$ (индексы «н», «к» и «ср» обозначают здесь параметры, относящиеся соответственно к начальному, конечному и среднему значениям \bar{n}_1 отдельных участков, причем $\varphi_{\text{ср}}^{kA} =$

$$= \frac{\varphi_n^{kA} + \varphi_k^{kA}}{2}.$$

Результаты выполненных расчетов показывают, что для определения величины \bar{n}_2 на всем рассматриваемом этапе разгона достаточно принимать $m=1$. При этом величина \bar{n}_2 , учитывая, что $\bar{n}_{2n} = 0$, определяется по следующей формуле:

$$\bar{n}_2 = \frac{\varphi_n^{kA} + \varphi_k^{kA}}{2\varphi_k^{kA}} [K_{0A} (\psi_k - \psi_n) - \bar{M}_{2cA} (q_k - q_n)], \quad (7)$$

где параметры с индексом «н» относятся к режиму начала трогания (в большинстве случаев, как отмечалось, можно считать этот режим совпадающим с $\bar{n}_{1T} = 0,2$). В более общем случае $\bar{n}_{1T} = \sqrt{\frac{\bar{M}_{2c}}{\bar{\lambda}_{\Gamma T} K_0}}$.

Зависимость (7) дает возможность легко рассчитать кинематическую характеристику на первом этапе разгона, если известны интегральные функции φ , ψ и q . Интегрируя зависимость (6), получим при $\Delta = 4(a - \bar{\lambda}_{\Gamma T})c - b^2 < 0$ (указанное соотношение характерно для автомобильных конструкций двигателя и гидротрансформатора) следующие выражения для определения этих функций:

$$\left. \begin{aligned} \varphi &= \left\{ [(a - \bar{\lambda}_{\text{гт}}) \bar{n}_1^2 + b \bar{n}_1 + c] \left| \frac{2(a - \bar{\lambda}_{\text{гт}}) \bar{n}_1 + b + \sqrt{-\Delta}}{2(a - \bar{\lambda}_{\text{гт}}) \bar{n}_1 + b - \sqrt{-\Delta}} \right| \frac{b}{\sqrt{-\Delta}} \right\}^{\frac{\bar{\lambda}_{\text{гт}}}{2(a - \bar{\lambda}_{\text{гт}})}}; \\ q &= \frac{1}{\sqrt{-\Delta}} \ln \left| \frac{2(a - \bar{\lambda}_{\text{гт}}) \bar{n}_1 + b - \sqrt{-\Delta}}{2(a - \bar{\lambda}_{\text{гт}}) \bar{n}_1 + b + \sqrt{-\Delta}} \right|; \\ \psi &= \bar{\lambda}_{\text{гт}} \left\{ \frac{\bar{n}_1}{a - \bar{\lambda}_{\text{гт}}} - \frac{b}{2(a - \bar{\lambda}_{\text{гт}})^2} \ln |(a - \bar{\lambda}_{\text{гт}}) \bar{n}_1^2 + b \bar{n}_1 + c| + \right. \\ &\quad \left. + \frac{b^2 - 2(a - \bar{\lambda}_{\text{гт}})}{2(a - \bar{\lambda}_{\text{гт}})^2} q \right\}. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Из выражений (8) видно, что при заданном значении \bar{n}_1 величина указанных функций зависит от особенности совмещения характеристик двигателя и гидротрансформатора $\bar{\lambda}_{\text{гт}}$, а также вида относительной скоростной характеристики двигателя (a , b , c).

Поскольку существует определенное единство относительных внешних скоростных характеристик эффективных параметров работы, по крайней мере, некоторых типов четырехтактных двигателей [1], то, используя выражения (8), можно построить также единые для указанных двигателей зависимости $\varphi = f(\bar{\lambda}_{\text{гт}}, \bar{n}_1)$, $q = f(\bar{\lambda}_{\text{гт}}, \bar{n}_1)$ и т. д. Эти зависимости (рис. 1—3) позволяют пользоваться готовыми значениями φ , q и ψ при рассмотрении многих случаев разгона автомобиля с гидротрансформатором. Данные зависимости приведены для двух типов четырехтактных двигателей: дизельных (сплошные линии в левой части рис. 1—3) и карбюраторных (пунктирные линии в правой части рис. 1—3). При их построении использованы характеристики двигателей, представленные на рис. 4 (кривые 1 и 2), постоянные коэффициенты (a , b , c) которых, рассчитанные с учетом данных о координатах соответствующих единых внешних скоростных характеристик [1], равны следующим значениям: $a = -1,22$; $b = 1,65$; $c = 0,57$ для дизельных двигателей; $a = -0,92$; $b = 0,92$; $c = 1$ для карбюраторных. Зависимости, приведенные на рис. 1—3, позволяют определять функции φ , q и ψ как при постоянных значениях $\bar{\lambda}_{\text{гт}}$, так и при постоянных $\frac{\bar{n}_1}{n_{10}}$.

Наиболее удобно, как это следует из формулы (7), воспользоваться зависимостями $\varphi = f(\bar{\lambda}_{\text{гт}})$, $\psi = f(\bar{\lambda}_{\text{гт}})$ и т. д. для начального значения $\bar{n}_{01} = 0,2$ и зависимостями $\varphi = f(\bar{n}_1)$, $\psi = f(\bar{n}_1)$ и т. д. для режима с $\bar{n}_1 = \bar{n}_{1\text{г}}$, конечного ($\bar{n}_1 = 0,95\bar{n}_{10}$) и ряда промежуточных ($\bar{n}_1 = 0,5\bar{n}_{10}$, $0,75\bar{n}_{10}$, $0,9\bar{n}_{10}$) значений \bar{n}_1 . На рис. 1 приведены также

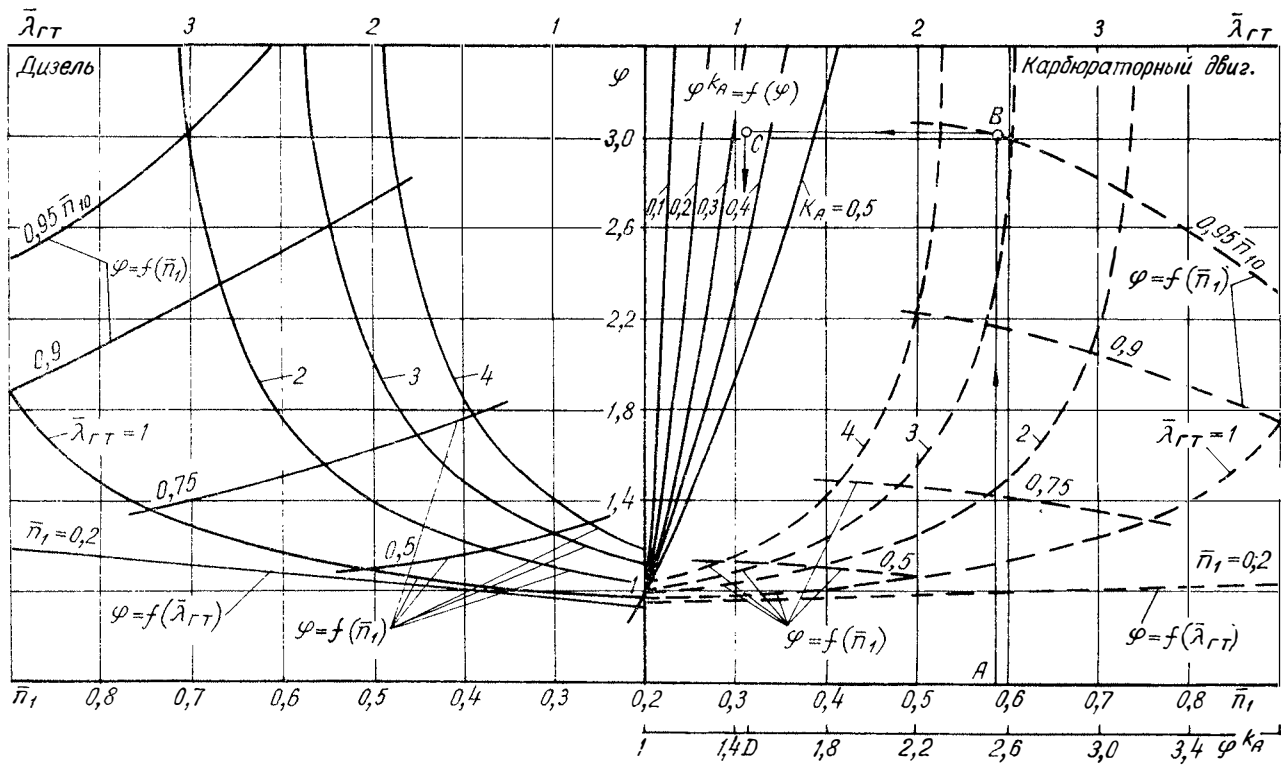


Рис. 1. Зависимости $\varphi = f(\bar{\lambda}_{rT}, \bar{n}_1)$

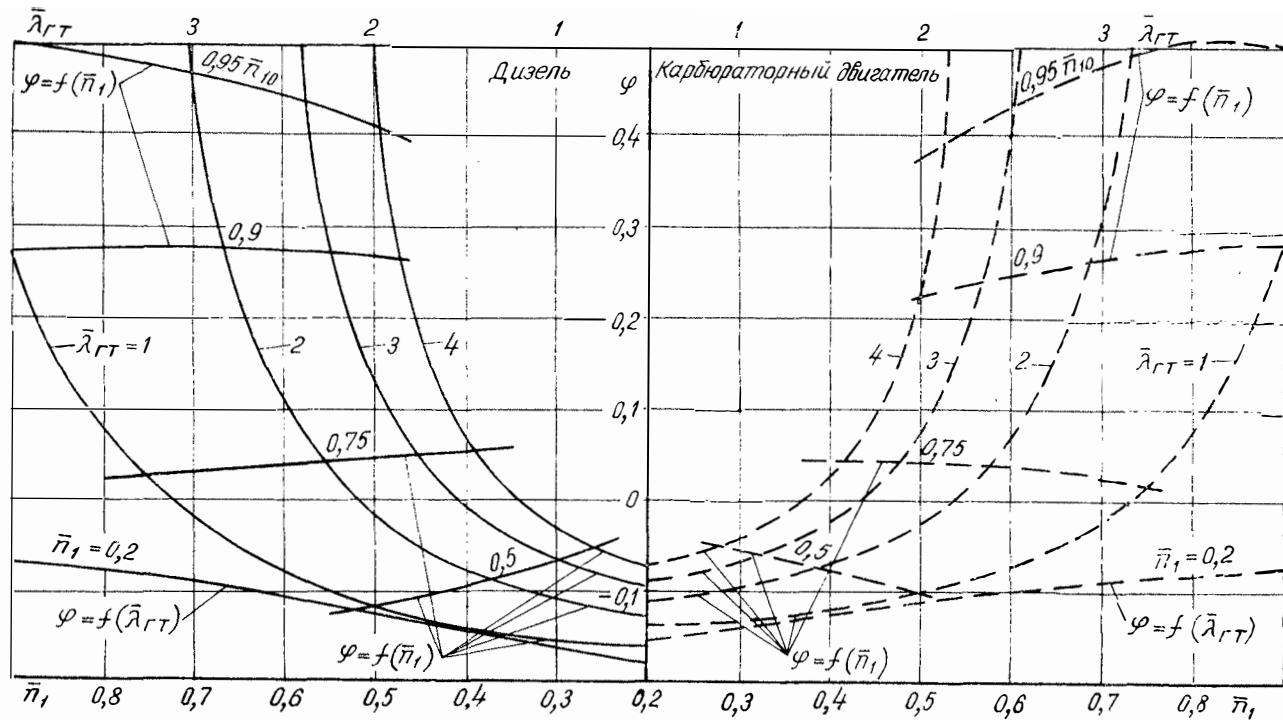


Рис. 2. Зависимости $\psi = f(\bar{\lambda}_{rT}, \bar{n}_i)$

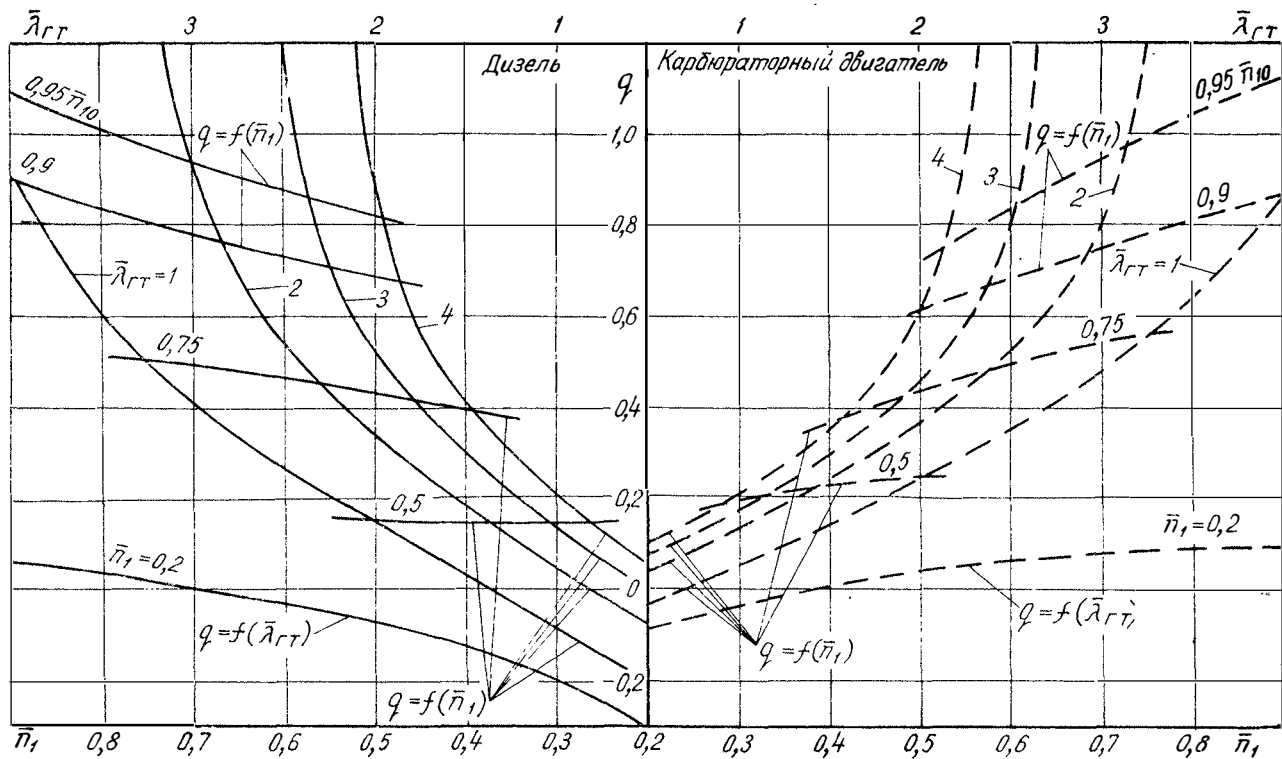


Рис. 3. Зависимости $q = f(\bar{\lambda}_{гг}, \bar{n}_1)$

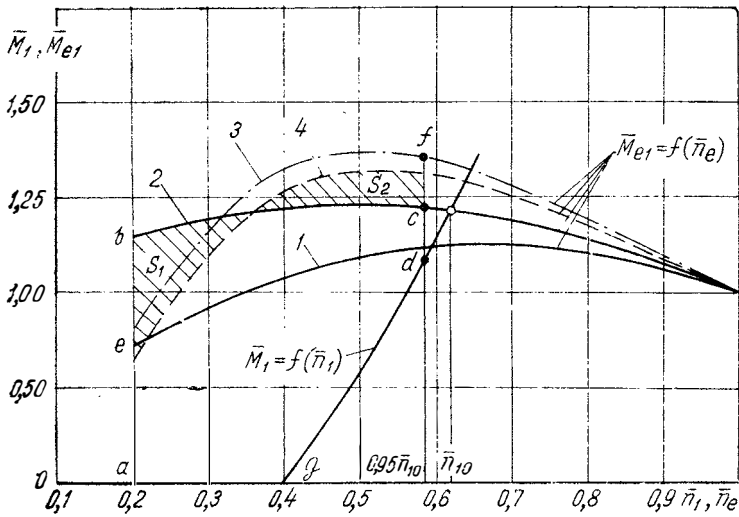


Рис. 4. Относительные внешние скоростные характеристики четырехтактных двигателей:

1 — дизель; 2 — карбюраторный двигатель; 3 — двигатель автобуса при базовом режиме $n_{e0} = n_{eN} = 3200 \text{ мин}^{-1}$; 4 — тот же двигатель при базовом режиме $n_{e0} = 3100 \text{ мин}^{-1}$

кривые $\varphi^{k_A} = f(\varphi)$, позволяющие упростить определение величины φ^{k_A} и остающиеся неизменными для любого типа двигателей. Порядок вычисления величины φ^{k_A} для случая, когда $n_1 = 0,95$; $\bar{n}_{10} = 0,587$ и $k_A = 0,33$, показан на рис. 1 стрелками, соединяющими точки A, B, C и D.

