

ТРУДЫ
НАМИ

Выпуск 108

— 1 9 6 9 —

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

~~НАМИ~~

ТРУДЫ
НАМИ

Выпуск 108

ОТДЕЛ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ

Москва

1969

Инж. М. М. Бахмутский, канд. техн. наук Л. Л. Гинцбург

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ УПРАВЛЯЕМОСТИ АВТОПОЕЗДА

В последние годы в связи с непрерывным ростом скоростей движения наблюдается повышенный интерес к проблемам управляемости и устойчивости автомобилей. Над созданием метода объективной оценки управляемости работают многие советские и зарубежные исследователи, и, несмотря на это, до сих пор отсутствует общепризнанный критерий управляемости. Рекомендовать показатели, необходимые для характеристики управляемости автопоезда, еще сложнее, поскольку водитель с помощью рулевого колеса должен стремиться свести к минимуму не только отклонения от заданного направления движения тягового автомобиля, но и шарнирно связанного с ним прицепа. При этом водитель во время движения всегда бывает хуже информирован о положении прицепа на дороге, чем о фактическом направлении движения и о степени отклонения от заданного курса самого тягача.

В данной работе сделана попытка дополнить разработанную в лаборатории рулевых управлений НАМИ методику экспериментальной оценки управляемости одиночного автомобиля на прямолинейных участках пути* с тем, чтобы распространить ее на дорожные испытания по определению управляемости автопоездов, состоящих из тягового автомобиля и одного прицепа. Под управляемостью автопоезда понимается способность управляемого водителем автопоезда (тягача и прицепа) сохранять заданное направление движения и изменять его по желанию водителя путем воздействия на рулевое колесо.

Экспериментальное исследование управляемости автопоездов включает в себя определение оценочных параметров, принятых для оценки одиночных автомобилей*, а также специально разработанных и необходимых для полной оценки управляемости автопоездов дополнительных характеристик.

* Л. Л. Гинцбург. К вопросу об оценке управляемости автомобилей при прямолинейном движении. «Автомобильная промышленность», 1966, № 8.

В процессе испытаний автопоезд с постоянной скоростью проходил участок сухой асфальтированной горизонтальной дороги длиной 1 км. Каждый такой опыт повторялся 8—12 раз. Эксперимент с различными автопоездами либо с одним и тем же автопоездом, но в различных весовых состояниях включал три серии испытательных заездов (с тремя различными скоростями). Во время каждого эксперимента на ленту осциллографа записывались следующие процессы: изменение угла поворота рулевого колеса тягового автомобиля α_r , угла отклонения кузова тягача γ_r от заданного направления движения и угла отклонения кузова прицепа γ_{np} .

При обработке осциллограмм определялись средние за период прохождения мерного участка интегральные значения следующих величин, называемых в дальнейшем показателями управляемости автопоезда:

угла поворота рулевого колеса

$$\alpha_{0r} = \frac{\int_{t_0}^{t_1} |\alpha_r| dt}{2(t_1 - t_0)} = \frac{S_{\alpha_r} \mu_{\alpha_r}}{L} \text{ град}, \quad (1)$$

угла поворота кузова тягового автомобиля

$$\gamma_{0r} = \frac{\int_{t_0}^{t_1} |\gamma_r| dt}{2(t_1 - t_0)} = \frac{S_{\gamma_r} \mu_{\gamma_r}}{L} \text{ град}, \quad (2)$$

скорости бокового смещения тягового автомобиля

$$v_{\gamma_{0r}} = \frac{v \int_{t_0}^{t_1} |\gamma_r| dt}{t_1 - t_0} = 2v\gamma_{0r} \text{ км/ч}, \quad (3)$$

угла поворота кузова прицепа

$$\gamma_{0np} = \frac{\int_{t_0}^{t_1} |\gamma_{np}| dt}{2(t_1 - t_0)} = \frac{S_{\gamma_{np}} \mu_{\gamma_{np}}}{L} \text{ град}, \quad (4)$$

скорости бокового смещения прицепа

$$v_{\gamma_{0np}} = \frac{v \int_{t_0}^{t_1} |\gamma_{np}| dt}{t_1 - t_0} = 2v\gamma_{0np} \text{ км/ч}, \quad (5)$$

а также условной величины ω_{α_r} , принятой в качестве характеристики напряженности работы водителя:

$$\omega_{\alpha_r} = \frac{2\alpha_{0r}}{t_1 - t_0} = \frac{2\alpha_{0r} v}{S} = 0,555 \cdot 10^{-3} \alpha_{0r} \frac{v}{S} \text{ град/сек}. \quad (6)$$

Отклонения автопоезда от заданного направления с достаточными основаниями можно считать подчиненными нормальному закону распределения. Тогда параметры $\alpha_{от}$, $\gamma_{от}$ и $\gamma_{опр}$ будут равны половине вероятных значений α_r , γ_r и $\gamma_{пр}$ в процессе движения, а параметры $v_{\gamma_{от}}$ и $v_{\gamma_{опр}}$ — вероятным значениям v_{γ_r} и $v_{\gamma_{пр}}$.

Здесь α_r , γ_r и $\gamma_{пр}$ — текущие значения углов поворота рулевого колеса, кузова тягача и кузова прицепа, град;

S_{α_r} , S_{γ_r} и $S_{\gamma_{пр}}$ — площади над (или под) средними линиями кривых изменения углов α_r , γ_r и $\gamma_{пр}$, см²;

μ_{α_r} , μ_{γ_r} и $\mu_{\gamma_{пр}}$ — масштабы записи кривых изменения углов α_r , γ_r и $\gamma_{пр}$ на ленте осциллографа, град/см;

$t_1 - t_0$ — время прохождения участка дороги, соответствующего участку обрабатываемой осциллограммы, сек;

$L = \frac{t_1 - t_0}{\mu_r}$ — длина обрабатываемого участка осциллограммы (здесь μ_r — масштаб времени, соответствующий принятой скорости протяжения ленты осциллографа, сек/см), см;

v — скорость движения автомобиля, км/ч;

$S = 1$ км — длина участка испытаний;

$0,555 \cdot 10^{-3}$ — коэффициент, обеспечивающий необходимую размерность.

В дополнение к перечисленным показателям определялся еще один — амплитуда поперечных колебаний центра задней оси прицепа, которая может быть охарактеризована своим средним значением и графиком статистической функции распределения этих значений (см. фиг. 3).

Ниже приводится метод определения указанного параметра, основанный на допущении, что увод задних колес прицепа и их поворот относительно рамы прицепа отсутствуют.

В соответствии с этим среднее боковое смещение центра задней оси прицепа H определялось в заданном интервале времени с помощью интеграла функции $\gamma_{пр}(t)$, которая в процессе эксперимента записывается в виде кривой на ленту осциллографа:

$$H(t) = v \int_{t_0}^{t_1} \gamma_{пр}(t) dt. \quad (7)$$

Интегрирование функции $\gamma_{пр}(t)$ производится графически. При этом на осциллограмме проводятся вертикальные линии с достаточно малым интервалом времени $t'' - t'$ для того, чтобы на этом участке можно было величину угла поворота кузова прицепа $\gamma_{прi}$ считать постоянной. Тогда длина такого участка осциллограммы составит $l = \frac{t'' - t'}{\mu_r}$ см, а выражение $0,485 v \mu_{\gamma_{пр}} \gamma_{прi}(t'' - t')$ мм будет

означать приращение бокового смещения центра задней оси прицепа за период времени $t'' - t'$. Коэффициент 0,485 обеспечивает необходимое сочетание размерностей различных величин, входящих в это произведение.

Таким образом, мгновенное значение бокового смещения H_i в середине любого участка равно:

$$H_i = 0,485 v_{\gamma_{np}} (\gamma_{np1} + \gamma_{np2} + \dots + \gamma_{npi}) (t'' - t') = \\ = 0,485 v_{\gamma_{np}} \sum_{i=1}^i \gamma_{npi} (t'' - t') \text{ мм}, \quad (8)$$

где $\gamma_{np1}, \gamma_{np2}, \dots, \gamma_{npi}$ — ординаты (с учетом знака) кривых угла поворота кузова прицепа на участках осциллограммы 1, 2... i , мм.

Разделив весь диапазон встречающихся смещений на определенное количество разрядов и подсчитав частоту появления смещений, относящихся к различным разрядам, можно получить среднее значение величины бокового смещения

$$H_{cp} = \sum_{i=1}^{i=k} H'_i p_i \text{ мм}, \quad (9)$$

где H'_i — средняя величина бокового смещения в выбранном разряде значений боковых смещений (представитель разряда), мм;

$p_i = \frac{n_i}{\sum n_i}$ — частота появления величины H'_i ;

n_i — количество случаев появления смещений величиной H'_i ;

$\sum n_i$ — общее количество измеренных при обсчете осциллограмм ординат бокового смещения (количество «опросов» процесса);

k — количество разрядов, на которые разбит весь диапазон наблюдаемых смещений.

Среднее значение величины бокового смещения принимается за начало отсчета (нулевую линию) амплитуд поперечных колебаний прицепа. Тогда мгновенное значение амплитуды h_i можно представить как разность средней величины бокового смещения H_{cp} и мгновенного его значения H_i , т. е.

$$h_i = H_{cp} - H_i \text{ мм}, \quad (10)$$

или, учитывая выражения (9) и (8), получим:

$$h_i = \sum_{i=1}^{i=k} H'_i p_i - 0,485 v_{\gamma_{np}} \sum_{i=1}^i \gamma_{npi} (t'' - t') \text{ мм}. \quad (11)$$

Среднее значение этого параметра (без учета знака) для каждой скорости движения будет:

$$h_{cp} = \sum_{i=1}^{i=f} |h'_i| r_i \text{ мм}, \quad (12)$$

где h_i' — средняя величина амплитуд поперечных колебаний в выбранном разряде амплитуд (представитель разряда), мм;

$r_i = \frac{m_i}{\sum m_i}$ — частота появления величины h_i' ;

m_i — количество случаев появления амплитуд величиной h_i' ;

$\sum m_i$ — общее количество замеренных ординат, выражающих амплитуды поперечных колебаний;

l — количество разрядов, на которые разбит весь диапазон наблюдаемых амплитуд.

Следует иметь в виду, что величины h_i и $h_{\text{ср}}$ не характеризуют поперечного перемещения прицепа относительно тягового автомобиля, а определяют общее отклонение прицепа от идеальной линии направления прямолинейного движения.