Используя указанные зависимости, не представляет труда найти другие параметры 1-го этапа разгона. Так, интегрируя уравнение (3), получим следующее выражение для определения времени разгона:

$$t_p = B \int_{0,2}^{\bar{n}_1} \frac{d\bar{n}_1}{(a - \bar{\lambda}_{\Gamma\Gamma}) \bar{n}_1^2 + b\bar{n}_1 + c} = B (q - q_n) \text{ с.} \quad (9)$$

С учетом выражения (9) зависимости для определения расхода топлива и пути на 1-м этапе разгона имеют такой вид:

$$Q_p = \frac{B}{3,6\gamma_{\Gamma}} \int_{q_n}^q G_{\Gamma} dq + \sigma (\bar{n}_1 - \bar{n}_{1n}) \text{ см}^3; \quad (10a)$$

$$S_p = \frac{0,105 n_{e0} r_k B}{i_k i_0} \int_{q_n}^q \bar{n}_2 dq \text{ м,} \quad (10б)$$

где γ_T — удельная плотность топлива, г/см³;

G_T — часовой расход топлива, кг/ч;

σ — коэффициент, учитывающий отличие динамических характеристик часовой расхода топлива от статических (5).

В формулах (9) и (10а) индекс «н» всегда относится к режиму с $\bar{n}_1 = 0,2$, а в формуле (10б) в общем случае — к режиму с $\bar{n}_1 = \bar{n}_{1T}$.

Для расчетов по формулам (10) рекомендуется применять метод, основанный на использовании зависимостей: $q = f(\bar{n}_1)$, определяемой с помощью рис 3; $G_T = f(\bar{n}_1)$, известной для данного двигателя; $n_2 = f(n_1)$, определяемой по формуле (7). Если нанести на один график указанные зависимости (рис. 5), то для каждого значения q , пропорционального t (см. формулу (9)), можно найти соответствующую величину G_T (см., например, стрелки, соединяющие точки a, b и c на рис. 5) и n_2 (см. точки a, d и e на рис. 5). После этого значения Q_p и S_p легко получить по следующим формулам:

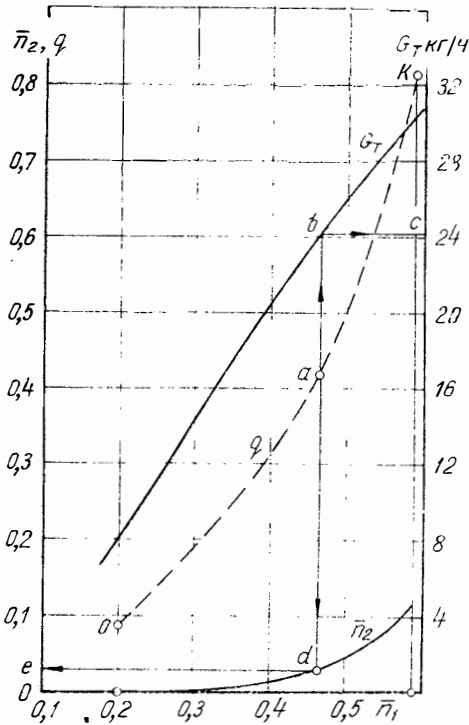


Рис. 5. К определению расхода топлива и пути разгона на 1-м этапе разгона

$$\left. \begin{aligned} Q_p &= \frac{B}{7,2\gamma_T} \sum_0^p (q_k - q_n) (G_{T,n} + G_{T,k}) + \sigma (\bar{n}_{1k} - \bar{n}_{1n}); \\ S_p &= \frac{0,0525 n_{e0} r_k B}{i_k i_0} \sum_0^p (q_k - q_n) (\bar{n}_{2n} + \bar{n}_{2k}), \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

где p — количество выбранных участков (например, $0,2 \div 0,5 \bar{n}_{10}$; $0,5 \div 0,75 \bar{n}_{10}$ и т. д.).

Рассмотрим конкретный пример расчета, в качестве которого остановимся на случае разгона городского автобуса длиной 10,5 м, имеющего номинальную загрузку и разгоняющегося с места на горизонтальном участке дороги. Используя данные об основных параметрах автобуса и его трансмиссии [9], построим, принимая параметры базового режима равными $n_{e0} = n_{eN}$ и $M_{e0} = M_{eN}$, относительную внешнюю скоростную характеристику двигателя $\bar{M}_{e1} = f(\bar{n}_e)$ (см. кривую 3 на рис. 4), нагрузочную характеристику гидротрансформатора ЛГ-340—3А $\bar{M}_1 = f(\bar{n}_1)$ (см. рис. 4), а также тяговую $P_k = \frac{K M_{e1} \eta_{\text{тр}}^i \eta_{\text{к}}^i}{r_k} = f(v)$ и особую кинематическую $\bar{n}_1 = f(v)$ характеристики (рис. 6).

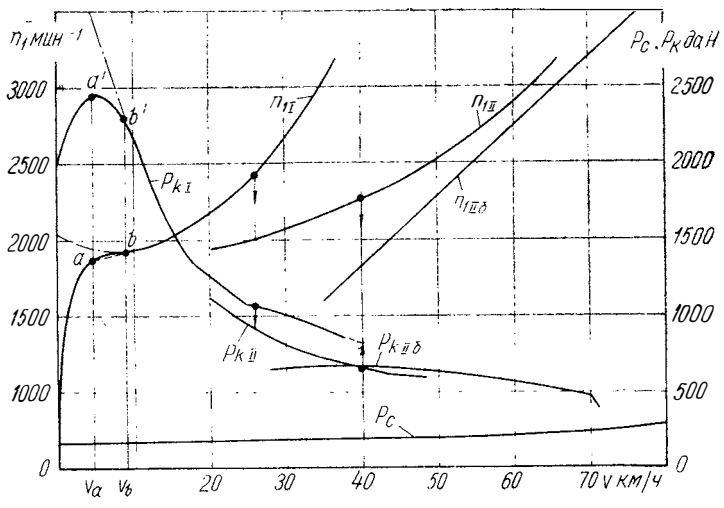


Рис. 6. Тяговая и кинематическая характеристики

Как видно из рис. 4, имеется довольно существенное различие между кривыми 2 и 3, связанное, главным образом, с тем, что характеристика реального двигателя учитывает целый ряд дополнительных потерь на привод вспомогательных агрегатов, которые не были учтены при определении единой относительной скоростной характеристики эффективного крутящего момента. На результаты расчета параметров разгона в конце 1-го этапа это различие, однако, окажет сравнительно небольшое влияние, поскольку величины интегральных разностей $\psi_k - \psi_n$ и $q_k - q_n$, входящих в формулы (7), (9) и (11), для обоих случаев примерно одинаковы.

Вообще проведенный анализ показал, что упомянутые интегральные разности стремятся к своим точным значениям по мере

того, как площадь S_{abcdg} (см. рис. 4) между кривыми 2 и $\bar{M}_1 = f(\bar{n}_1)$ приближается по величине к аналогичной площади S_{aefdg} для реального двигателя. Объясняется это тем, что при $S_{abcdg} = S_{aefdg}$ и, следовательно, одинаковых среднеинтегральных значениях $\bar{M}_{e1} - M_1 = (a - \lambda_{\text{т}}) \bar{n}_1^2 + b \bar{n}_1 + c$ в рассматриваемом интервале n_1 должно обеспечиваться и равенство интегралов (6), определенных по различным характеристикам двигателя (см. кривые 2 и 3 на рис. 4). Если учесть, что вид относительной характеристики $\frac{M_{e1}}{M_{e0}} = f\left(\frac{n_e}{n_{e0}}\right)$ реального двигателя и кривой $\bar{M}_1 = f(\bar{n}_1)$ зависит от выбираемых параметров n_{e0} и M_{e0} , то всегда можно подбором базового режима (n_{e0} и M_{e0}) добиться такого взаимного расположения кривых $\bar{M}_1 = f(\bar{n}_1)$, 2 и 3 (см. рис. 4), которое обеспечит равенство $S_{abcdg} = S_{aefdg}$ и, следовательно, высокую точность определения разностей $\psi_k - \psi_n$ и $q_k - q_n$ при использовании зависимостей, приведенных на рис. 1—3. Отсюда, в частности, следует возможность применения данного метода для расчета в том числе и тех процессов разгона, во время которых двигатель работает на частичных скоростных характеристиках. Единственным условием такой применимости будет возможность получения требуемого взаимного расположения по отношению к кривой 1 соответствующих характеристик реального двигателя и гидротрансформатора.

В рассматриваемом случае, например, лучшее согласование указанных характеристик ($S_1 \approx S_2$, см. рис. 4) достигается, если за базовый режим принять режим с параметрами: $n_{e0} = 3100 \text{ мин}^{-1}$, $M_{e0} = 32,5 \text{ даН} \cdot \text{м}$, $N_{e0} = 103 \text{ кВт}$. Характеристика $\bar{M}_{e1} = f(\bar{n}_e)$, соответствующая данному базовому режиму, показана на рис. 4 кривой 4, а кривая $\bar{M}_1 = f(\bar{n}_1)$ условно оставлена без изменений. С учетом выбранного базового режима необходимые для расчета безразмерные величины и параметры вычисляем по следующим формулам:

$$\bar{n} = \frac{n}{3100};$$

$$\bar{M} = \frac{M}{32,5};$$

$$\chi = \frac{840}{955} \cdot \frac{3100^{3,345}}{103} = 1,13 \cdot 10^6 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{даН} \cdot \text{мин}^2}.$$

Кроме того, принимая $\lambda_{\text{дв}} = 0$, получим $B = \frac{\pi}{300} \cdot \frac{3100}{32,5} 1,6 = 1,6с$.

Некоторое влияние на точность расчетов может оказать также выбор коэффициента λ_1 , величину которого с целью уменьшения ошибки в определении размеров площади S_{abcdg} (см. рис. 4) следует выбирать ближе к его среднему (для данного этапа разгона)

значению. Предварительно выполненные расчеты показали, что окончание 1-го этапа разгона совпадает в рассматриваемом случае примерно с $i=0,2$, поэтому принимаем значение $\lambda_1=2,8 \cdot 10^{-6} \frac{\text{даН} \cdot \text{мин}^2}{\text{м} \cdot \text{кг}}$, соответствующее $i=0,1$, а $\bar{\lambda}_{\text{гт}}=2,8 \cdot 10^{-6} \times 1,13 \cdot 10^6=3,17$.

Заменяя реальную зависимость $\lambda_1=f(i)$ на 1-м этапе разгона условной $\lambda_1=2,8 \cdot 10^{-6} = \text{const}$, определим точку пересечения параболы $\bar{M}_1=\bar{\lambda}_{\text{гт}} \bar{n}_1^2=3,17 \bar{n}_1^2$ с кривой 2 (см. рис. 4), абсцисса которой равна \bar{n}_{10} . Для значений $\bar{n}_1=0,2; 0,5\bar{n}_{10}; 0,75\bar{n}_{10}$ и $0,95\bar{n}_{10}$ найдем с помощью рис. 1—3 значения функций φ , ψ и q (в качестве примера в табл. 1 приведены значения функций ψ).

Таблица 1

Параметры 1-го этапа разгона

\bar{n}_1	ψ	\bar{n}_2	v км/ч	t_p с	Q_p см ³	S_p м
0,2	$\frac{-0,085}{-0,135}$	0	0	0	0	0
$0,5\bar{n}_{10}$	$\frac{-0,06}{-0,101}$	$\frac{0,0039}{0,0068}$	$\frac{0,15}{0,27}$	—	—	—
$0,75\bar{n}_{10}$	$\frac{0,042}{0,0069}$	$\frac{0,0286}{0,0334}$	$\frac{1,116}{1,304}$	—	—	—
$0,95\bar{n}_{10}$	$\frac{0,423}{0,355}$	$\frac{0,1185}{0,1158}$	$\frac{4,63}{4,52}$	$\frac{1,245}{1,162}$	$\frac{10,82}{9,56}$	$\frac{0,57}{0,532}$

Принимая также $\sigma=0$, вычислим по формулам (7), (9) и (11) параметры n_2 (или v), t_p , Q_p и S_p на 1-м этапе разгона (см. в табл. 1 данные в числителе).

В той же табл. 1 в знаменателях указаны уточненные величины параметров, вычисленные с помощью функций ψ , φ и др., расчет которых проводился непосредственно по формулам (8) с использованием реальных значений коэффициентов a , b и c . Из сравнения приведенных данных видно, что рассмотренный метод позволяет с достаточно высокой точностью определять параметры разгона в конце 1-го этапа. Несколько бóльшая разница в величинах \bar{n}_2 и v для середины этапа не имеет существенного практического значения из-за весьма малой скорости в данный период разгона.

Действительная кинематическая характеристика в конце 1-го этапа разгона (точка a на рис. 6) весьма близко подходит к особой (кривая $n_1=f(v)$ на рис. 5). Поэтому не будет большой ошибки, если на 2-м этапе разгона кинематическую характеристику определить приближенно как кривую, плавно сопрягающуюся с соот-

ветствующими характеристиками на 1-м и 3-м этапах. Таким образом, 2-й этап разгона, начинаясь при скорости v_a (см. рис. 6), будет заканчиваться при достижении скорости v_b , в которой соответствующие характеристики для 2-го и 3-го этапов касаются друг друга.

Из опыта выполненных расчетов можно установить, что, как правило, $v_b \approx (1,5 \div 2) v_a$. При этом вполне можно заменить кинематическую характеристику на 2-м этапе разгона прямой линией, соединяющей точки a и b (см. пунктирную линию на рис. 6). Используя известные зависимости [2], с помощью особой кинематической характеристики (при $v > v_b$ на рис. 6) определим также интересующие нас параметры на 3-м этапе для всех передач переднего хода, участвующих в разгоне (рис. 7). При этом следует придерживаться последовательности расчета, показанной в табл. 2, определяя параметры δ , $\frac{1}{j}$, $\frac{G_T}{3,6j}$ и $\frac{v}{3,6j}$ для средних значений n_2

(или v) соответствующих участков.

Сравнение расчетной зависимости $t_p = f(v)$ с экспериментальными значениями [9] параметра t_p (см. отдельные точки на рис. 7) показывает, что имеющееся расхождение между расчетными и экспериментальными данными практически не изменяется, начиная со скорости v_a . Это говорит о том, что ошибка в определении t_p допущена на 1-м этапе разгона. Проведенный анализ показал, что причина такой неточности связана с некорректной для этого этапа разгона заменой динамической характеристики двигателя статической ($\lambda_{дв} = 0$). Если на других этапах разгона, отличающихся весьма не большой величиной ускорения вала двигателя ω_1 (см. рис. 7),

указанная приближенная оценка $\lambda_{дв} = 0$ практически соответствует действительности, то на 1-м этапе разгона требуется

Рис. 7. Изменение времени, расхода топлива, пути и ускорения вала двигателя в процессе разгона автобуса

уточнение величины $\lambda_{дв}$. Расчеты, проведенные для случая, когда на 1-м этапе принималось $\lambda_{дв} = 1,6$, а на 2-м и 3-м этапах $\lambda_{дв} = 0$, показали (см. пунктирные линии на рис. 7) значительно лучшую сходимость экспериментальных и расчетных данных.

Параметры 2-го и 3-го этапов разгона

Этап	Передача	v км/ч	n_1 мин ⁻¹	n_2 мин ⁻¹	δ	$\frac{1}{j}$ с ² /м	t_p с	$\frac{G_T}{3,6j}$ г·с/м	Q_p см ³	$\frac{v}{3,6j}$ с	S_p м		
2	I	4,63	1880	380	1,08	0,645	1,245	5,45	10,82	1,22	0,57		
		9	1920	738			2,03		19,8		2,05		
3	I	12	1950	985	1,065	0,742	2,8	7,5	28	3,77	4,0		
		15	2010	1230			1,09		0,975		3,6	37	8,0
		и т. д.											
	II	26	2000	1192	1,05	2,15	8,0	19,2	96	16,9	34,2		
		29	2050	1330			1,052		9,7		120	47	
		32	2110	1468			11,6		145		64,5		
		и т. д.											
	IIБ	40	—	—	1,065	3,18	18	27	227	34,9	129,5		
		43	—	—			3,31		20,7		265	164	
		46	—	—			23,6		307		201		
		и т. д.											

Таким образом, приведенная методика позволяет с помощью зависимостей $\varphi = f(\bar{\lambda}_{гт}, \bar{n}_1)$; $\psi = (\bar{\lambda}_{гт}, \bar{n}_1)$ и др. (см. рис. 1—3) существенно упростить наиболее трудоемкий расчет параметров разгона на 1-м этапе, обеспечивая хорошую его точность. Выполненные исследования также показали, что для улучшения сходимости результатов расчета с экспериментальными данными требуется прежде всего для 1-го этапа разгона уточнять величину коэффициента $\lambda_{дв}$, учитывающего ухудшение динамических характеристик двигателя по сравнению со статическими.