Амплитуда поперечных колебаний прицепа является важнейшим оценочным параметром автопоезда, так как на ее величину влияет частота угловых колебаний прицепа (колебаний $\gamma_{\text{пр}}$), в то время как величина $v_{\gamma_{\text{пр}}}$ не зависит от нее и является лишь функцией амплитуд самого угла $\gamma_{\text{пр}}$ и скорости движения автопоезда.

Однако вычисление средней амплитуды поперечных колебаний является весьма трудоемкой операцией, в то время как для получения параметра $v_{\gamma_{\text{пр}}}$ не требуется производить большого количества вычислений, а сам параметр при решении ряда конкретных задач оказывается достаточным для оценки управляемости. Например, если требуется определить влияние отдельных конструктивных факторов на управляемость одного и того же автопоезда (допустим, передаточного числа привода от дышла к управляемым колесам прицепа), то вполне можно удовлетвориться параметром $v_{\gamma_{\text{пр}}}$. Если же требуется дать сравнительную оценку двух автопоездов, звенья которых имеют значительно отличающиеся друг от друга массы и геометрические размеры (а следовательно, моменты инерции), то необходимо пользоваться показателем $h_{\text{ср}}$. Этот показатель имеет также еще одно преимущество, заключающееся в том, что он дает возможность оценить среднюю величину коридора движения автопоезда при прохождении мерного участка дороги, а график накопленных частотей появления амплитуд различной величины (статистической функции распределения) наглядно демонстрирует вероятность возникновения различных (отличных от средних) величин ширины дорожного коридора.

В комплект измерительной аппаратуры, которая применялась при экспериментальном исследовании, входят:

1. Два гироскопических компаса ГПК-52 из системы автопилота самолета.

2. Два потенциометрических проволочных сопротивления повышенной точности ПЛ-1—1 с диапазоном изменения сопротивления от 15 ом до 5 ком.

3. Два трехфазных преобразователя постоянного тока ПАГ-1Ф с постоянным напряжением на входе 24—27 в и выходным напряжением 36 в с частотой переменного тока 400 гц.

4. Пульт управления записью процесса, комплектующийся при испытаниях автопоездов из двух самостоятельных взаимозаменяемых блоков, каждый из которых может быть использован для дополнительных испытаний одиночного автомобиля.

5. Шлейфовый осциллограф Н-700.

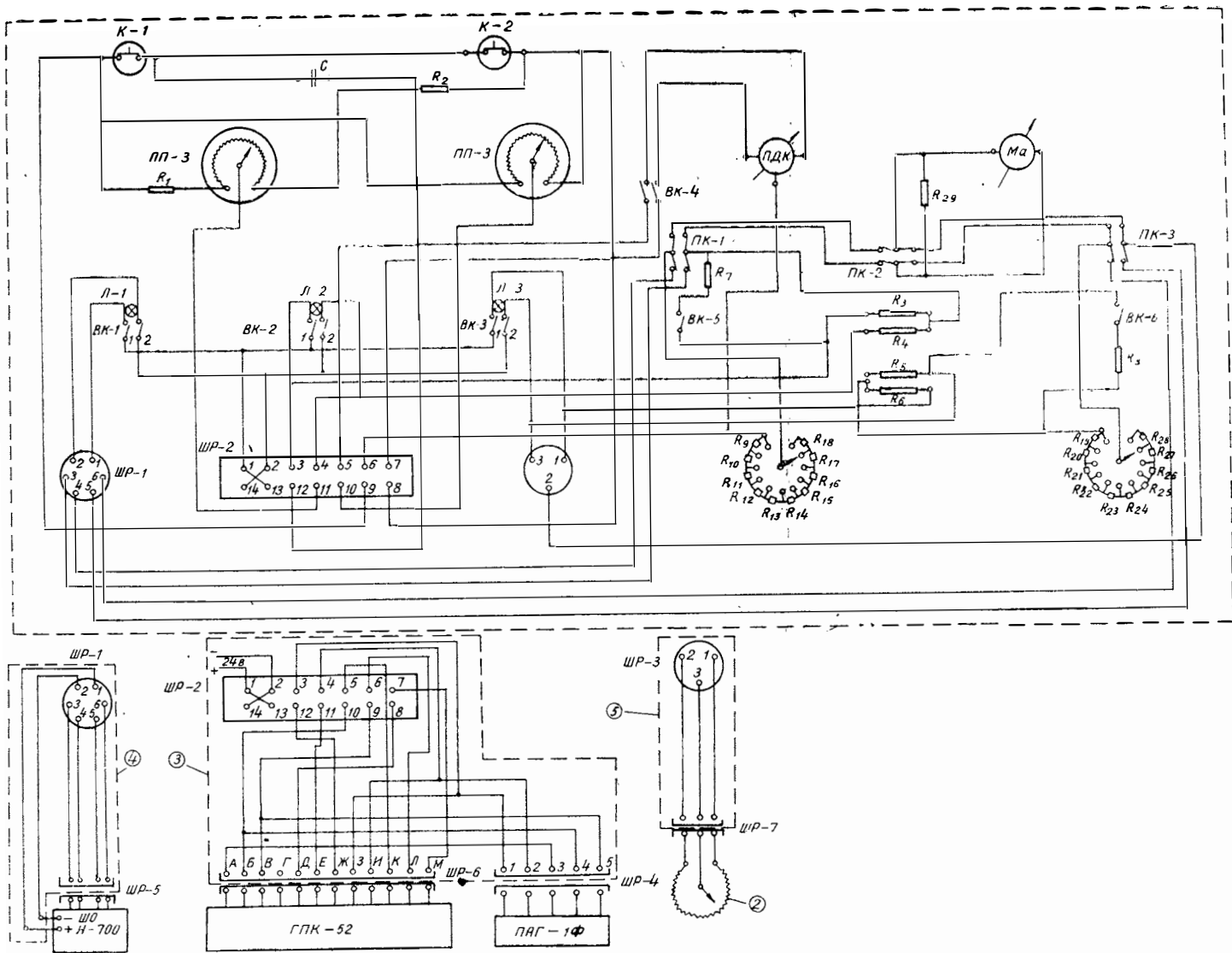
6. Две аккумуляторные батареи напряжением 24—27 в.

Гироскопические приборы установлены на упругих амортизаторах в специальных ящиках, которые закрепляются на кузове тягового автомобиля и кузове прицепа. Их назначение — давать электрический сигнал, напряжение которого пропорционально углу поворота в горизонтальной плоскости относительно первоначального положения корпуса гироскопа и, следовательно, кузова автомобиля либо прицепа. Гироскопом в каждом из этих приборов является якорь электромотора, статорная обмотка которого питается от преобразователя ПАГ-1Ф переменным трехфазным током напряжением 36 в с частотой 400 гц и создает вращающееся магнитное поле, приводящее в движение якорь. Электромотор соединен с корпусом гироскопа с помощью вертикально расположенного карданного подвеса, ось которого, в свою очередь, соединена с подвижным контактом проволочного потенциометра, являющегося датчиком угла поворота корпуса относительно гироскопа. Чувствительность потенциометрического датчика составляет 15 угловых минут. Установленное направление гироскопа меняется за 30 мин не более чем на 1°.

В приборе есть еще три вспомогательных электромотора: для установки оси гироскопа в горизонтальное положение; для корректировки увода гироскопа, вызываемого вращением земли и наличием трения в подшипниках и, наконец, для установки подвижного контакта потенциометрического датчика в заданное первоначальное положение.

Потенциометрические сопротивления ПЛ-1—1 используются в качестве датчика угла поворота рулевого колеса тягового автомобиля и датчика угла поворота дышла относительно продольной горизонтальной оси прицепа. Корпус датчика угла поворота рулевого колеса устанавливается на рулевой колонке, а ось его подвижного контакта приводится трением от рулевого вала с помощью шкива с резиновым кольцом, установленного на оси подвижного контакта.

Корпус датчика угла поворота дышла неподвижно устанавливается на вращающейся относительно рамы прицепа части поворотного круга. Причем ось подвижного контакта датчика, на которой укреплен приводной шкив, смещается относительно оси поворотного круга, а другой приводной шкив укрепляется на неподвижной относительно рамы прицепа части поворотного круга таким образом, чтобы его ось совпала с осью поворотного круга. Между шкивами натягивается капроновая нить.

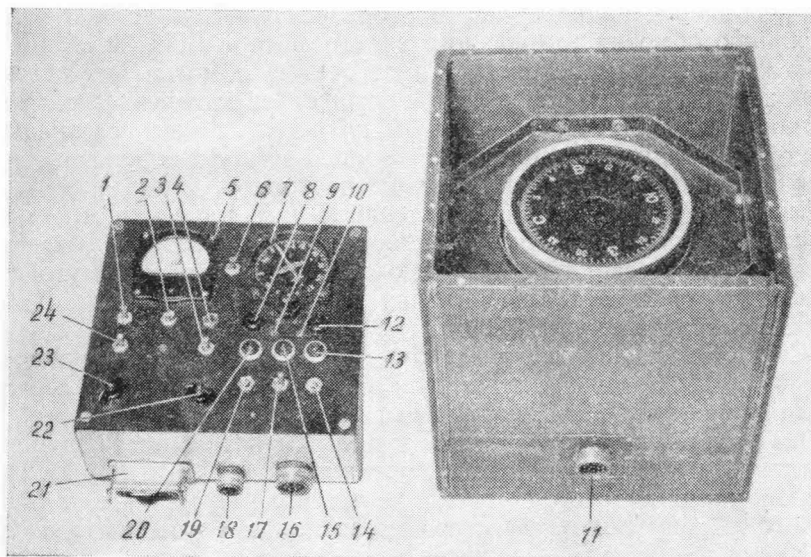


Фиг. 1. Электрическая схема комплекта измерительной и регистрирующей аппаратуры:

1 — блок пульта управления; 2 — датчик угла поворота джыла; 3, 4 и 5 — пучки проводов связи; ГПК-52 — гироскопический компас; ШО — шлейфовый осциллограф Н-700; ПАГ-1Ф — преобразователь тока; ПДК — прибор датчика курса; Ма — микроамперметр; R_1, R_2, \dots, R_{29} — постоянные сопротивления; ШП-1, ШП-2, ШП-3, ШП-4, ШП-5, ШП-6 — штепсельные разъемы.