ЛИТЕРАТУРА

1. Автомобильные и тракторные двигатели. Ч. 1. Под ред. И. М. Ленина. М., «Высшая школа», 1976.
 2. Куликов Н. К. Исследование динамики и экономики автомобиля. М., Машгиз, 1953.
 3. Курзель И. А., Пин Г. Э. Расчет разгона системы двигатель — гидротрансформатор. «Вестник машиностроения», 1971, № 9.
 4. Мазалов Н. Д., Трусов С. М. Гидромеханические коробки передач. М., «Машиностроение», 1971.
 5. Нарбут А. Н. О расчете неустановившихся режимов движения автомобиля с гидротрансформатором. «Автомобильная промышленность», 1973, № 1.
 6. Пин Г. Э. Аналитический расчет разгона автомобиля с прозрачным гидротрансформатором. «Автомобильная промышленность», 1975, № 7.
 7. Пин Г. Э. Исследование разгона автомобиля с комплексным гидротрансформатором на режимах гидромукты. «Автомобильная промышленность», 1977, № 2.
 8. Прокофьев Ю. В. Баланс энергии гидродинамического трансформатора при неустановившихся режимах работы. В сб.: «Труды ВИГМ», вып. XXXII М., 1963.
 9. Трусов С. М., Алешин В. В. Расчет динамических показателей и расхода топлива для автомобиля с гидромеханической передачей в процессе разгона. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 128. М., 1971.
-

ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ СИСТЕМ СИСТЕМНОГО АНАЛИЗА НАГРУЖЕННОСТИ АВТОМОБИЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Значительные достижения в области расчета динамики и прочности машиностроительных конструкций связаны с внедрением ЭВМ и автоматизацией вычислительных работ. Разработка новых методов расчета на прочность и создание соответствующих мощных программ позволяли добиваться значительного совершенства конструкции. Уже сформировавшаяся тенденция к автоматизации расчетных работ обещает в будущем еще более углубиться. Развитие расчета динамики и прочности конструкции прошло большой путь от частных методов до универсальных, от единичных специализированных программ до автоматизированных систем расчета и программ общего назначения. Качественно изменились как постановка задач расчета, так и уровень математического обеспечения. Появилась возможность решать большие задачи и составлять программы повышенного уровня. Расчетные задачи для сложной конструкции современной постановки могут содержать несколько сотен тысяч неизвестных и несколько сотен миллионов входных и выходных данных. Такая задача для конструкции, имеющей общую геометрию, — «большая» задача, для решения которой необходим системный подход. Он предполагает использование сложной системы при расчете конструкции. Эта концепция применительно к автомобилю заключается в следующем [1]:

1. Рассматриваемая расчетная схема автомобиля должна быть расчленена на конечное число частей, называемых подсистемами первого уровня; каждая подсистема первого уровня, в свою очередь, может быть расчленена на конечное число более мелких подсистем второго уровня и т. д. — до получения в результате конечного числа шагов таких частей сложной расчетной схемы автомобиля, для которых примем, что они не подлежат дальнейшему расчленению на части. В случае использования МКЭ подсистемами самого нижнего уровня будут базовые конечные элементы.

2. Подсистемы всех уровней функционируют не изолированно друг от друга, а во взаимодействии, при котором свойство одного в общем случае зависит от условий, определяемых поведением других подсистем.

3. Свойства автомобильной системы в целом определяются не только свойствами подсистем, но и характером взаимодействия между ними.

В большинстве случаев характер нагружения деталей и узлов автомобиля зависит от воздействия внешней среды (макропрофиль, микропрофиль, шероховатости). Поэтому одной из основных задач исследования конструкции является изучение взаимодействия с внешней средой. Внешнюю среду также удобно задать в виде иерархии подсистем, с той только разницей, что полной модели этих подсистем не требуется. Достаточно задать ее лишь в той части, которая относится к формированию соответствующих воздействий на подсистемы расчетной модели автомобиля. Автомобиль как сложная система состоит из большого числа подсистем с разветвленными многоуровневыми связями и сложным взаимодействием между ними. Пример сложной многоуровневой расчетной схемы приведен на рис. 1.

Такой подход позволяет уменьшить сложность задач, связанных с увеличением надежности и снижением материалоемкости автомобильных конструкций, поскольку позволяет выбрать из всего множества подсистем только взаимосвязанные, обобщить опыт исследователей отдельных агрегатов, так как можно проанализировать последствия внесенных изменений в конструкцию отдельных деталей и узлов для автомобильной конструкции в целом. Необходимо проводить разработку аналогичных расчетных схем для различных деталей и узлов автомобильной конструкции и организовать их хранение в памяти вычислительной системы. Но, с другой стороны, реализация такой методики расчета, в свою очередь, является сложной научно-технической задачей. Приведенная схематизация (см. рис. 1) предполагает нумерацию как подсистем, так и связей. Эти вторые номера (номера связи) указывают последовательность решения задачи по частям, что дает возможность строить эффективные алгоритмы параллельного расчета.

Рассматривая возможные пути решения сложных научно-технических задач, в особенности задач большой размерности, предъявляют новые требования к численным методам, реализуемым алгоритмам и организации вычислительных процессов. Среди возможных путей повышения эффективности вычислительных процессов можно выделить основные из них [2]:

1) организация эффективного использования памяти вычислительной системы и минимизация числа обмена между оперативным и внешним запоминающими устройствами;

2) сокращение времени моделирования за счет распараллеливания вычислительных процессов и использования систем параллельной обработки информации;

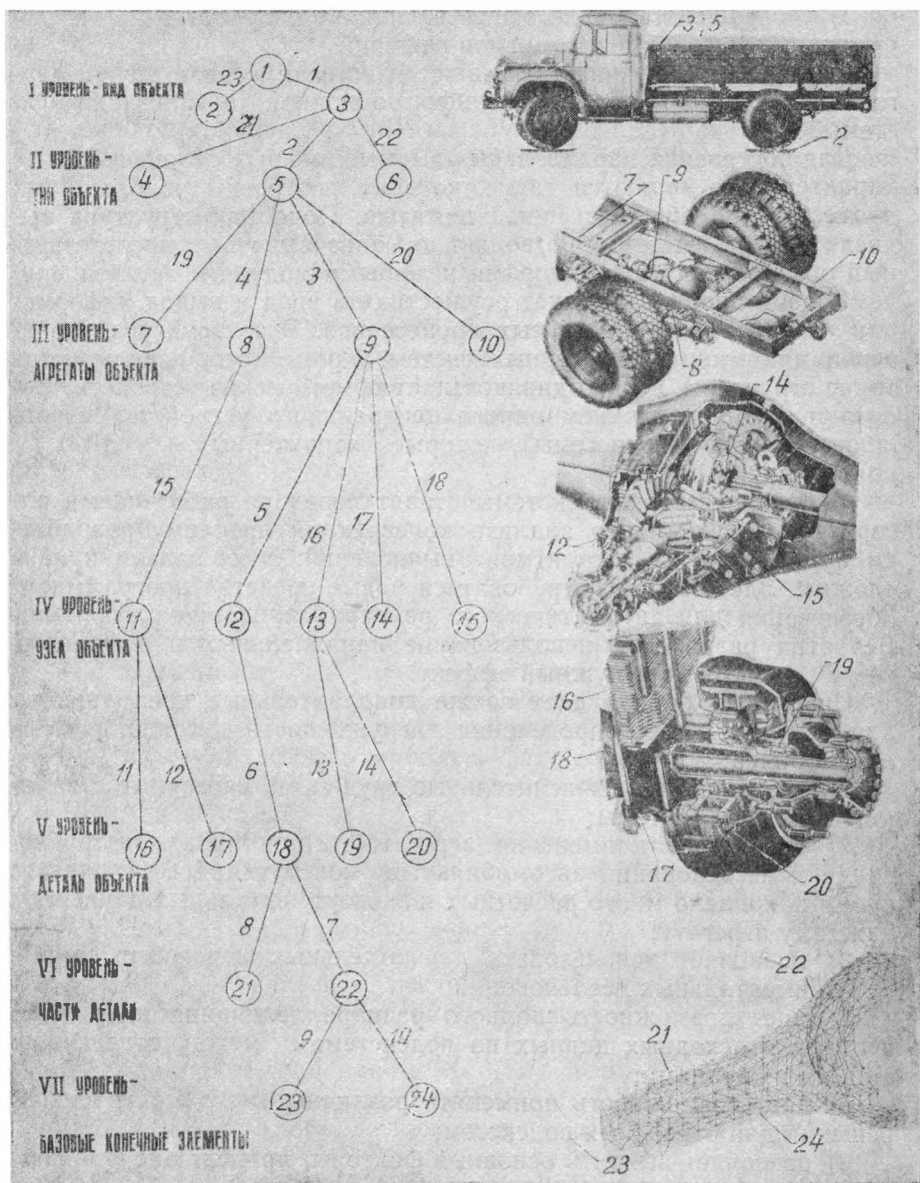


Рис. 1. Многоуровневая расчетная схема грузового автомобиля:

1 — система транспортное средство—внешняя среда; 2 — микропрофиль; 3 — транспортное средство; 4 — полуприцеп; 5 — автомобиль; 6 — прицеп; 7 — карданный вал; 8 — подвеска; 9 — ведущий мост; 10 — рама; 11 — рессора; 12 — картер ведущего моста; 13 — колесо; 14 — дифференциал; 15 — редуктор; 16 — лист рессоры; 17 — стремянка; 18 — балка моста; 19 — подшипник; 20 — ступица; 21 — часть балки моста от сварного шва до рессорной площадки; 22 — часть балки моста от рессорной площадки до редуктора; 23 — большой картерный элемент; 24 — ободочный конечный элемент

3) усовершенствование существующих и разработка новых эффективных методов и алгоритмов решений.

Все три возможности оказываются во взаимосвязи друг с другом и зависят от общей информационной организации системы.

Для построения параллельных вычислительных систем наиболее характерными являются такие, которые построены из отдельных процессоров с общей внешней памятью. Подобная структура вычислительной системы позволяет организовывать непосредственный обмен между процессорами и любыми модулями памяти, причем любой процессор может осуществлять ввод и вывод информации независимо от остальных процессоров. Эта структура характерна для миникомпьютерных систем. Кроме того, используются такие структуры, когда одинаковые арифметические устройства работают под управлением одного центрального устройства управления (матричные системы), которые характерны для ЭВМ IV поколения.

Многопроцессорные системы ставят перед разработчиками алгоритмов прочностного анализа конструкций проблему разработки параллельных алгоритмов вычислений. Эти задачи крайне сложны. Здесь могут потребоваться новые средства программного обеспечения для автоматического распараллеливания алгоритмов. Без этих разработок использование параллельных и матричных систем вряд ли даст нужный эффект.

Системный подход дает также дополнительные преимущества для решения задач определения нагруженности деталей и узлов автомобилей:

1) уменьшаются вычислительные трудности, связанные с высоким порядком системы;

2) вследствие применения агрегатного принципа конструирования и исследования автомобильных конструкций в последнее время накоплено много расчетных и экспериментальных данных по каждому агрегату;

3) позволяет использовать для отдельных подсистем данные экспериментальных исследований;

4) дает возможность полного распараллеливания подготовки и отладки исходных данных по подсистемам между отдельными лицами и группами;

5) дает возможность применять различные методы численного решения для отдельных подсистем;

6) позволяет выявить основные факторы, приводящие к поломкам подсистем;

7) упрощает анализ нелинейности путем выделения и отдельного рассмотрения нелинейных подсистем;

8) позволяет многократно использовать полученные решения по отдельным подсистемам;

9) дает возможность разрабатывать параллельные алгоритмы решения задач динамики и прочности, что очень важно для эффек-

тивного применения миникомпьютерных систем и ЭВМ IV поколения.

В настоящее время начаты работы по созданию автоматизированной системы прочностного и динамического анализа автомобильных конструкций, которая позволит проводить системный анализ нагруженности автомобильных конструкций и их прочности.

Проектируемую систему от существующих отличают следующие особенности:

1. Многоцелевое назначение и универсальность. Система ориентирована:

- на доводку конструкции на стадии проектирования;
- на разработку сложных многоуровневых расчетных схем для автомобильных деталей и узлов;
- на проведение всесторонних научных исследований по разработке новых методов решения задач статики и динамики деформируемых сред;
- на отработку математических алгоритмов, наиболее необходимых при решении больших задач;
- на разработку алгоритмов параллельного решения сложных задач;
- на организацию хранения массивов характеристик и свойств различных подсистем автомобильной конструкции;
- на улучшение быстродействия системы за счет оптимизации алгоритмов обмена между оперативными запоминающими устройствами и внешним запоминающим устройством.

2. С системой должны работать различные категории специалистов, которые должны иметь возможность ее удобной эксплуатации и модификации.

3. Система предназначена для решения задач по определению прочностных и динамических свойств автомобильных конструкций различными алгоритмируемыми методами механики деформируемых средств как в детерминированной так и стохастической постановке. Возможно использовать различные математические алгоритмы и преобразования, поскольку выбрана достаточно общая структура данных—гиперматричный способ хранения информации.

4. Машинная независимость. Система создается на стандартной версии алгоритмического языка ФОРТРАН IV.

5. Для конструктора, использующего систему, и прикладных программистов различных уровней создаются в наиболее для них удобной форме проблемно-ориентированные языки.

Система должна охватывать широкий круг задач механики и допускать его расширение. Она должна быть построена на основе современного оборудования и программного обеспечения и реализуется как на ЭВМ III поколения, так и на ЭВМ IV поколения, а также на многопроцессорных миникомпьютерных вычислительных системах.

Система должна строиться на основе разрабатываемого специального программного обеспечения, существенно расширяющего возможность стандартной операционной системы.

Система должна быть жизнеустойчивой и обладать большой пропускной способностью.

Сервисные возможности пакетов программ, реализующих метод расчленения, большие объемы входной и выходной информации, а также постоянно хранимой информации на внешней памяти позволяют говорить о таких пакетах, как операционные системы ЭВМ проблемно-прикладного назначения. В этих условиях необходимость системного подхода при разработке математического обеспечения и представлении пакета прикладных программ прочностного и динамического расчета на ЭВМ как сложной системы очевидна. В борьбе со сложностью программного обеспечения можно привлечь три концепции из общей теории систем [3]: независимость, иерархическая структура, понижение сложности—проявление связей всюду, где они возникают.

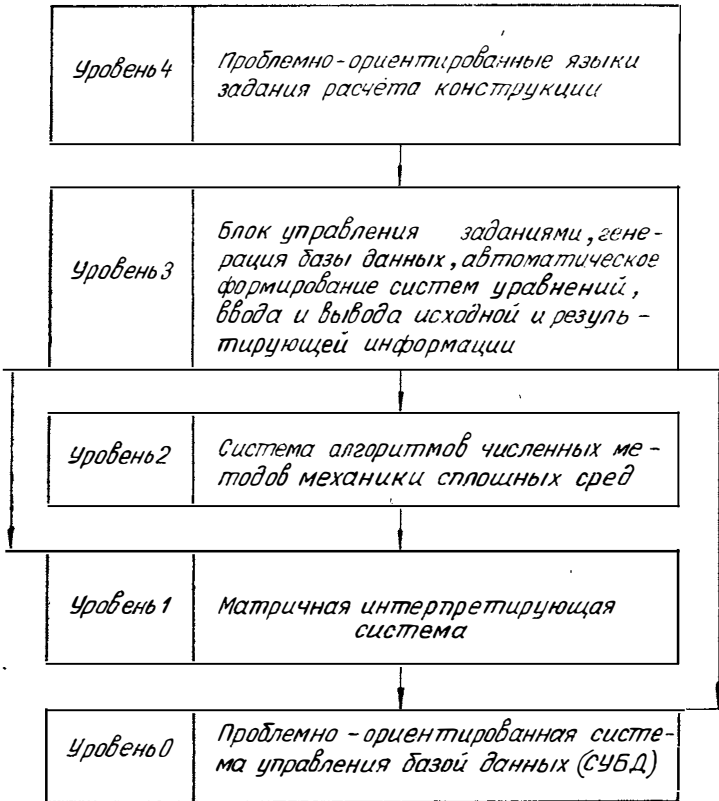


Рис. 2 Уровни абстракции системы автоматизированного прочностного расчета автомобильных конструкций

Существуют различные методы построения вычислительных систем в соответствии с описанными выше концепциями. Одним из наиболее предпочтительных является метод уровней абстракции, предложенный Дейкстрой. Метод уровней абстракции заключается в том, что система разбивается на различные иерархические упорядоченные части, называемые уровнями, удовлетворяющие определенным проектировочным критериям. Каждый уровень является группой тесно связанных модулей. Минимизация сложности системы обеспечивается высокой степенью независимости уровней друг от друга.

В проектируемой системе можно выделить различные уровни абстракции (рис. 2).

Уровень 0 содержит проблемно-ориентированную систему управления базой данных (СУБД), которая предназначена для организации обмена данными между прикладной программой и базой данных.

В свою очередь, проблемно-ориентированная СУБД также состоит из уровней абстракции, схемы которых показаны на рис. 3. Уровень 0 содержит функции диспетчеризации центрального процессора и синхронизации.

Уровень 1 отвечает за управление памятью. Более того, ни один другой уровень даже не знает, что эта система с виртуальной памятью.

Уровень 2 отвечает за заполнение каталогов и поиск информации в них, а также запись и считывание клеточной информации.

Уровень 3 — язык описания данных под-схемы.

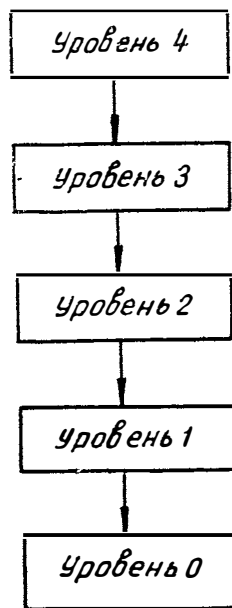


Рис. 3. Уровни абстракции проблемно-ориентированной СУБД

Уровень 4 — программы реорганизации базы данных, которые также осуществляют связь между схемой и подсхемами и между подсхемами.

Уровень 5 — язык манипулирования данными.

Успех универсальной программы в значительной мере зависит от выполнения основных матричных операций, имеющих в программе, т. е. от качества первого уровня абстракции — матричной интерпретирующей системы.

Матричная интерпретирующая система также состоит из уровней абстракции. Связь с другими уровнями осуществляется с помощью языка работы с матрицами.

Аналогичное построение имеют и другие уровни абстракции.

Таким образом, с системной точки зрения пакет прикладных программ представляет собой незамкнутый программный блок, на входе которого средствами входного языка задается информация о решаемой задаче и при необходимости топологическая, физическая и геометрическая структуры подсистем, а на выходе — силовые и деформационные характеристики, отображающие его последующее состояние в зависимости от внешних воздействий, времени и т. д.

Реализована незамкнутость пакета по отношению к новым расчетным схемам для автомобильных конструкций по отношению к новым проблемам и классам задач механики, методам работы с матрицами и т. д.

Описанная методика расчета и исследование автомобильных конструкций позволят исследователям различных организаций отрасли подходить к проблемам с одинаковых позиций и обеспечить в будущем переход к автоматизированным системам проектирования конструкций. Описанный пакет может быть одной из составных частей систем автоматизированного проектирования (САПР).

ЛИТЕРАТУРА

1. Бусленко В. Н. Автоматизация имитационного моделирования сложных систем. М., «Наука», 1977.
 2. Козлов Н. И. Организация вычислительных работ. М., «Наука», 1981.
 3. Майерс Г. Надежность программного обеспечения. М., «Мир», 1980.
-

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРЕОБРАЗУЮЩИХ СВОЙСТВ ТРЕХКОЛЕСНЫХ ГИДРОТРАНСФОРМАТОРОВ

В последние годы проявляется интерес к трехколесным (одно-реакторным), комплексным гидротрансформаторам, особенно применительно к малым размерностям активных диаметров.

По сравнению с четырехколесными (двухреакторными), хорошо зарекомендовавшими себя в трансмиссиях городских автобусов и грузовых автомобилей, трехколесные проще конструктивно, у них меньше потери на режиме гидромукты.

Как показывает опыт, переход к однореакторной конструкции сопровождается существенным снижением преобразующих свойств в диапазоне $i=0\div 0,5$ и максимального коэффициента трансформации K_0 .

Анализ характеристик выполненных образцов свидетельствует о том, что K_0 у трехколесных гидротрансформаторов на 15—20% меньше, чем у четырехколесных [1].

Замечено также, что характеристики трехколесных гидротрансформаторов более чувствительны к качеству изготовления лопастных колес в условиях массового производства, чем четырехколесных, причем с уменьшением активного диаметра эта чувствительность увеличивается.

Во многих случаях указанное снижение показателей характеристики гидротрансформатора нежелательно, поскольку оно приводит либо к ухудшению тяговых качеств и топливной экономичности транспортного средства, либо к увеличению числа ступеней в редукторе гидропередачи, т. е. к усложнению ее конструкции и системы управления. Это существенно уменьшает эффект от применения таких перспективных гидротрансформаторов, как трехколесные, меньшего активного диаметра, повышенной энергоемкости.

Поэтому задача сохранения показателей преобразующих свойств гидротрансформатора при переходе от двухреакторной конст-

рукции к однореакторной в условиях массового производства является актуальной.

Для выявления основных причин снижения преобразующих свойств трехколесных гидротрансформаторов проведены аналитические и экспериментальные исследования.

Расчет и анализ внутренних характеристик трех- и четырехколесных гидротрансформаторов показал, что причиной основных потерь энергии в рабочей полости является наличие больших положительных углов атаки на входе в колесо реактора.

Расчленение реактора на два колеса в четырехколесном гидротрансформаторе позволяет уменьшить углы атаки на стоповом режиме до $10\text{--}20^\circ$ и реализовать тем самым более высокие преобразующие свойства при малых передаточных отношениях ($i=0\div 0,5$). У трехколесных же величина этого угла превышает $50\text{--}60^\circ$.

Для оценки влияния величины угла атаки на входе в колесо реактора проведено экспериментальное исследование. Для этого в серийных гидротрансформаторах ЛГ-340 и ЛГ-470 изменялись углы

входа в колесо первого реактора, что достигалось путем подрезки входного участка его. При этом входной угол лопасти уменьшался, а угол атаки на входе в колесо увеличивался.

После каждой подрезки определялась характеристика гидротрансформатора.

В процессе исследования угол атаки на входе в первое колесо реактора изменялся по величине в среднем от 25 до 50° , т. е. имитировался переход от четырехколесного к трехколесному гидротрансформатору.

Характер изменения величины K_0 в зависимости от угла атаки показан на рис. 1.

При увеличении угла атаки от 25 до 50° K_0 снизился приблизительно на 25% . Качественно это согласуется с приведенными статистическими данными.

Анализ причин ухудшения преобразующих свойств гидротрансформатора при изготовлении его лопастных колес в условиях массового производства литьем с использованием песчаных стержней показал, что величина K_0 зависит от качества входной кромки

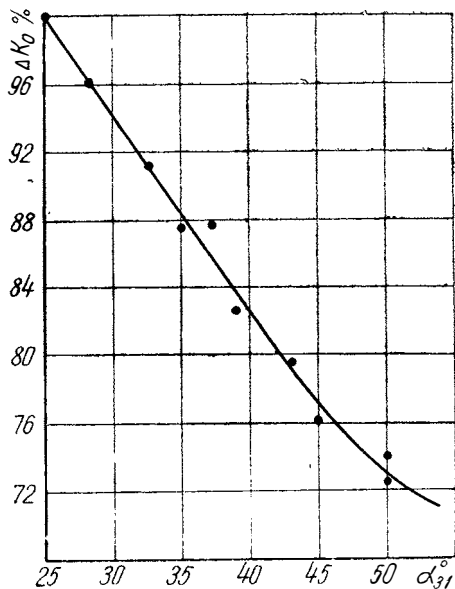


Рис. 1. Влияние угла атаки в колесе реактора на максимальный коэффициент трансформации

прежде всего колеса реактора, далее турбинного колеса. При значительных углах атаки у колес с некачественно выполненными входными кромками лопастей раньше начинается отрыв потока. Замечено также, что у более шероховатых лопастей входная кромка более чувствительна к ударному натеканию и величина K_0 у них ниже.

Исследован гидротрансформатор ЛГ-340—43В при $K_0=2,8$, у которого колесо первого реактора (серийное) имело незачищенные входные кромки. После тщательной зачистки входной кромки колеса первого реактора максимальный коэффициент трансформации увеличился до 3,0 (на 7%). Зачистка же поверхностей каналов колеса позволила увеличить K_0 до 3,05—3,10.

При уменьшении активного диаметра гидротрансформатора уменьшаются все линейные размеры его лопастной системы, что приводит к увеличению относительной шероховатости каналов даже при одном и том же методе изготовления и при одинаковой абсолютной шероховатости поверхностей проточной части. Это также снижает преобразующие свойства гидротрансформатора.

Сравнение характеристик двух образцов, отличающихся практически только активными диаметрами (466 и 230 мм), показывает, что влияние это существенно: максимальный к. п. д. уменьшается от 90 до 86—87%, а K_0 — от 2,8—2,9 до 2,6. Это свидетельствует о том, что с уменьшением размерности гидротрансформатора повышаются требования к качеству изготовления его лопастных колес.

Таким образом, основными причинами снижения преобразующих свойств трехколесных гидротрансформаторов являются влияние углов атаки в колесе реактора и качество изготовления лопастных колес, в первую очередь колеса реактора.

Известны два способа улучшения характеристик лопастного колеса при работе его на нерасчетных режимах: утолщение входной кромки и применение более густых решеток профилей, причем в обоих случаях несколько ухудшаются показатели на расчетном режиме и на режиме гидромфты. В первом случае это происходит из-за увеличения лобового сопротивления профилей и стеснения в канале колеса, во втором — из-за увеличения потерь трения в колесе с большим числом лопастей.

Первый способ более эффективен. Исследования, ранее проведенные в НАМИ, показали, что утолщение входной кромки колеса первого реактора гидротрансформатора ЛГ-340 позволило повысить величину K_0 на 9%, в то время как увеличение числа лопастей в этом же колесе с 26 до 36 подняло K_0 всего на 1,5%. Кроме того, увеличение числа лопастей в колесе усложняет конструкцию прессформы и затрудняет тем самым применение прогрессивной технологии — бесстержневого литья.

Для проверки эффективности первого метода применительно к трехколесному гидротрансформатору активным диаметром 230 мм спроектированы, изготовлены и испытаны на стенде колеса реактора, отличающиеся величиной входной кромки.

Как показали результаты испытаний, увеличение толщины входной кромки от 3 до 6 мм позволило увеличить максимальный коэффициент трансформации на 13% (с 2,3 до 2,6). При этом нагружающие свойства и максимальный к. п. д. остались практически без изменения.

Дальнейшее утолщение входной кромки колеса реактора слабо влияет на величину K_0 , но существенно снижается максимальный к. п. д.

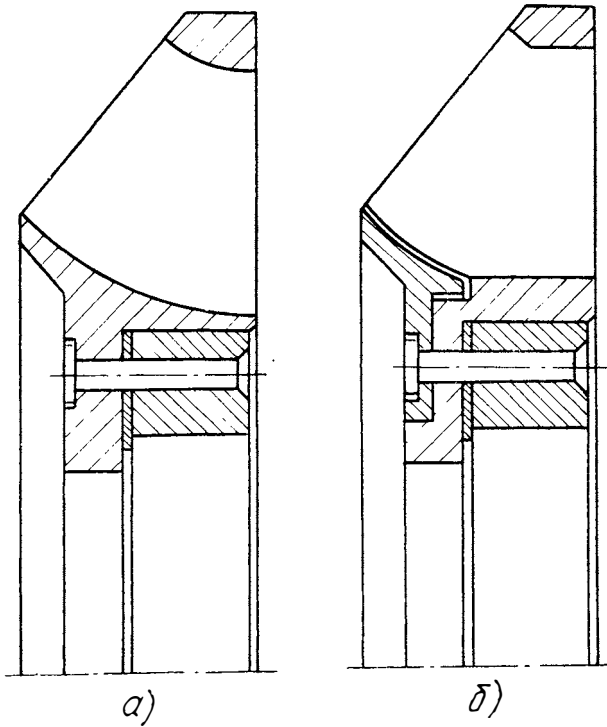


Рис. 2. Конструкция колеса реактора:
a — серийного; *b* — для литья под давлением

Исследован гидротрансформатор GM-229 (США) с активным диаметром 229 мм, у которого слишком развиты входные кромки:

$$\bar{r} = \frac{r}{b} = 17,3\%,$$

где r — средний радиус входной кромки колеса реактора;
 b — хорда профиля.

Его максимальный к. п. д. на 5% ниже, чем у близкого по величине активного диаметра и по преобразующим свойствам ($K_0 = 2,6$) гидротрансформатора с рекомендуемыми параметрами входной кромки.

Следует отметить, что применение в турбинном колесе литых лопастей с профилированными входными кромками вместо штампованных еще больше (до 2,7) повышает величину K_0 в исследуемом гидротрансформаторе.

Для сохранения преобразующих свойств трехколесных гидротрансформаторов в условиях массового производства конструкция его лопастных колес должна обеспечивать возможность применения прогрессивной технологии. Для колес реактора это литье в постоянные формы без применения стержней и с осевым разъемом формы.

Указанный метод предъявляет к конструкции колеса реактора следующие основные требования: наличие осевого просвета между соседними лопастями и цилиндрические поверхности обода и ступицы со стороны канала вместо сферических. Данные требования выполнены в конструкции колеса, приведенного на рис. 2. Колесо имеет цилиндрические поверхности каналов со стороны обода и ступицы и достаточный осевой просвет между лопастями. Это решение имеет правовую охрану авторским свидетельством № 861802

Выводы

1. Применение профилей с утолщенными входными кромками (с r до 10%) позволяет увеличить максимальный коэффициент трансформации в трехколесном гидротрансформаторе на 10—13% при сохранении его нагружающих свойств и максимального к. п. д.
2. Рекомендации по конструкции колеса реактора позволяют использовать для его изготовления бесстержневое литье в постоянные формы и обеспечить этим стабильность характеристик в производстве.

ЛИТЕРАТУРА

1. Трусов С. М. Автомобильные гидротрансформаторы. М., «Машиностроение», 1977.

ИССЛЕДОВАНИЕ АМПЛИТУДНО-ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛИРУЕМОГО АМОРТИЗАТОРА С ДАТЧИКОМ ИНЕРЦИОННОГО ТИПА ДЛЯ ПОДРЕССОРЕННОГО СИДЕНЬЯ ВОДИТЕЛЯ

В «Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1981—1985 гг. и на период до 1990 г.», принятых XXVI съездом КПСС, указывается на необходимость создания и выпуска машин и оборудования, позволяющих улучшать условия труда и повышать его производительность, экономить материальные ресурсы.

Уровень вибраций на рабочих местах водителей автомобилей большой грузоподъемности не всегда удовлетворяет требованиям нормативных документов [1], что делает проблему снижения вибрации на рабочем месте водителя особенно актуальной. Снижать вибрацию за счет уменьшения жесткости передней подвески автомобиля нежелательно, так как это может увеличить вероятность пробоев подвески. Кроме того, снижение жесткости за счет увеличения длины листовых рессор может привести к увеличению их массы и, следовательно, возрастанию расхода дефицитной рессорной стали.

В настоящее время стало типичным применение систем вторичного подрессоривания, в частности, подрессоренных сидений водителей автомобилей большой грузоподъемности и автобусов. Основная трудность при проектировании подрессоренного сиденья заключается в том, что нельзя беспредельно уменьшать жесткость упругого элемента и снижать собственную частоту колебаний, так как динамические хода подрессоренного сиденья ограничены по условиям эргономики. По этой причине собственная частота колебаний подрессоренного сиденья в большинстве случаев оказывается близкой к собственной частоте передней подвески автомобиля. Для того, чтобы избежать увеличения коэффициента передачи на резонансных частотах, в сиденья устанавливают амортизаторы,

обеспечивающие демпфирование с коэффициентом аperiodичности, близким к 0,7. Однако в этом случае ухудшается виброизоляция в резонансной области.

Поэтому представляет особый интерес исследование регулируемого амортизатора, характеристика которого может изменяться по командам датчика инерционного типа, реагирующего на частоту как минимум до 8 Гц, так как вибрации с частотами 4—8 Гц являются особенно неблагоприятными для организма человека [3]. Принцип работы регулируемого амортизатора, который исследовался в настоящей статье, аналогичен описанному в работе [2].

Если рассмотреть поведение одномассовой системы, то все варианты взаимного смещения вибрирующего основания и объекта виброзащиты можно разделить на следующие два случая.

В первом случае абсолютная скорость вибрирующего основания совпадает по направлению с абсолютной скоростью объекта виброзащиты, но больше ее по абсолютной величине. Обычный нерегулируемый амортизатор при этом развивает усилие, пропорциональное разности абсолютных скоростей вибрирующего основания и объекта виброзащиты. Поскольку в данном случае абсолютная скорость вибрирующего основания больше абсолютной скорости объекта виброзащиты, то через обычный нерегулируемый амортизатор передается усилие со стороны вибрирующего основания на объект виброзащиты, которое стремится увеличить его абсолютную скорость и, следовательно, является вредным воздействием, ухудшающим виброизоляцию объекта.

При применении регулируемого амортизатора желательно обеспечить такой закон автоматического управления, чтобы в этом случае вообще исключить амортизатор из работы, чтобы он не развивал никакого усилия. Если обозначить через x абсолютную скорость вибрирующего основания, y — абсолютную скорость объекта виброзащиты, а через F_a усилие, развиваемое амортизатором, то математически это условие можно сформулировать так:

$$F_a = 0 \text{ при } \dot{y}(y - x) < 0.$$

В реальной конструкции амортизатора сделать равным нулю усилие амортизатора не представляется возможным, хотя бы потому, что в ней всегда имеет место некоторое сухое трение. Однако, если в этом случае усилие регулируемого амортизатора на порядок ниже, чем в обычном, то можно существенно уменьшить передачу толчков со стороны вибрирующего основания на объект виброзащиты.

Второй случай включает в себя все оставшиеся варианты взаимного смещения вибрирующего основания и объекта виброзащиты. В этом случае абсолютные скорости вибрирующего основания и объекта виброзащиты либо направлены в разные стороны, либо совпадают по направлению, но абсолютная скорость вибрирующего основания меньше по абсолютной величине, чем абсолютная

скорость объекта виброзащиты. Данный случай описывается неравенством

$$\dot{y}(\dot{y} - \dot{x}) > 0.$$

Амортизатор при этом выполняет свою главную функцию — гашение колебаний объекта виброзащиты, поскольку усилие, развиваемое амортизатором, стремится затормозить движение объекта виброзащиты.