На фиг. 1 показана электрическая схема одного блока из комплекта измерительной и регистрирующей аппаратуры.

Весь пульт состоит из двух полностью унифицированных блоков, каждый из которых предназначен для управления записью процесса изменения двух параметров: угла поворота рулевого колеса и угла поворота тягача, либо угла поворота дышла относительно оси прицепа и угла поворота прицепа. Поэтому приведенное ниже краткое описание электрической схемы относится к одному блоку, предназначенному для управления записью процесса поведения прицепа.



Фиг. 2. Внешний вид блока пульта управления записью процесса и гироскопического компаса ГПК-52 (верхняя крышка ящика, в котором закреплен прибор, снята):

1 и 4—переключатели выходных сигналов датчика угла поворота дышла и датчика гироскопического компаса со шлейфа на микроамперметр (соответственно ПК-3 и ПК-1); 2—переключатель ПК-2 микроамперметра (в измерительный мост датчика угла поворота дышла либо датчика гироскопического компаса); 3 и 24—выключатели тарировочных сопротивлений в измерительных мостах датчика угла поворота дышла и датчика гироскопического компаса (соответственно ВК-6 и ВК-5); 5—микроамперметр; 6—выключатель ВК-4 прибора ПДК; 7—прибор датчика курса ПДК; 8 и 12—кнопки К-1 и К-2 установки положения гироскопа; 9 и 10—оси проволочных сопротивлений ППЗ коррекции увода гироскопа; 11; 16; 18 и 21—штепсельные разъемы (соответственно ШР-6, ШР-1, ШР-7 и ШР-2); 13, 15 и 20—лампы контроля цепей питания датчика угла поворота дышла, гироскопического компаса и осциллографа (соответственно Л-3, Л-2 и Л-1); 14, 17 и 19—выключатели цепей питания датчика угла поворота дышла, гироскопического компаса и осциллографа (соответственно ВК-3, ВК-2 и ВК-1); 22 и 23—переключатели усиления сигналов датчика гироскопического компаса и датчика угла поворота дышла (соответственно ПР-1 и ПР-2).

Внешний вид блока пульта управления и гироскопического компаса ГПК-52 показан на фиг. 2.

В настоящей работе не было необходимости регистрировать на осциллографической ленте кривую изменения угла поворота дышла

относительно продольной оси прицепа и поэтому один из потенциометрических датчиков не использовался. Упоминается он в приведенном описании аппаратуры только потому, что блоки пульта унифицированы и аналогичный по устройству и схеме подключения датчик используется для записи изменения угла поворота рулевого колеса.

Принцип действия электрической схемы, показанной на фиг. 1, заключается в следующем:

Постоянное напряжение (24—27 в) подается на клеммы питания шлейфового осциллографа, входные клеммы преобразователя ПАГ-1Ф и клеммы потенциометрического датчика ГПК-52. Выходное переменное напряжение преобразователя (36 в) поступает в статорную обмотку трехфазного электромотора ГПК-52, якорь которого является гироскопом, и в роторные обмотки двухфазных дополнительных моторов, которые осуществляют перечисленные выше коррекции. Переменным током питается также специальное устройство пульта управления, состоящее из двух переменных проволочных сопротивлений ПП-3, конденсатора С, двух кнопок К-1 и К-2 и двух постоянных сопротивлений R_1 и R_2 и служащее для воздействия на роторные обмотки дополнительных моторов установки положения гироскопа (с помощью кнопок) и коррекции увода от вращения земли, а также наличия трения в подшипниках (с помощью сопротивлений ПП-3).

Сигнал с потенциометрического датчика ГПК-52 поступает на прибор ПДК, который служит для визуальной проверки соответствия первоначального положения гироскопа заданному курсу.

На пульте управления собраны два измерительных полумоста, состоящие соответственно из сопротивлений $R_3—R_4$ и $R_5—R_6$. Первый полумост вместе с полумостом потенциометрического датчика ГПК-52 образует измерительный мост датчика угла поворота кузова прицепа, второй — датчика угла поворота дышла.

Переключатели ПР-1 и ПР-2 дают возможность изменять усиление сигналов, снимаемых с датчиков и подаваемых либо на микроамперметр, либо на шлейфы осциллографа ШО (в зависимости от положения переключателей ПК-1 и ПК-3). Сигнал датчика угла поворота кузова прицепа поступает также на прибор ПДК, который при записи процессов на ленту осциллографа выключается с помощью ВК-4.

Назначение переключателя ПК-2 состоит в том, чтобы включать микроамперметр поочередно в один из названных полумостов.

Постоянные сопротивления R_7 и R_8 служат для создания разбаланса в измерительных мостах, что необходимо для определения масштаба кривых изменения углов на ленте осциллографа. Лампы Л-1, Л-2 и Л-3 предназначены для контроля цепей питания осциллографа, гироскопического компаса и датчика угла поворота дышла.

Ниже приводится пример, подтверждающий возможность применения описанного способа определения управляемости для оценки автопоездов различных конструкций.

Автопоезд 1 серийного производства сравнивался с автопоездом 2, двухосный прицеп которого имел увеличенную на 20% грузоподъемность и несколько уменьшенную базу. Оба прицепа буксировались одним и тем же тягачом. Конструкции поворотных и тягово-сцепных устройств были выполнены аналогично, хотя и имели незначительные различия. Испытания проводились при двух весовых состояниях автопоездов: с нагрузкой, соответствующей номинальной грузоподъемности, и при загруженном тягаче и порожнем прицепе. Кроме того, было произведено сравнение названных автопоездов с экспериментальным автопоездом 3, снабженным малозазорной сцепкой (при номинальной нагрузке тягача и прицепа).

В табл. 1 приведены полученные в результате проведенных испытаний показатели и оценочные параметры управляемости автопоездов при движении с различными скоростями. Параметры $h_{ср}$, полученные только для автопоездов 1 и 2, в табл. 1 не даны, а обозначены непосредственно на графиках статистической функции распределения амплитуд поперечных колебаний (фиг. 3).

Для того, чтобы можно было получить представление о влиянии прицепа на управляемость тягача, в табл. 2 помещены показатели управляемости двух одиночных автомобилей А и Б, первый из которых использовался как тягач в составе автопоездов 1 и 2, а второй являлся тягачом автопоезда 3.

Еще более отчетливо различие в интенсивности бокового смещения тягача и одиночного автомобиля видно из разностей $v_{i_{от}} - v_{i_0}$, значения которых приведены в табл. 3.

Различие в характере работы водителя рулевым колесом одиночного автомобиля и тягача, движущегося в составе автопоезда, можно увидеть из фиг. 4, на которой приведен график изменения ω_x автомобиля А, а также ω_{x_T} тягачей 1, 2, 3. Кроме того, график фиг. 4 дает наглядное представление об отличиях сравниваемых конструкций с точки зрения необходимой интенсивности работы рулевым колесом и о влиянии на нее скорости движения автопоезда.

Анализ таблиц и графиков, приведенных в данной статье, позволяет установить ряд следующих особенностей сравниваемых автопоездов.

Во всем диапазоне скоростей движения тягач автопоездов 1 и 2, как правило, проходит мерный участок дороги с более высокой средней скоростью бокового смещения, чем одиночный автомобиль А. Причем, разность $v_{i_{от}} - v_{i_0}$ возрастает с увеличением скорости движения до некоторой величины, которая для рассматриваемых автопоездов составляет примерно 70—72 км/ч. При дальнейшем увеличении скорости она обычно уменьшается и даже может достигнуть отрицательного значения (см. табл. 3). Исключение составляет лишь автопоезд 2 с порожним прицепом, тягач которого по сравнению с одиночным автомобилем смещается вбок тем интенсивней, чем выше скорость движения.

**ПОКАЗАТЕЛИ И ОЦЕНОЧНЫЕ ПАРАМЕТРЫ УПРАВЛЯЕМОСТИ
АСФАЛЬТИРОВАННОМУ ШОССЕ**

Модель автопоезда	50 (60) км/ч						$\alpha_{от}$ град
	$\alpha_{от}$ град	ω_{a_T} град/сек	$\gamma_{от}$ град	$v_{\gamma_{от}}$ км/ч	γ_{opr} град	$v_{\gamma_{opr}}$ км/ч	
Автопоезд 1 с груженым прицепом	1,232	$3,43 \cdot 10^{-2}$	0,124	0,217	0,147	0,256	1,843
Автопоезд 2 с груженым прицепом	2,102	$5,83 \cdot 10^{-2}$	0,127	0,221	0,161	0,280	2,297
Автопоезд 3 с груженым прицепом	1,318	$3,66 \cdot 10^{-2}$	0,098	0,172	0,126	0,220	1,160
Автопоезд 1 с порожним прицепом	1,615	$5,38 \cdot 10^{-2}$	0,117	0,244	0,133	0,280	1,957
Автопоезд 2 с порожним прицепом	1,980	$6,59 \cdot 10^{-2}$	0,114	0,238	0,121	0,254	2,159

Примечание. Значения скоростей, заключенные в скобки, относятся к

Почти при всех скоростях движения лучшие показатели способности держать заданное направление движения имеет тягач в составе автопоезда с порожним прицепом 2, затем тягач с порожним прицепом 1 и далее тягачи, буксирующие груженные прицепы 1 и 2. При предельно возможной скорости движения (75—80 км/ч) тягач автопоезда 1 в любом из весовых состояний лучше сохраняет прямолинейное направление, чем тягач автопоезда 2.

**ПОКАЗАТЕЛИ И ОЦЕНОЧНЫЕ ПАРАМЕТРЫ УПРАВЛЯЕМОСТИ
ПО СУХОМУ АСФАЛЬТИРОВАННОМУ ШОССЕ**

Модель автомобиля	50 км/ч			
	α_0 град	ω_x град/сек	γ_0 град	v_{γ_0} км/ч
Автомобиль А	1,292	$3,59 \cdot 10^{-2}$	0,113	0,198
Автомобиль Б	—	—	—	—

Сами прицепы во всем диапазоне рабочих скоростей (от 50 км/ч до максимальной) занимают места в таком же порядке: при отсутствии нагрузки интенсивность бокового смещения прицепов меньше, чем при наличии нагрузки, причем из двух порожних прицепов лучше сохраняет курсовое направление прицеп 2, а в нагруженном состоянии меньшие значения $v_{\gamma_{opr}}$ имеет прицеп 1.