Авторы вышеупомянутой работы [2] считают, что наиболее подходящим для этого случая является такой закон регулирования амортизатора, чтобы его усилие было пропорционально абсолютной скорости объекта виброзащиты:

$$F_a = k\dot{y}.$$

Обычный нерегулируемый амортизатор в этом случае развивает усилие, пропорциональное относительной скорости вибрирующего основания и объекта виброзащиты:

$$F_a = k(\dot{y} - \dot{x}).$$

В данной работе исследовался амортизатор, который развивал усилие, зависящее как от относительной скорости вибрирующего основания и объекта виброзащиты, так и от абсолютной скорости последнего, что является промежуточным вариантом между этими двумя амортизаторами и может быть в общем виде выражено следующим образом:

$$F_a = f[\dot{y}, (\dot{y} - \dot{x})].$$

Случай, когда выполняется условие $\dot{y}(\dot{y} - \dot{x}) = 0$, можно из рассмотрения опустить, поскольку в реальной системе они протекают в течение бесконечно коротких промежутков времени.

Первоначально была снята амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) системы регулирования, представленная на рис. 1. Датчик инерционного типа устанавливался на площадку вибростенда с амплитудой перемещения ± 5 мм, частота которой изменялась от нуля до 8 Гц, и записывались амплитуды смещения исполнительного органа системы регулирования A , отнесенные к амплитуде возбуждения x_0 . Из рассмотрения АЧХ видно, что в системе имеет место сухое трение, в результате чего в диапазоне от нуля до 1 Гц система оказывается заблокированной, а на частоте свыше 5 Гц начинает проявляться ее нелинейность, что указывает на необходимость дальнейшего совершенствования системы.

Далее были сняты АЧХ поддрессоренного сиденья (рис. 2), в которое поочередно устанавливались различные амортизаторы. В качестве сиденья использовался опытный образец, разработанный и изготовленный в Куйбышевском авиационном институте [4]. Отличительной особенностью этого сиденья является малая величина сухого трения в направляющем устройстве и упругом элементе, не

превышающая 20 Н, в то время как в серийных сиденьях эта величина, как правило, больше 70 Н.

Амплитуда перемещения площадки вибростенда составляла ± 5 мм, а частота изменялась от нуля до 8 Гц. На подушку сиденья устанавливался специальный балласт с опорной поверхностью, похожей на опорную поверхность человека, и проводилась запись ускорений на подушке сиденья \ddot{y} , отнесенных к амплитуде возбуждения x_0 .

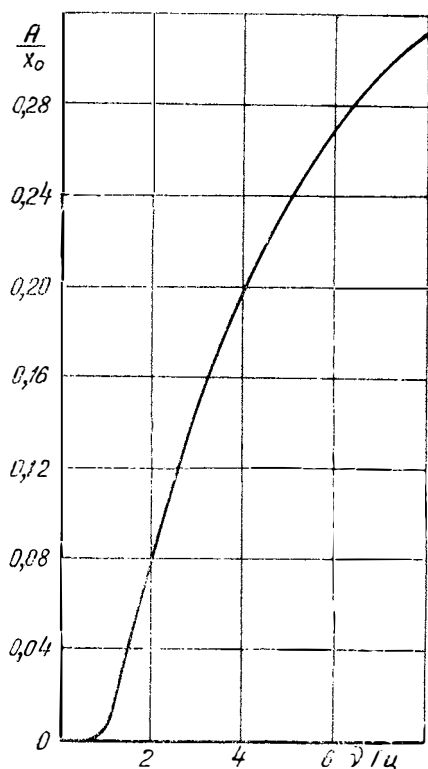


Рис. 1. Амплитудно-частотная характеристика системы автоматического регулирования амортизатора с датчиком инерционного типа.

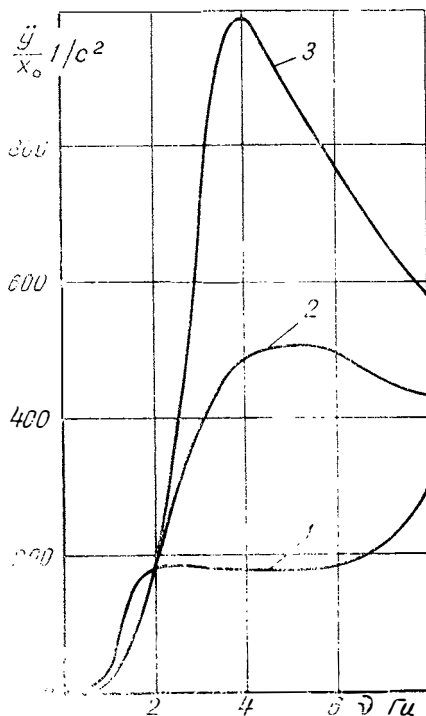


Рис. 2. Амплитудно-частотные характеристики подрессоренного сиденья конструкции КуАИ с различными типами амортизаторов:

1 — регулируемый с датчиком инерционного типа; 2 — с наружной эластичной оболочкой и диаметром рабочего цилиндра 20 мм; 3 — однотрубный с диаметром рабочего цилиндра 30 мм

Кривая 1 на рис. 2 соответствует регулируемому амортизатору с датчиком инерционного типа с первым опытным вариантом системы регулирования. Кривая 2 соответствует амортизатору с наружной эластичной оболочкой и диаметром рабочего цилиндра 20 мм. Кривая 3 соответствует однотрубному амортизатору с диа-

метром рабочего цилиндра 30 мм. Из рис. 2 видно, что наихудшие результаты показал однотрубный амортизатор. Это объясняется тем, что величина сухого трения в самом амортизаторе достигала 90 Н, в то время как в первых двух амортизаторах величина сухого трения не превышала 8 Н. На основании этого можно сделать вывод о том, что для подрессоренных сидений необходимо применять только такие амортизаторы, в которых величина сухого трения не превышает 8—10 Н, что является вполне достижимой величиной для амортизатора с наружной эластичной оболочкой.

Сравнивая первые два амортизатора, видим, что регулируемый амортизатор обеспечивает существенное снижение ускорений на частотах свыше 2 Гц. Увеличение ускорений в диапазоне 0—2 Гц при установке регулируемого амортизатора объясняется тем, что система регулирования заблокирована сухим трением на частоте 0—1 Гц, а в диапазоне 1—2 Гц чувствительность системы недостаточна. На основании этих опытов можно сделать вывод о том, что применение регулируемого амортизатора с датчиком инерционного типа может обеспечить существенное снижение вибраций на рабочем месте водителя в диапазоне 2—8 Гц. Однако конструкция системы регулирования требует дальнейшего усовершенствования в части улучшения виброзащитных качеств в диапазоне 0—2 Гц. В дальнейшем планируется также провести исследования при возбуждении сиденья случайным процессом и в реальных дорожных условиях.

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 12.1.012—78. Общие требования безопасности. Вибрация.
 2. Кэрноп Д., Кросби М., Харвуд Р. Уменьшение вибраций при помощи полуактивных генераторов усилий. «Конструирование и технология машиностроения», № 2. М., «Мир», 1974.
 3. Международный стандарт ИСО 2631—74. Вибрация, передаваемая человеческому телу.
 4. Авторское свидетельство СССР № 761320. «Бюллетень изобретений», 1980, № 33.
-

МОДЕЛЬ ЛИСТОВОЙ РЕССОРЫ

Листовая рессора выполняет функции упругого и демпфирующего элемента подвески, и потому от точности моделирования ее в значительной степени зависит сходимость результатов расчета колебаний автомобиля с дорожными испытаниями.

В большинстве случаев рессору моделируют как упругость и «сухое» трение, соединенные параллельно [1; 7; 8]. Однако исследования показывают [4; 5], что гистерезис характеристики нагрузка — деформация рессоры гораздо сложнее и упрощенное его моделирование может быть источником ошибок, особенно при малом уровне деформации рессоры.

Исследование ряда рессор с помощью гидропульсаторного стенда [4] подтвердило правильность основных принципов модели, предложенной в работе [5], где рессора представлена как параллельное соединение нескольких «пружин» и элементов «сухого» трения, соединенных последовательно. Каждый элемент моделирует какую-либо зону трения между листами, например, группу листов рессоры, близких по длине.

Однако характеристика нагрузка — деформация реальной рессоры не состоит из ряда прямолинейных участков, как следует из такой модели. Это объясняется тем, что в рессоре число зон контакта между листами очень велико, так как вертикальная нагрузка передается не только по концам листов, но и во многих точках, расположенных по их длине [2; 6]. Поэтому процесс их разблокирования протекает практически непрерывно и ветви характеристики рессоры не имеют изломов.

Аппроксимация гладкой кривой некоторой ломаной линией не только снижает точность моделирования, но и требует введения особого элемента, обеспечивающего демпфирование на начальном участке, когда все элементы трения заблокированы и, следовательно, не могут обеспечить такого, как в реальной рессоре, рассеивания

энергии. При моделировании требуется задание значительного числа параметров (жесткости и силы трения пружин, их зависимость от прогиба рессоры), которые не могут быть определены однозначно и выбор их зависит от экспериментатора. Это увеличивает продолжительность подготовительного периода моделирования и затрудняет его автоматизацию.

Модель [5] предназначена для АВМ, что ограничивает ее применение при расчетах колебаний автомобиля, которые в настоящее время выполняются преимущественно на ЭЦВМ.

Предлагаемая ниже модель рессоры свободна от указанных недостатков и может быть использована для ЭЦВМ.

Испытания рессор при случайном режиме их деформации позволяют установить следующие особенности гистерезиса их характеристики нагрузка — деформация.

1. При деформации рессоры по случайному закону можно выделить ряд циклов (1—2—1', 3—8—3', 4—7—4', 5—6—5', рис. 1).

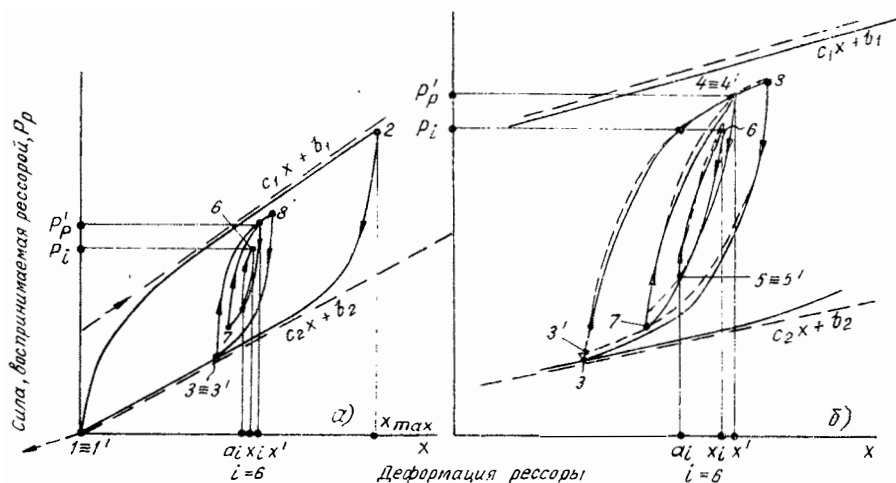


Рис. 1. Характеристика нагрузка — деформация рессоры:
 а — листовая рессора; б — реальная рессора (—) и ее модель (---)

При этом все циклы будут замкнуты, т. е. значение силы P_p , воспринимаемой рессорой, в момент начала цикла и его конца будет одинаково (т. е. точки 1 и 1', 3 и 3' и т. д. на рис. 1 совпадают).

2. После замыкания какого-либо цикла процесс деформации рессоры протекает так, как будто бы замкнувшегося цикла не было вообще, т. е. участок 5'—7 представляет собой продолжение полуцикла 4—7, а полуцикл 3—8 имеет такой же вид, если бы цикла 4—7—4' не было.

3. Текущее значение силы $P_p(x)$, воспринимаемой рессорой, в пределах данного полуцикла зависит только от ее деформации x , координаты x_i точки начала полуцикла и значения силы P_i в точке x_i .

4. Чем больше амплитуда цикла деформации рессоры, тем большее число зон трения разблокируется. Поскольку возможная деформация рессоры ограничена при стендовых испытаниях допускаемыми напряжениями в ее листах, а в дорожных условиях ограничителями хода и т. д., то в любом случае рессора не может быть полностью разблокирована. Допустим, однако, существование характеристики рессоры, состоящей из ветвей нагрузки и разгрузки, на которых все зоны трения рессоры разблокированы. Такую характеристику назовем внешней. Практически характеристика рессоры, полученная при максимально возможной деформации, близка к внешней характеристике.

Рассмотрим полученное экспериментально нагружение рессоры (см. рис. 1). Деформация начинается в точке 1, соответствующей свободной рессоре. Точка 2 соответствует максимально возможной деформации рессоры, и, таким образом, характеристика 1—2—1' близка к внешней. В точке 2 изменяется направление деформации рессоры и начинается новый полуцикл 2—1' ($i=2$, где i — порядковый номер полуцикла в данной реализации). В точке 3 полуцикл 2 прервался в связи с изменением направления деформации и началом полуцикла 3, который, в свою очередь, был прерван полуциклом 4 (точка 4). В точке 5 полуцикл 4 прерывается полуциклом 5, затем следует полуцикл 6, замыкающий цикл 5—6—5' так, что точки 5 и 5' совпадают. На участке 5'—7 продолжается полуцикл 4, прерванный в точке 5, т. е. происходит переход к «большему» полуциклу. Полуцикл 7 замыкает цикл в точке 4'—4, и происходит переход к «большему» полуциклу 3 (участок 4'—8). Далее следуют полуцикл 8, замыкающий цикл в точке 3'≡3, и переход к «большему» полуциклу 2, который, в свою очередь, в точке 1'≡1 замыкает цикл. Затем, если направление деформации остается неизменным, начинается отбой рессоры, т. е. сила P_p , воспринимаемая рессорой, изменяет свой знак, и, очевидно, необходимо будет применять другую модель рессоры, чем при сжатии. При рассмотрении случайного нагружения рессоры удобно каждый полуцикл характеризовать тремя величинами, остающимися неизменными на всем продолжении его. Такими величинами являются две координаты точки начала полуцикла (P_i и x_i), а также координата a_i конца, т. е. точки замыкания цикла и перехода к «большему» полуциклу.

Для полуцикла 6 a_i , например, координата точки 5. В общем случае a_i равна координате x_j начала того полуцикла, который был прерван в связи с началом i -го полуцикла.

Предлагается следующая модель листовой рессоры в составе подвески, отражающая указанные выше особенности ее работы.

В течение любого полуцикла деформации сила P_p , воспринимаемая рессорой, описывается следующим уравнением:

$$P_p = P_i + \varphi(x, x_i, \text{sign} \dot{x}), \quad (1)$$

где $\varphi(x, x_i, \text{sign} \dot{x})$ — функция, описывающая кривую полуцикла деформации рессоры.

Кроме уравнения (1), описывающего силу, воспринимаемую рессорой в течение какого-либо полуцикла, необходимо сформулировать следующие три условия, вытекающие из анализа работы рессоры при случайном воздействии:

1) условием начала нового полуцикла является изменение направления деформации рессоры — изменение $\text{sign} \dot{x}$;

2) условие замыкания цикла и перехода к «бóльшему» циклу выражается как $x = a_i$, где a_i — координата конца данного полуцикла;

3) условие, определяющее область действия данной модели рессоры — модели для сжатия $x \geq 0$.

Разработана блок-система программы «модель рессоры», приведенная на рис. 2. Эта программа является частью программы расчета колебаний всего автомобиля, при котором определяются, в частности, приращения Δx_k деформации рессоры (k -й шаг интегрирования), вводимые в модель рессоры. В результате расчета по программе «модель рессоры» определяется сила P_{pk} , воспринимаемая рессорой, которая затем вводится в модель всего автомобиля.

Проверка (2) выполняется по условию 3, а проверка (3) — по условию 1 начала нового полуцикла. Если оно выполняется, то запоминаются параметры прерванного j -го полуцикла (P_j, x_j, a_j), и затем изменяются параметры текущего i -го полуцикла таким образом:

$$P_i = P_j'; \quad a_i = x_j; \quad x_i = x',$$

где P_j' — значение силы P_p в момент прерывания полуцикла;
 x' — значение x в момент прерывания полуцикла.

Далее вычисляется текущее значение силы P_{pk} , воспринимаемой рессорой, по уравнению (1). Если новый полуцикл не начался, то проводится проверка (7) по условию 2 замыкания цикла. Если условие 2 выполняется, то восстанавливаются параметры «бóльшего» полуцикла (переход к «бóльшему» полуциклу) следующим образом. Параметрам текущего цикла присваиваются новые значения, находящиеся в памяти ЭВМ под индексом $(n-1)$, т. е. относящиеся к последнему прерванному полуциклу, не входящему в замкнутый цикл:

$$P_i = P_{n-1}; \quad x_i = x_{n-1}; \quad a_i = a_{n-1}.$$

Затем исключаются из памяти ЭВМ параметры полуциклов под индексами n и $n-1$ (т. е. последнего и предпоследнего прерванного полуцикла).

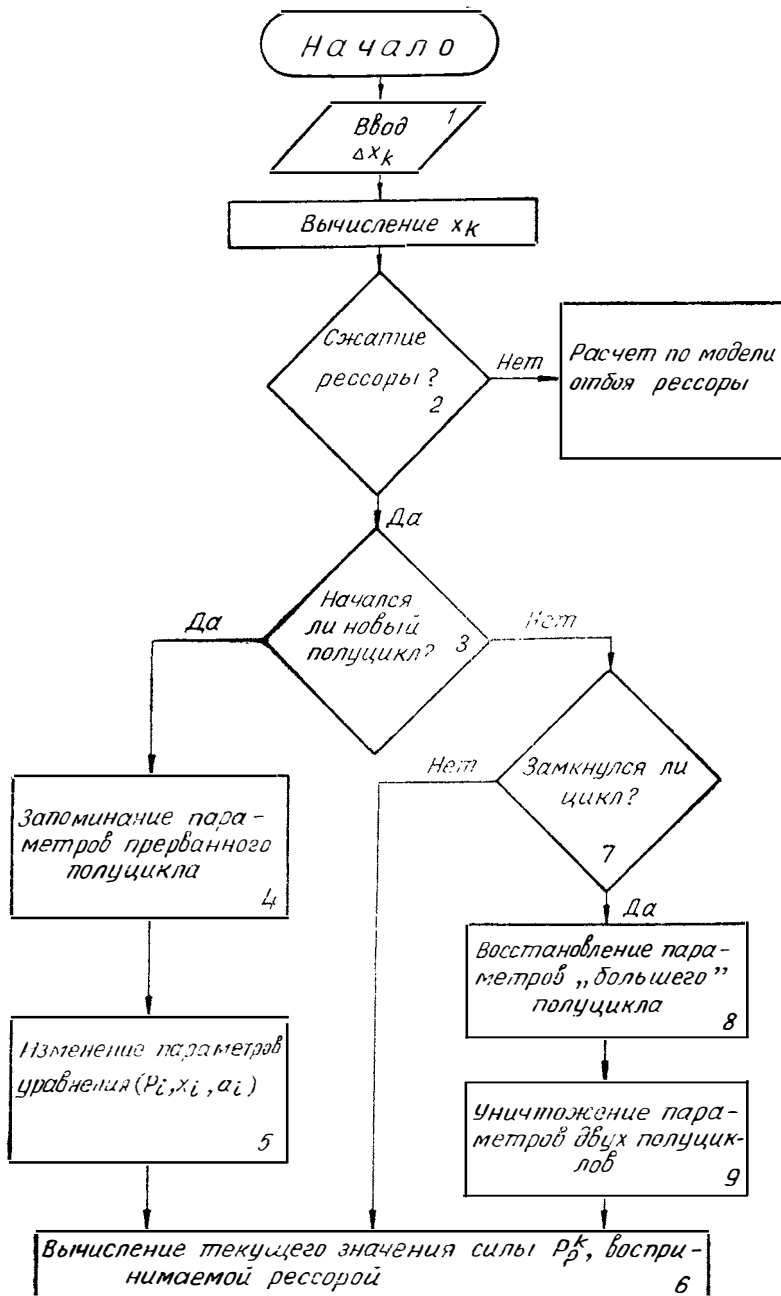


Рис. 2 Блок-схема программы «модель рессоры»

Рассмотрим, например, «историю» начала, прерывания и замыкания цикла 4—7—4' (см. рис. 1). Цикл начинается в точке 4, причем запоминаются параметры прерванного полуцикла 3, а параметрам текущего полуцикла 4 присваиваются следующие значения:

$P_4 = P_p'$ (т. е. значение силы P_p в момент прерывания полуцикла 3);

$$a_4 = x_3; x_4 = x'.$$

Затем в точке 5 полуцикл 4 прерывается, его параметры запоминаются, а параметрам текущего полуцикла присваиваются новые значения. Аналогичная операция выполняется в точке 6. В точке 5 цикл 5—6—5' замыкается. В этот момент в памяти ЭВМ находятся параметры прерванных полуциклов в следующей последовательности (в порядке запоминания):

Номер полуцикла	m	3	4	5
Индекс	$n-k$	$n-2$	$n-1$	n

Согласно изложенному выше алгоритму параметрам текущего полуцикла присваиваются значения, находящиеся в памяти под индексом $n-1$, т. е. осуществляется переход к полуциклу 4. Далее параметры полуциклов под индексами n и $n-1$ из памяти исключаются. В точке 7 полуцикл 4 снова прерывается, его параметры запоминаются, а параметрам текущего полуцикла даются следующие значения:

$$P_7 = P_p'; a_7 = x_4; x_7 = x'.$$

В точке 4' цикл 4—7—4' замыкается. В памяти ЭВМ в этот момент времени находятся параметры следующих полуциклов:

Номер полуцикла	m	. . .	3	4
Индекс	$n-k$	$n-1$	n

Параметрам текущего полуцикла присваиваются значения под индексом $n-1$, т. е. осуществляется переход к полуциклу 3, а затем параметры полуциклов 3 и 4 из памяти исключаются. Для вычисления силы P_p , воспринимаемой рессорой (операция (6), см. рис. 2), должна быть известна функция $\varphi(x, x_i, \text{sign}x)$. Она может быть задана либо аналитически, либо табличным способом. Рассмотрим сначала первый способ.

По данным испытаний рессор, внешняя характеристика, т. е. соответствующая полностью разблокированной рессоре, может быть аппроксимирована двумя прямыми (ветви нагрузки и разгрузки) (см. рис. 1):

$$P_p = \begin{cases} c_1 x + b_1 & \text{при } \text{sign} \dot{x} > 0; \\ c_2 x + b_2 & \text{при } \text{sign} \dot{x} < 0, \end{cases}$$

или, что то же самое,

$$P_{p1,2} = c_{1,2} x + b_{1,2}.$$

Индекс 1 здесь и далее относится к ветви нагрузки ($\text{sign} \dot{x} > 0$), а 2 — к разгрузке ($\text{sign} \dot{x} < 0$). Ширина петли гистерезиса внешней характеристики рессоры F_i при $x = x_i$ составляет:

$$F_i = P_{p1} - P_{p2} = (c_1 - c_2) x_i + b_1 - b_2.$$

Уравнение ветвей внешней характеристики можно записать следующим образом:

$$P_{p1}(x) = P_{p2}(x_i) + F_i + c_1(x - x_i) \quad (\text{ветвь нагрузки});$$

$$P_{p2}(x) = P_{p1}(x_i) - F_i + c_2(x - x_i) \quad (\text{ветвь разгрузки}),$$

или в общем виде, принимая, что $P_{p1,2}(x_i) = P_i$:

$$P_{p1,2}(x) = P_i + F_i \text{sign} \dot{x} + c_{1,2}(x - x_i).$$

Предположим, что некоторый новый полуцикл начался в точке 3 (см. рис. 1), принадлежащей внешней характеристике. По экспериментальным данным в этом случае кривую полуцикла можно вполне удовлетворительно описать таким образом:

$$P_p = P_i + F_i + c_1(x - x_i) - F_i \times \left[k_1 e^{\frac{-a_1}{F_i} |x - x_i|} + k_2 e^{\frac{-a_2}{F_i} |x - x_i|} \right], \quad (2)$$

$$a_1 > a_2 > 0,$$

причем $k_1 + k_2 = 1$ и, следовательно, при $x = x_i$ $P_p = P_i$. Первые три члена представляют собой уравнение ветви нагрузки внешней характеристики рессоры, а члены в квадратных скобках описывают изменение P_p в результате разблокирования листов рессоры. Очевидно, что с увеличением деформации рессоры и, следовательно, $|x - x_i|$ $P_p(x)$ асимптотически приближаются к ветви нагрузки внешней характеристики рессоры.

В общем случае для любого полуцикла уравнение (2) запишем следующим образом: $P_p = P_i + c_{1,2}(x - x_i) -$

$$- \operatorname{sign} \dot{x} F_i \left[k_1 e^{\frac{-a_1}{F_i} |x-x_i|} + k_2 e^{\frac{-a_2}{F_i} |x-x_i|} - 1 \right]. \quad (3)$$

В момент начала i -го полуцикла ($x = x_i$) P_p равна P_i , а мгновенное значение жесткости рессоры, т. е. $\frac{dP_p}{dx} = c_{1,2} + [k_1 a_1 + k_2 a_2]$,

не зависит от ее деформации x и равно жесткости рессоры, полностью блокированной силами межлистового трения и трения в

опорах. Быстро убывающая экспонента $k_1 e^{\frac{-a_1}{F_i} |x-x_i|}$ моделирует изменение P_p в процессе разблокирования концов листов рессоры, а экспонента $k_2 e^{\frac{-a_2}{F_i} |x-x_i|}$ — более продолжительный процесс разблокирования зон контакта, расположенных по длине листов.

Модель предусматривает зависимость процесса разблокирования листов от величины гистерезиса F_i в момент начала полуцикла. Чем больше F_i , тем медленнее убывают экспоненты и тем медленнее происходит процесс разблокирования.

Применение уравнения (3) обеспечивает замыкание цикла с приемлемой для практических целей точностью.

Для моделирования рессоры должны быть известны уравнения двух ветвей характеристики нагрузка — деформация (вида $sx + b$), а также коэффициент k и a . Эти данные можно получить при испытании рессоры на гидропульсаторном стенде при гармоническом воздействии с частотой 1—2 Гц. При этом обе ветви характеристики нагрузка—деформация аппроксимируются прямыми вида $sx + b$, а параметры k и a определяются при аппроксимации характеристик, полученных при амплитуде 15—30 мм, кривыми по уравнению (3). Способы аппроксимации экспериментальных кривых аналитическими функциями изложены, например, в работе [3]. Пунктиром показаны характеристики нагрузка — деформация модели, рассчитанные по такой методике (см. рис. 1). Очевидно, что совпадение данных расчета и эксперимента вполне удовлетворительное.

Как указывалось выше, функция $\varphi(x, x_i, \operatorname{sign} \dot{x})$ в уравнении (1) может быть задана как аналитически, так и табличным способом.

При использовании табличного способа величина $\varphi(x, x_i, \operatorname{sign} \dot{x})$ задается на основе испытаний данной рессоры как функции двух переменных x и x_i или, что более удобно, x_i и $x - x_i$. Величина $x - x_i$, очевидно, означает деформацию рессоры от точки начала полуцикла x_i ; она может быть как положительной, так и отрицательной, что означает соответственно увеличение деформации ($\operatorname{sign} \dot{x} > 0$) или ее уменьшение ($\operatorname{sign} \dot{x} < 0$).

Таблица значений функции $\varphi_1(x_i, x - x_i)$ вводится в память ЭВМ непосредственно во время испытаний рессоры на стенде при гармоническом воздействии с помощью АЦП (аналога-цифрового преобразователя). Для заполнения таблицы испытания должны включать ряд циклов нагрузка — разгрузка при различных координатах начала полуцикла x_i . В последующем в процессе расчета колебаний автомобиля текущее значение $\varphi_1(x_i, x - x_i)$ находится интерполяцией данных таблицы. Блок-схема программы расчета (см. рис. 2) остается в принципе неизменной, однако позиция б для вычисления текущего значения силы P_{pk} по уравнению (3) заменяется вычислением P_{pk} по уравнению (1):

$$P_{pk} = P_i + \varphi(x, x_i, \text{sign}x) = P_i + \varphi_1(x_i, x_k - x_i),$$

причем величина φ_1 определяется интерполяцией по таблице, находящейся в памяти ЭВМ. Очевидно, для этого необходимо еще предварительно вычислить текущее значение деформации от начала полуцикла $x_k - x_i$.

Табличный способ задания функции $\varphi_1(x_i, x - x_i)$ позволяет повысить быстродействие программы и дает возможность моделировать по уравнению (1) характеристики нагрузка — деформация практически любого вида.

При табличном способе задания функции $\varphi_1(x_i, x_k - x_i)$ предлагаемый алгоритм может быть также использован для моделирования других элементов системы поддрессорования автомобиля, гистерезис характеристик которых подобен описанному выше для листовой рессоры.

ЛИТЕРАТУРА

1. Беленький Ю. Ю., Маринич А. М. и др. Исследование плавности хода автопоездов МАЗ. «Автомобильная промышленность», 1977, № 8.
2. Бидерман В. Л. Расчет листовых рессор. В сб.: «Расчет на прочность в машиностроении». Под ред. Пономарева С. Д. Т. 1. М., «Машиностроение», 1956.
3. Бронштейн И. Н., Семендяев К. А. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. М., «Наука», 1967.
4. Горелик А. М., Костылев В. В. Определение характеристик листовых рессор на гидропульсационном стенде. ЭИ «Конструкции автомобилей», № 11. М., НИИНавтопром, 1976.
5. Кольцов В. И., Пирковский Ю. В., Ковицкий В. И. Модель листовой рессоры. «Автомобильная промышленность», 1970, № 10.
6. Смирнов И. В., Скоропад Е. Г., Бида М. И. Повышение долговечности автомобильных листовых рессор на стадии проектирования. В сб.: «Труды ВКЭИ Автобуспрома «Исследование и расчет конструкций и эксплуатационной надежности автобусов» Львов, 1979.
7. Kuhn D. Untersuchungen über des Schwingungsverhalten blattgefederter Nutzfahrzeuge DKF, Heft 199, 1969.
8. Van Deusen B. D. Truck suspension system optimization. Journal of Terramechanics, 1973, Vol. 9, № 2, pp. 83—100.

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МОЩНОСТИ ТРЕНИЯ В ПРОЦЕССЕ БУКСОВАНИЯ СЦЕПЛЕНИЯ

Без достаточно точного знания нагрузочного режима работы, характеризующегося совокупностью механических и тепловых воздействий, не представляется возможным создать в короткие сроки новую конструкцию сцепления с высокими показателями качества.

В связи с этим исследованию процесса буксования сцепления посвящено значительное количество работ советских и зарубежных авторов. Тем не менее одному из основных показателей — температурному режиму работы, который характеризуется в основном объемной, поверхностной температурой и их градиентом на поверхности трения, уделено недостаточно внимания.

Разработанные до сих пор методы позволяют достаточно точно оценить работу буксования сцепления, а следовательно, длительно действующую объемную температуру деталей. Для установления двух других характеристик необходимо знание мощности трения в процессе буксования, аналитических методов расчета которой до сих пор не существует. Мощность трения определяет температурный режим работы именно тех слоев, которые изнашиваются и определяют фрикционные свойства пар трения.

В связи с этим нами разработан метод расчета мощности трения в процессе буксования при трогании автомобиля с места. При этом учтены конструктивные особенности двигателя, трансмиссии, автомобиля в целом, а также нагрузочные параметры (прежде всего дорожные условия).

Принятая система допущений выглядит следующим образом:

1. Частота вращения ведущих частей сцепления ω_1 изменяется по закону параболы с максимумом при $t=0,5t_0$, причем начальная частота вращения ω_n равна частоте вращения в момент синхронизации $\omega_n = \omega_c$. Максимальная частота вращения ведущих частей ω_{max} определяется по формуле $\omega_{max} = h \cdot \omega_n$, где h — коэффициент.

2. Частота вращения ведомых частей сцепления ω_2 изменяется по криволинейному закону от нуля до ω_c , причем в момент $t=0,5t_6$, т. е. при $\omega_1=\omega_{\max}$ выполняется условие $\omega_2=0,25\omega_n$ и касательная к кривой $\omega_2=f(t)$ параллельна прямой, соединяющей точку $\omega_1=\omega_2$ с началом координат.

3. Законы изменения ω_1 , ω_2 и момента трения сцепления $M_{\text{тр}}$ обеспечивают изменение мощности трения в процессе буксования по закону параболы с максимумом при $t=0,5t_6$.

4. Момент сопротивления движению автомобиля при трогании его с места $M_c = \text{const}$.

5. Податливость системы не учитывается.

Правомерность первого, второго и пятого допущений доказана ранее [2]. Дополнение, что в момент $t=0,5t_6$ ускорение ведомых частей сцепления равно среднему ускорению за процесс буксования, очевидно, впервые было использовано еще Е. А. Чудаковым и в дальнейшем повторено значительным количеством авторов.

Третье допущение принято на основании анализа литературных данных по закономерностям изменения мощности трения и выделяемого тепла в процессе включения сцепления. Приводимые авторами значения времени, при котором указанные характеристики достигают максимума, противоречивы — от $0,2t_6$ до $0,75t_6$, что, очевидно, является следствием влияния конкретных условий работы муфты сцепления. Соката [1], фирма «Рокфорд» [3], Рамачандра [4] принимают $t_{N_{\text{тр max}}} = 0,5t_6$, что для наиболее распространенных случаев трогания автомобилей близко к действительности [2].

Последнее допущение является общепринятым, и только в редких случаях авторы принимают момент сопротивления изменяющимся в процессе трогания автомобиля с места [4].

Таким образом, была принята модель процесса буксования сцепления (рисунок), которая может быть выражена следующим образом:

$$y = -a(x - c)^b + d, \quad (1)$$

где c и d — координаты вершины параболы;

a и b — параметры параболы;

y и x — аналоги мгновенных значений соответственно мощности трения и времени буксования.

Интегрируя уравнение (1), выраженное в дифференциальном виде, и переходя от аналогов y и x к натуральным величинам N_6 и t_6 , можно получить следующие решения:

$$N_6 = \frac{ak_y}{k_x} t_6^b; \quad (2)$$

$$t_6 = 2k_x \sqrt[b]{\frac{N_{6 \max}}{k_y a}}, \quad (3)$$

где

$$N_6 = \frac{b}{b+1} N_{6 \max}; \quad (4)$$

k_x, k_y — коэффициенты перехода от аналоговых значений x и y к натуральным величинам мощности и времени буксования.