Таблица 1

**АВТОПЕЕЗДОВ ПРИ ПРЯМОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ ПО СУХОМУ
С РАЗЛИЧНЫМИ СКОРОСТЯМИ**

65 (70) км/ч					75 (80) км/ч					
ω_{α_T} град/сек	$\gamma_{от}$ град	$v_{\gamma_{от}}$ км/ч	$\gamma_{опр}$ град	$v_{\gamma_{опр}}$ км/ч	$\alpha_{от}$ град	ω_{α_T} град/сек	$\gamma_{от}$ град	$v_{\gamma_{от}}$ км/ч	$\gamma_{опр}$ град	$v_{\gamma_{опр}}$ км/ч
$6,64 \cdot 10^{-2}$	0,119	0,270	0,158	0,357	1,882	$7,80 \cdot 10^{-2}$	0,091	0,238	0,164	0,428
$8,27 \cdot 10^{-2}$	0,119	0,270	0,183	0,417	2,076	$8,65 \cdot 10^{-2}$	0,109	0,286	0,162	0,425
$4,18 \cdot 10^{-2}$	0,108	0,246	0,114	0,260	—	—	—	—	—	—
$7,62 \cdot 10^{-2}$	0,110	0,269	0,142	0,348	1,865	$8,27 \cdot 10^{-2}$	0,098	0,274	0,159	0,445
$8,40 \cdot 10^{-2}$	0,108	0,264	0,128	0,312	2,143	$9,52 \cdot 10^{-2}$	0,106	0,297	0,130	0,362

автопоездам, которые испытывались с порожним прицепом.

Вообще для автопоезда с прицепом 2 характерно более ошутимое ухудшение управляемости при загрузке прицепа по сравнению с порожним.

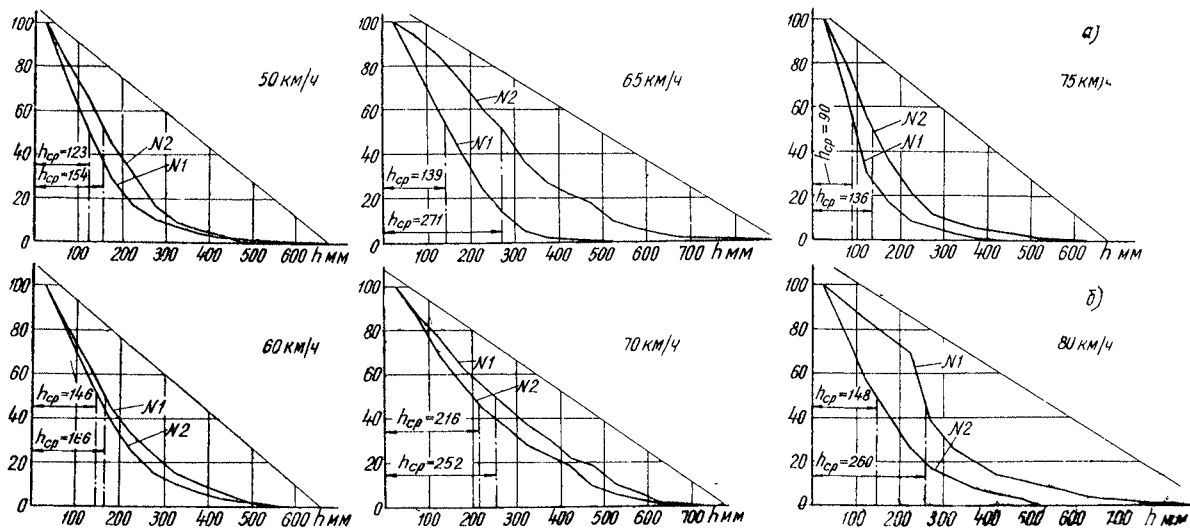
Так как автопоезда 1 и 2 близки по размерам и массам их звеньев, то закономерность распределения мест, установленная с помощью параметра $v_{\gamma_{опр}}$, не нарушается и при оценке автопоезда по параметру $h_{ср}$, и по графику статистической функции распре-

Таблица 2

**ГРУЖЕННЫХ ОДИНОЧНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ПРИ ДВИЖЕНИИ
С РАЗЛИЧНЫМИ СКОРОСТЯМИ**

65 км/ч				80 км/ч			
α_0 град	ω_{α} град/сек	γ_0 град	v_{γ_0} км/ч	α_0 град	ω_{α} град/сек	γ_0 град	v_{γ_0} км/ч
1,951	$7,02 \cdot 10^{-2}$	0,115	0,238	1,930	$8,70 \cdot 10^{-2}$	0,091	0,268
—	—	—	—	1,171	$5,20 \cdot 10^{-2}$	0,110	0,307

деления h_i : при буксировке порожних прицепов меньшие значения $h_{ср}$ имеет автопоезд 2 и ломаная линия на графике функции распределения у него проходит ниже и имеет больший наклон к оси абсцисс, чем у автопоезда 1, а если оба звена автопоезда загружены, то меньшие значения амплитуд поперечных колебаний и лучший характер графиков наблюдается у автопоезда 1 (см. фиг. 3). Сле-



Фиг. 3. Графики статистической функции распределения амплитуд поперечных колебаний прицепов с грузом (а) и без груза (б) при различных скоростях движения.