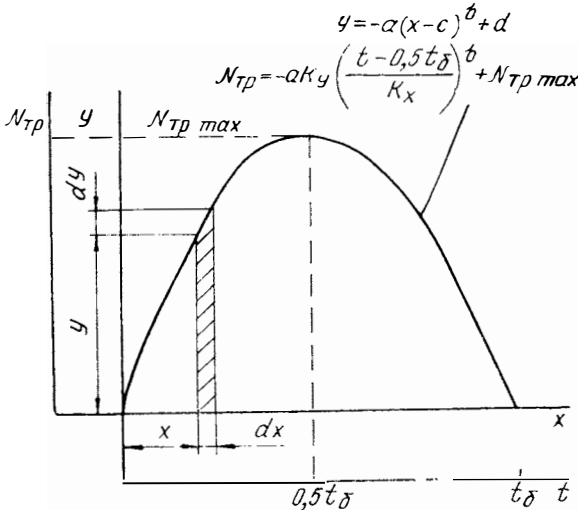


Рисунок. Принятая модель изменения мощности трения в процессе буксования сцепления

Из уравнения (2) следует, что для установления однозначной зависимости между N_6 и t_6 из коэффициентов a, b, k_x, k_y три могут быть назначены произвольно, а четвертое должно устанавливаться на основании анализа осциллограмм реальных процессов буксования сцепления при трогании автомобилей различных типов в определенных условиях.

Исходя из этих рассуждений

$$a = 1, b = 2, k_y = 200.$$

Значения коэффициента k_x следующие:

$$k_x = 0,55 \text{ для грузовых автомобилей с дизелем;}$$

$k_x = 0,135$ для грузовых автомобилей с карбюраторным двигателем;

$$k_x = 0,48 \text{ для легковых автомобилей.}$$

Максимальная величина мощности трения может быть выражена следующим уравнением:

$$N_{6 \max} = (M_{\text{тр}} \Delta \omega)_{\max}; \quad (5)$$

$$\Delta \omega = \omega_1 - \omega_2, \quad (6)$$

где $\Delta\omega$ — относительная частота вращения ведущих и ведомых частей сцепления.

Момент трения $M_{\text{тр}}$ запишем в виде:

$$M_{\text{тр}} = M_c + I_2 \frac{d\omega_2}{dt}. \quad (7)$$

В соответствии с принятым вторым допущением

$$\frac{d\omega_2}{dt} = \frac{\omega_n}{t_6}. \quad (8)$$

Так как ω_n и ω_c обычно известны, то формула (8) может быть записана следующим образом:

$$\frac{d\omega_2}{dt} = \frac{\omega_n + \omega_c}{2t_6}.$$

Разность частот вращения ведущих и ведомых частей сцепления в момент $t=0,5t_6$ на основании первого и второго допущений, а также формулы (5) запишем в виде

$$\Delta\omega = \omega_n (h - 0,25), \quad (9)$$

где h — коэффициент, равный [2]:

$h = 1,1$ для автомобилей с дизелем;

$h = 2,2$ для автомобилей с карбюраторным двигателем.

Таким образом, уравнение (5) на основании формул (3), (4), (7) — (9) принимает следующий вид:

$$N_6 = \frac{b}{b+1} \omega_n (h - 0,25) \left(M_c + I_2 \frac{\omega_n}{2k_x \sqrt{\frac{b+1}{b} \cdot \frac{N_6}{k_y a}}} \right). \quad (10)$$

С учетом значений b , k_x , a , оговоренных выше, уравнение (10) для расчета средней мощности трения за процесс буксования сцепления при трогании одиночного легкового или грузового автомобиля с места выразим так:

$$N_6^{\frac{3}{2}} - 0,33 N_6^{\frac{1}{2}} M_c \omega_n (2h - 0,5) = 1,93 \frac{\omega_n^2 (2h - 0,5)}{k_x} I_2. \quad (11)$$

Разность частот вращения ведущих и ведомых частей муфты сцепления определяется, как и в предыдущих случаях, по формуле (10), тогда

$$N_6 = \frac{b}{b+1} \omega_n (h - 0,25) M_{\text{д max}} k_x, \quad (12)$$

где $k_x = 1,0$ для автопоездов с карбюраторным двигателем;

$k_x = 1,5$ для автопоездов с дизелем.

Как видно, структура формул (11) и (12) однотипна. При расчете по ним мощность трения получим в единицах Дж/с, если ω_n выражена в рад/с, M_c и $M_{\text{д max}}$ в Н·м, I_2 в кг·м².

Данные эксплуатации показывают, что для проектных расчетов пригодна величина ω_n , определенная по формулам:

$$\omega_n = \frac{{}^{\omega}N_e}{6} \text{ — для одиночных автомобилей;}$$

$$\omega_n = \frac{\omega N_e}{3} \text{ — для автопоездов,}$$

где ωN_e — частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальной мощности.

Анализ полученного выражения (11) показывает, что мощность трения пропорциональна начальной частоте вращения коленчатого вала двигателя при трогании автомобиля в степени, немного меньшей единицы, значительно возрастает с увеличением I_2 и меньше с изменением M_c . Мощность трения стремится к нулю с уменьшением разности частот вращения ведущих и ведомых частей сцепления, что понятно — в предельном случае при $\Delta\omega=0$ отсутствует процесс буксования.

С точки зрения минимальной мощности трения наиболее выгодным является процесс, при котором частота вращения ведущих частей сцепления падает или остается постоянной и одновременно имеет низкие значения начальных частот вращения ω_n , т. е. когда автомобиль трогается с места плавно, при пониженных оборотах. Однако, как известно, именно такой процесс включения сцепления характеризуется повышенными значениями работы буксования и износа, и если говорить об оптимизации его, то следует четко разграничить влияние каждого из указанных факторов на износотриксционные свойства пары трения.

Главным критерием пригодности метода определения N_6 , на наш взгляд, является точность, обуславливаемая сопоставимостью расчетных и действительных значений. При этом за действительные принимаются результаты, полученные непосредственно на автомобиле. Для сопоставления использовались все имеющиеся в нашем распоряжении данные (более 500 процессов трогания) отечественных и зарубежных исследователей: Г. М. Щеренкова, Ю. Г. Стефановича, Е. И. Блаженова, И. И. Козлова, А. И. Яганта, Л. А. Гивартовского, В. Москалева, Цао-Бень-уй, Херманса и некоторых других.

Результаты сопоставления свидетельствуют о достаточной для практических целей точности разработанного метода. Погрешность при расчете N_6 обычно не превышает 30%, а моменты ее распределения, полученные методом математической статистики, свидетельствуют о том, что гистограмма относительных ошибок соответствует характеристикам закона нормального распределения.

Разработанный метод определения мощности трения позволяет уточнить методику расчета энергонагруженности сцеплений. Порядок расчета следующий:

1. По ГОСТ 1786—74 определяется A_y и сравнивается с допустимыми значениями, приведенными там же.
2. По формуле (11) определяется средняя мощность трения за процесс буксования в характерных условиях эксплуатации.
3. Рассчитывается удельная мощность трения.
4. Определяется максимальная температура поверхности трения по одному из известных методов и сравнивается с допустимыми значениями $[t^*]$ для данного фрикционного материала, которые приведены в соответствующих разделах ГОСТ 1786—74 и 1786—80.

ЛИТЕРАТУРА

1. Соката Т. Как решать проблему термического разрушения в муфте сцепления. Отдел фрикционных материалов «Тошиба Тунгалой К°», 1972.
 2. Щеренков Г. М. Надежность и долговечность асбофрикционных накладок автомобильных сцеплений. М., ЦНИИТЭнефтехим, 1975.
 3. Dundore, Schneider. Clutch energy a criteria of thermal failure. SAE Preprints s.a. № 680582.
 4. Ramachandra G. Clutch engagement characteristics. Automotive design engineering, 1968, June.
-

ИССЛЕДОВАНИЕ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ КОЛЕБАНИЙ ПЕРЕДНЕПРИВОДНОГО ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

В настоящее время как в мировом, так и в отечественном автомобилестроении наблюдается тенденция к производству переднеприводных автомобилей малого класса. Это может привести к новому подходу при изучении динамических процессов в таких автомобилях, ибо за счет совмещения в одном силовом агрегате двигателя, коробки передач и главной передачи возникает необходимость в комплексном исследовании динамической и виброакустической нагруженности автомобиля с силовым агрегатом, что обусловлено как тесным взаимодействием всех элементов динамической системы, так и спецификой динамических явлений. Она проявляется прежде всего в характере совместного возбуждения силового агрегата как от суммарных газовых и инерционных сил двигателя, так и от реактивных крутящих моментов коробки передач и главной передачи, дороги и других силовых факторов, а также в особенностях нагружения опор силового агрегата и способе виброизоляции динамической системы.

Разработана математическая модель для исследования динамических процессов в переднеприводном автомобиле с продольным расположением двигателя в силовом агрегате.

На рисунке представлена расчетная схема этой системы, где учтены следующие параметры:

$I_d, I_T, I_{x0}, I_{y0}, I_{x1}, I_{y1}, I_{x2}, I_{y2}, I'_{x0}, I'_{y3}, I_{x3}, I_{кл}, I_{кп}, I_{шл}, I_{шп}, I_{ax}, I_{ay}, I_{cx}, I_{cy}$ —

соответственно моменты инерции относительно осей x и y вращающихся масс двигателя и сцепления без ступицы ведомого диска, ступицы ведомого диска сцепления, первичного вала коробки передач без ведущей цилиндрической шестерни, ведущей цилиндрической шестерни и синхронизатора в сборе первичного вала коробки передач, вторичного вала коробки передач с ведомой цилиндрической шестерней и ведущей конической шестерней главной передачи, ведомой конической шестерней главной передачи и дифференциала

в сборе, левых и правых полуосей, ступиц колес в сборе и частью резино-кордных оболочек шин, беговой дорожки резино-кордных оболочек шин, автомобиля, силового агрегата;

$m_0, m_1, m_2, m_3, m_a, m_c, m_{1л}, m_{1п}, m_{2л}, m_{2п}$ — соответственно массы первичного и вторичного валов коробки передач, ведомой конической шестерни главной передачи и дифференциала в сборе, автомобиля, силового агрегата, передних и задних полуосей со ступицами колес в сборе;

$C_r, C_{к1}, C_{к2}, C_{к3}, C_{пл}, C_{пп}, C_{кл}, C_{кп}$ — соответственно крутильные жесткости демпфера сцепления, первичного вала коробки передач, вторичного вала коробки передач и ведущей конической шестерни главной передачи, левых и правых полуосей и резино-кордных оболочек шин;

$C_{a1}, C_{в1}, C_{a2}, C_{в2}, C_{a3}, C_{в3}$ — поперечные жесткости валов и опор коробки передач, главной передачи и дифференциала в сборе;

$C_{в1л}, C_{в2п}, C_{в3з}, C_{г1л}, C_{г2п}, C_{г3з}, C_{б1л}, C_{б2п}, C_{б3з}, C_{р1л}, C_{р1п}, C_{р2л}, C_{р2п}, C_{1гл}, C_{1гп}, C_{2гл}, C_{2гп}, C_{ш1л}, C_{ш1п}, C_{ш2л}, C_{ш2п}, C_{шгп}, C_{шгл}$ — соответственно вертикальные, горизонтальные и боковые жесткости опор силового агрегата, рессор и шин переднего и заднего мостов (индекс «л» — левое колесо, индекс «п» — правое колесо);

$\varphi_d, \varphi_r, \varphi_{x0}, \varphi_{x1}, \varphi_{y1}, \varphi_{x2}, \varphi_{y2}, \varphi_{гп0}, \varphi_{y3}, \varphi_{x3}, \varphi_{кл}, \varphi_{кп}, \varphi_{шл}, \varphi_{шп}, \varphi_{ya}, \varphi_{xa}, \varphi_y, \varphi_x, z_{к1}, z_{к2}, z_3, z_{a1}, z_{в1}, z_{a2}, z_{в2}, z_{a3}, z_{в3}, z_{1л}, z_{1п}, z_{2л}, z_{2п}, x_{1л}, x_{1п}, z_a, x_a, y_a, z, x, y$ — обобщенные координаты соответствующих инерционных и массовых параметров.

Кроме того, имеются следующие геометрические размеры:

r_k — межосевое расстояние валов коробки передач;

$r_{гп}$ — расстояние между ведомой конической шестерней главной передачи и шестерней вторичного вала коробки передач;

δ — вертикальное смещение гипоидной передачи.

Назначение остальных геометрических размеров ясно из рисунка

На схеме показаны центры масс силового агрегата (ЦТД) и автомобиля (ЦТА), а также крутящий момент двигателя M_d и реактивные крутящие моменты коробки передач $M_{рк}^k$ и главной передачи $M_{рк}^n$. Таким образом, имеется система, трансмиссия которой через реактивные моменты $M_{рк}^k$ и $M_{рк}^n$ связана с колебаниями автомобиля и силового агрегата в продольной и поперечной плоскостях. В расчетной схеме изображены поперечные колебания шестерен и валов коробки передач и главной передачи в пределах линейных упругих деформаций валов и опор — так называемые агрегатные колебания шестерен и валов трансмиссии [1; 2].

Следовательно, возможно исследовать связанные крутильные, изгибные колебания деталей трансмиссии и колебания автомобиля, а также силового агрегата.

Составлена программа решения дифференциальных уравнений 2-го порядка по нахождению собственных частот колебаний системы, выведенных из уравнений Лагранжа 2-го рода, без учета демпфирующих сил в форме

$$\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial Q}{\partial q_i} = Q,$$

где T — кинетическая энергия системы;

Q — потенциальная энергия системы;

q_i — независимые обобщенные координаты;

i — число степеней свободы, в данном случае $i = 33$.

Результаты расчетов собственных частот колебаний рассматриваемой системы переднеприводного автомобиля в герцах приведены в таблице.

Т а б л и ц а

Собственная частота колебаний, Гц					Примечание
Номер передачи					
I	II	III	IV	V	
0	0	0	0	0	Нулевая частота (движение автомобиля как твердого тела)
0,83	0,91	0,92	0,92	0,92	Продольно-угловые колебания поддресоренной массы автомобиля
1,06	1,16	1,19	1,20	1,21	Вертикальные колебания поддресоренной массы автомобиля
1,39	1,42	1,42	1,43	1,43	Поперечно-угловые колебания поддресоренной массы автомобиля
1,66	1,92	2,32	2,61	2,77	Низшая частота колебаний трансмиссии (1-я мода)
4,12	4,34	4,68	5,19	5,58	Вторая частота колебаний трансмиссии
10,0	10,1	10,3	10,4	10,4	Вертикальные колебания неподдресоренного переднего моста
12,2	12,2	12,2	12,2	12,3	Поперечные колебания силового агрегата
13,0	13,0	13,0	13,0	13,0	Продольные колебания неподдресоренного переднего моста
15,4	15,4	15,4	15,7	15,9	Крутильные колебания резино-кордных оболочек шин

Собственная частота колебаний, Гц					Примечание
Номер передачи					
I	II	III	IV	V	
16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	Вертикальные колебания силового агрегата
18,7	18,4	18,2	17,9	17,7	Продольно-угловые колебания силового агрегата
27,9	23,8	23,0	21,8	21,4	Поперечно-угловые колебания силового агрегата
52,0	51,8	51,8	51,7	51,7	Крутильные колебания ступиц колес переднего моста
61,5	58,0	53,7	49,5	46,5	Низшая частота колебаний валов коробки передач (I-я частота)
486,3	463,3	413,5	285,6	229,5	Поперечные колебания правой опоры вторичного вала коробки передач
518,0	518,0	517,9	483,8	457,5	Поперечные колебания правой опоры первичного вала коробки передач
719,4	752,7	728,1	771,0	669,1	Крутильные колебания ведущей шестерни главной передачи
889,3	844,9	861,5	908,2	856,7	Крутильные колебания ведомой ступицы сцепления
930,4	923,3	918,3	945,6	908,7	Поперечные колебания левой опоры главной передачи
995,7	981,6	985,9	1000,0	969,8	Поперечные колебания левой опоры первичного вала коробки передач
1395,7	1395,3	1193,5	1156,0	1071,3	Поперечные колебания левой опоры вторичного вала коробки передач
1744,3	1661,9	1395,3	1395,3	1395,3	Поперечные колебания правой опоры главной передачи
10471,0	6687,4	5512,9	5160,6	2901,1	Вторая частота крутильных колебаний первичного вала коробки передач

При расчетах на ЭВМ собственных частот и форм колебаний система дифференциальных уравнений приводилась к такому виду:

$$c\ddot{w} + Aw = 0,$$

где c — матрица коэффициентов инерции,
 A — симметричная матрица коэффициентов жесткостей.

Значения параметров динамической системы (массы, моменты инерции, жесткости, геометрические размеры) определялись как экспериментальным, так и расчетным путем по известным методикам.

Расчет проводился на ЭВМ ЕС-1022 по специально разработанной программе на языке ФОРТРАН. В основу алгоритма положен один из итерационных методов — метод вращения решения полной проблемы собственных значений вещественной симметричной матрицы (метод Якоби).

Анализ полученных результатов показывает следующее:

1) трансмиссия переднеприводного автомобиля имеет весьма широкий спектр собственных частот колебаний — от 1 до 10000 Гц,

2) частоты до 30 Гц относятся к колебаниям как трансмиссии, так и автомобиля с силовым агрегатом. Эти колебания могут излучать инфразвук;

3) частоты до 1800 Гц относятся к колебаниям собственно трансмиссии;

4) частоты от 50 до 60 Гц относятся к колебаниям ступицы колеса ведущего моста и первой частоте колебаний валов коробки передач, а частоты от 200 до 1800 Гц — к высшим частотам как крутильных колебаний валов коробки передач и главной передачи, так и поперечных колебаний опор валов коробки передач и главной передачи. Эти колебания могут излучать максимум акустической энергии в звуковом диапазоне частот;

5) самая высокая частота порядка 6000—10000 Гц определяется колебаниями первичного вала коробки передач, представляемого сосредоточенной массой с моментом инерции I_{x0} .

ЛИТЕРАТУРА

1. Зубарев Н. И., Киселев Д. В., Семенов В. М. Агрегатные колебания в зубчатых передачах. «Автомобильная промышленность», 1979, №1.

2. Семенов В. М., Киселев Д. В., Юдин А. Н. Особенности колебаний коробок передач при учете реактивных элементов. «Автомобильная промышленность», 1978, № 5.

**РАЗРАБОТКА АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ
ВЕДЕНИЯ ОТРАСЛЕВОГО КЛАССИФИКАТОРА ИЗДЕЛИЙ
ПРОМЫШЛЕННОЙ ПРОДУКЦИИ КЛАССА 45
«АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ»**

Каждому промышленному изделию присвоен уникальный код в общесоюзном классификаторе промышленной продукции (ОКП). Так как объем ОКП очень велик (только изделий, принадлежащих к классу 45 «Автомобилестроение», 700—800 тыс.), то было принято решение автоматизировать систему его ведения.

Автоматизированная система ведения общесоюзного классификатора изделий промышленной продукции (АСВОК) по 45 классу разработана в НАМИ. Ее создание вызвано необходимостью повысить достоверность информации и автоматизировать ее контроль и выверку, а также повышением скорости доступа, поиска и печати. Исходя из этого, работы по созданию АСВОК состояли из разработки ее структуры, комплекса программ системы управления базой данных (СУБД), анализа информационных материалов, поступающих с заводов отрасли, и обеспечения полноты и достоверности информации. Существуют два типа организации данных (БД): логическое (представление данных, каким его понимают пользователи-непрограммисты) и физическое (физическое представление данных и расположение их на внешних запоминающих устройствах).

Логическая организация данных должна быть максимально упрощенной, удобной для пользователя-непрограммиста. Поэтому была выбрана реляционная база данных, т. е. форма представления информации в виде таблиц, в которых информация, относящаяся к одной детали, занимает одну строку. Удобство такой организации базы данных позволяет легко получить два логических файла-справочника. Один справочник упорядочен по коду ОКП, другой — по чертежному номеру, т. е. по реквизитам, с помощью которых проводится поиск. Подобная организация позволяет легко добавлять новые реквизиты, новые записи, выполнять корректировку и находить нужную запись. Посредником между логической организацией БД и пользователем является совокупность запросов. Познакомив-

шись со структурой запросов, пользователь будет иметь достаточно информации для работы с БД.

Для проектирования оптимальной физической организации БД анализировались структуры исходных материалов, объем информации, частота поступлений запросов и изменений, имеющийся в наличии КТС и перспективы развития системы.

Анализ показал, что информация в целом имеет статичный характер. Объем изменений ожидается небольшой, корректировка будет выполняться один раз в квартал. Объем информации составляет 500 тыс. позиций, каждая позиция — от 52 до 225 байт. Максимальное время реакции на запрос — 4 с. В наличии имеются три дисковода, четыре лентопротяжных механизма (рис. 1). Пакеты магнитных дисков (МД) имеют емкость по 29 Мбайт. В результате исследования принято решение положить в основу физической организации сетевую структуру.

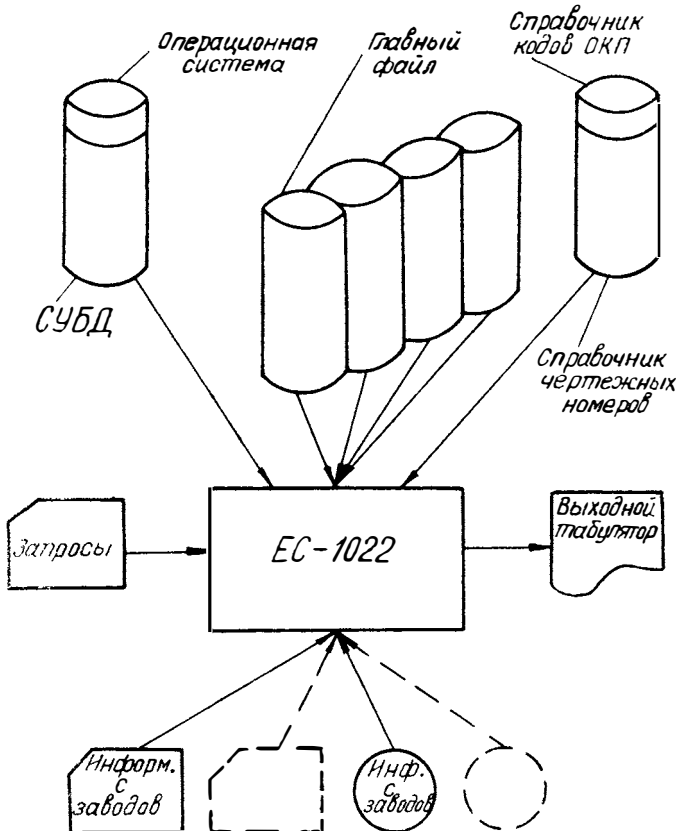


Рис. 1. Конфигурация системы АСВОК

Файл MAS1

1	1	1	10	2	1	10	7
Общая длина записи	Длина габаритных размеров	Квартал и прочие удаления	Код ОКП	Контрольное число	Признак изделия	Характерис- тика	Чертежный номер

3	15	0 ÷ 150	0 ÷ 25
Модифика- ция	ГОСТ, ОСТ, ТУ	Наименование	Габаритные размеры

Файл MAS2

4	4
Код ОКП	Адрес 1-20 бита

Файл MAS3

7	3	10	4
Чертежный номер	Модифика- ция	Характери- стика	Адрес 1-20 бита

Рис. 2. Структура файлов АСВОК

На одном пакете МД постоянно размещены два файла-справочника: справочник кодов ОКП, отсортированный по их возрастанию, и справочник чертежных номеров, упорядоченных по последним. Эти справочники содержат указатели, адресующие основную информацию по каждому изделию. Информация сведена в главный или основной файл, физически размещаемом на четырех сменных магнитных дисках (рис. 2).

Основной файл состоит из 3980 физических записей на одном МД (их может быть до четырех), по 7294 байт каждая. Такая запись состоит из логических записей переменной длины от 52 до 225 байт. Постоянная часть включает в себя код ОКП, чертежный номер,

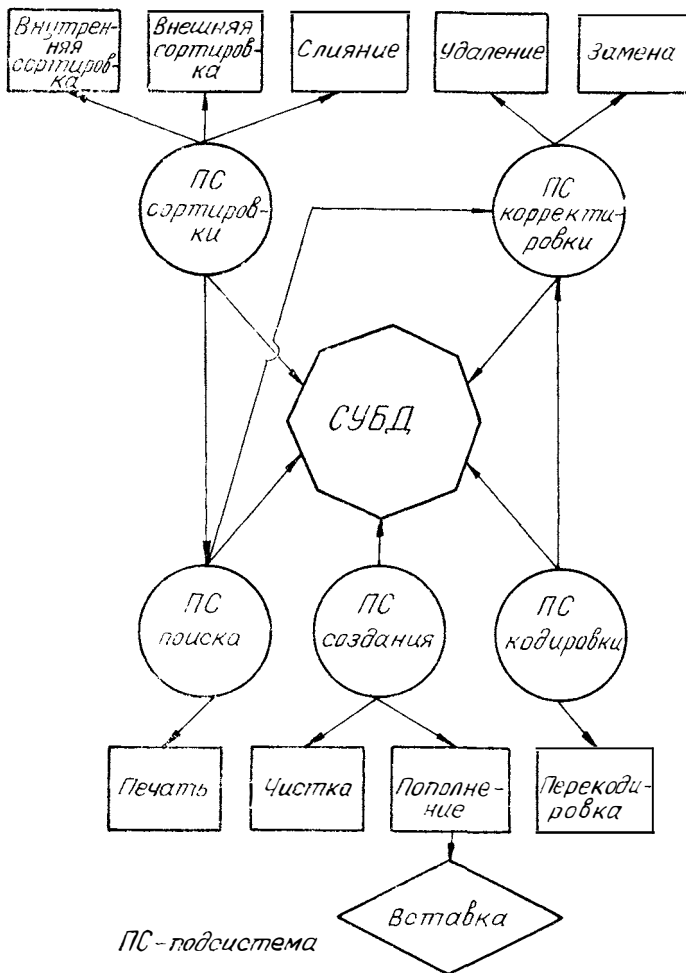


Рис. 3. Система управления базой данных АСВОК (СУБД)

контрольное число, признак изделия, квартал и признак удаления, ГОСТ, ОСТ, ТУ и вспомогательные величины — длину всей логической записи и длину габаритных размеров. Переменная часть включает в себя габаритные размеры и наименования.

Логические записи размещаются на МД последовательно и переносятся с одной физической записи на другую. Физическая запись файла-справочника по кодам ОКП состоит из 911 логических записей по 8 байт. Запись файла-справочника по чертежным номерам состоит из 303 логических записей по 24 байт. Логические записи в справочниках фиксированной длины.

Для работы с БД применяется прямой доступ как единственный метод, позволяющий обеспечить удовлетворительные сочетания обработки и затрат памяти. Применен также ряд методов экономии памяти — использование переменной длины записей основного файла, сжатый шестнадцатиричный формат хранения служебных полей основного файла. Размещение данных позволяет обратиться к ним посредством любого языка программирования ДООС ЕС ЭВМ. Программное обеспечение системы состоит из программ, предоставляемых ДООС, из программ СУБД и прикладных программ пользователя. Программы СУБД состоят из пяти основных подсистем: формирования БД, сортировки, поиска, корректировки, кодировки (рис. 3). Подсистема формирования БД служит для начальной загрузки основного файла и файлов-справочников, а также для пополнения вновь поступающей информации.

Данные для начальной загрузки предоставляются заводами отрасли на лентах или картах, записанных в коде ЕС ЭВМ или «Минск-32». Исходная информация проверяется программами контроля. Проверяются принадлежность к 45 классу, ошибки перфорации, наличие наименования, при вводе карт проверяется порядок их следования. Удаленные детали помечаются специальным символом. Подсистема может создавать копию БД с физическим удалением записей, содержащих этот символ.

Подсистема сортировки состоит из трех фаз: внутренней, внешней и слияния. Фаза внутренней сортировки употребляется для сортировки справочников, массивов запросов, информации перед печатью. Фаза внешней сортировки служит для сортировки отдельных зон файлов-справочников, для сортировки и информации перед печатью. Фаза слияния может использоваться для получения упорядоченного файла из нескольких отсортированных файлов.

Подсистема кодировки используется, когда для печати выходного документа возникает необходимость упорядочить чертежные номера по русскому алфавиту. Так как русский алфавит не упорядочен в коде ЭВМ, то в справочнике по чертежным номерам данные размещены в условном коде, который перед печатью перекодируется.

Подсистема поиска позволяет осуществить поиск по коду ОКП, чертежному номеру и по интервалу кодов. Программа по структуре запроса определяет, какого рода поиск необходим. Поиск прово-

дится по справочникам методом двоичного поиска, затем, используя соответствующий указатель, адресуется запись в основном массиве. Структура запроса проста, а разделительные символы позволяют своевременно выявлять ошибки перфорации. Так как информация находится на четырех дисках, то сначала обрабатываются запросы к текущему диску, затем на пишущую машинку выдается сообщение «Поставить диск с массивом» и т. д. по мере необходимости. Подсистема связана с подсистемами сортировки, кодировки. Составной частью подсистемы является ряд модифицированных подпрограмм поиска, предназначенных специально для использования в других подсистемах и в прикладных программах пользователя. Подсистема корректировки состоит из двух фаз: корректировки справочников и корректировки основного массива.

Фаза корректировки справочников выявляет одинаковые коды ОКП и чертежные номера и заносит специальный символ в соответствующие записи основного файла, изменяется счетчик удаленных деталей. В справочники заносятся такие значения, чтобы последующая сортировка вывела эти детали в конец справочника.

Фаза корректировки основного массива включает в себя 8 программ, реализующих соответственно корректировку всех реквизитов в основном файле. Корректировка чертежных номеров, кодов ОКП и удаление изменяют данные не только в главном файле, но и в справочниках. Ключом для корректировки являются код ОКП и код корректировки. ЭВМ проверяет ошибки перфорации, что очень важно для этой подсистемы изменяющей БД. Контролю подлежит ключ — код ОКП, его длина, 45`класс, отсутствие нецифровых символов. Для корректировки габаритных размеров и наименования используется макет перфорации переменной длины. Для особо ответственных реквизитов БД запрограммирован диалоговый режим. Это дает возможность еще раз проверить правильность корректировки. Существует возможность обратиться по абсолютному адресу на ВЗУ для случая удаления. Такая возможность предусмотрена при сбоях в файлах-справочниках.

Одновременно может обрабатываться любое число запросов на корректировку. Подсистема работает таким образом, что автоматически информирует о необходимости сменить диск с основным массивом. Таким образом, информационно-поисковая система АСВОК предоставляет пользователю доступную логическую организацию, простой язык запросов, достаточную скорость обработки. Функционирование системы рассчитано на минимальный набор технических средств ЕС ЭВМ. Программные средства контроля обеспечивают достоверность информации.

Разработанная АСВОК предназначена для обработки экономической информации в создаваемых АСУ при решении важнейших задач планирования и управления народного хозяйства с применением вычислительной техники. АСВОК отвечает требованиям стыковки с общесоюзной системой по всей номенклатуре изделий сельского хозяйства и промышленности.

СОДЕРЖАНИЕ

В. И. Соловьев, Г. Д. Цейтлин. Функциональное исполнение рулевого управления длиннобазного транспортного средства	3
В. В. Московкин, В. В. Захаров. Способ определения моментов инерции вращающихся элементов трансмиссии	9
А. Н. Евграфов, В. В. Московкин, В. А. Петрушов, И. А. Стригин. Некоторые результаты исследований колес с шинами на динамометрическом стенде с плоской опорной поверхностью	19
Е. А. Зельцер, Ю. Г. Стефанович. К расчету максимальных динамических крутящих моментов в трансмиссии автомобиля	24
В. М. Семенов, С. П. Контанистов, С. С. Малов, В. Г. Киришин. Анализ собственных частот колебаний динамической системы «двигатель—трансмиссия—двигатели—масса автомобиля на подвеске»	34
С. Ф. Безверхий, А. С. Мусик. Нормирование показателей долговечности автомобильного подвижного состава и условий их оценки	52
А. Р. Неруш. К вопросу расчета торсионной подвески гусеничных машин	61
Э. П. Выборнов. К расчету разгона автомобиля с гидротрансформатором	68
А. Н. Матвеев, М. П. Контанистов. Принципы построения автоматизированных систем системного анализа нагруженности автомобильных конструкций	85
П. И. Баженов. Исследование преобразующих свойств трехколесных гидротрансформаторов	93
С. С. Драгунов. Исследование амплитудно-частотных характеристик регулируемого амортизатора с датчиком инерционного типа для подвески сиденья водителя	98
С. М. Воеводенко. Модель листовой рессоры	103
В. Л. Карпицкий. Аналитическое исследование мощности трения в процессе буксования сцепления	112
А. А. Минаев. Исследование собственных частот колебаний переднеприводного легкового автомобиля	118
А. В. Гаврилова, В. А. Шапиро. Разработка автоматизированной системы ведения отраслевого классификатора изделий промышленной продукции класса 45 «Автомобилестроение»	123
Рефераты статей	129

Труды **НАМИ**, вып. 185

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ
АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ**

План Госкомиздата 1982 г., позиция 49.

Ответственный редактор **И. С. Лунев**

Научные редакторы: **В. Н. Князьков, С. И. Кондрашкин, Г. А. Крестовников,
И. И. Малашков, Л. Н. Минкин, Б. И. Морозов, Я. М. Певзнер, С. М. Семенов,
Ю. Г. Стефанович, С. М. Трусов**

Редактор **Т. И. Дегожская**

Технический редактор **С. М. Печникова**

Корректоры: **Р. М. Журавлева, З. А. Шаухина**

Л 71767. Подп. к печ. 19/VIII-82 г. **Форм. бум. 60×90/16.** Печ. л. 8,75 + 2 вкл.

Уч.-изд. л. 8,77. **Зак. 464—82 г.** Тир. **900.** Цена 61 коп.

Типография **НАМИ**, 125438, Москва, А-438, Автомоторная ул., 2

Замеченные опечатки

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть
70	3-я снизу	$K = K_0 + K_i$;	$K = K_0 + Ki$;
90	9-я сверху	как операционные системы	как операционных системах
106	17-я сверху	блок-система	блок-схема

Труды НАМИ, вып. 185

Цена 61 коп.