Таблица 3

Значения $v_{\gamma_{от}} - v_{\gamma_0}$ км/ч, оценивающие влияние прицепа на управляемость тягача при различных скоростях движения

Модель автопоезда	50 (60) км/ч	65 (70) км/ч	75 (80) км/ч
Автопоезд 1 с груженым прицепом	0,019	0,032	-0,020
Автопоезд 2 с груженым прицепом	0,023	0,032	0,028
Автопоезд 1 с порожним прицепом	0,017	0,021	0,006
Автопоезд 2 с порожним прицепом	0,011	0,016	0,029

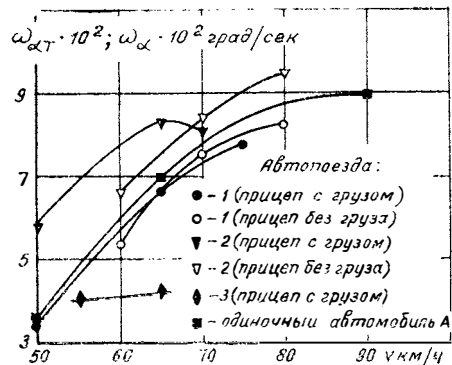
Примечание. Значения скоростей, заключенные в скобки, относятся к автопоездам, которые испытывались с порожним прицепом.

дует отметить различие поведения автопоездов 1 и 2 и экспериментального автопоезда 3 с малозазорной сцепкой: оценочные показатели его тягача и прицепа ($v_{\gamma_{от}}$ и $v_{\gamma_{опр}}$) существенно лучше, чем соответствующие показатели тягового автомобиля и прицепов поездов 1 и 2.

Для автопоезда 3 характерны также лучшие значения параметра ω_{α} , оценивающего затраты труда водителя на поддержание его на заданном курсе (см. фиг. 4).

Рассмотренные в настоящей работе оценочные параметры позволяют сравнивать между собой различные автопоезда, а также выявлять влияние отдельных конструктивных и эксплуатационных параметров автопоезда на его управляемость (например, соотношения давления в шинах передних и задних колес прицепа, конструкции сцепки, зазоров в поворотном устройстве либо в приводе управляемых колес прицепа, схода и углов установки управляемых колес прицепа и т. д.).

Описанный способ определения оценочных параметров управляемости автопоездов может быть в дальнейшем использован для создания метода объективной экспериментальной оценки их управляемости.



Фиг. 4 Кривые изменения ω_{α_T} и ω_{α} в зависимости от скорости движения

О РАСЧЕТЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ СОПРОТИВЛЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ АМОРТИЗАТОРОВ ПРИ НАЛИЧИИ В ПОДВЕСКЕ СУХОГО ТРЕНИЯ

Вынужденные колебания механических систем, демпфируемые сухим и вязким трением, наблюдаются в практике очень часто. Например, на современном автомобиле можно насчитать более пяти таких узлов (подвеска колес, двигателя, сиденья, рулевое управление, рейка дизельного топливного насоса, буксирное устройство). В связи с этим возникает вопрос о расчете, позволяющем оценить долю влияния на вынужденные колебания того или иного трения при их совместном действии. В ряде работ предлагается приближенное решение данной задачи в предположении, что при действии постоянной силы трения происходит такое же движение, как и при вязком сопротивлении. Поэтому постоянную силу трения заменяют эквивалентным вязким сопротивлением, чтобы рассеиваемая за цикл энергия колебаний была бы в обоих случаях одинаковой. В то же время существует точное решение рассматриваемой задачи, проведенное в свое время Ден-Гартогом [6]. Это решение дано в виде достаточно простой формулы и иллюстрируется амплитудно-частотными характеристиками, наглядно показывающими влияние сухого и вязкого трения на вынужденные колебания одномассовой системы.

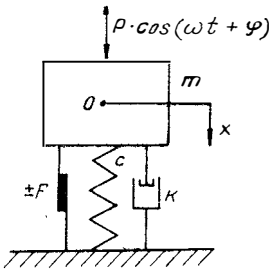
В настоящей статье автор считает целесообразным ознакомить читателей с решением Ден-Гартога и определить возможные области его применения.

Рассмотрим систему, показанную на фиг. 1.

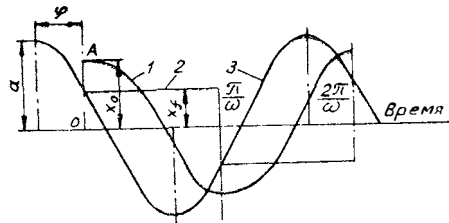
Масса m опирается на пружину постоянной жесткости c . В системе действуют сухое трение движения F , не зависящее от скорости, и гидравлический амортизатор с постоянным коэффициентом сопротивления k , одинаковым как при ходе массы m вверх, так и при ходе вниз. Масса m совершает вынужденные вертикальные колебания относительно своего положения равновесия (точка 0) под воздействием периодически изменяющейся возму-

шающей силы $P \cos(\omega t + \varphi)$. Через некоторое время после начала колебательного движения оно будет установившимся.

На фиг. 2 это движение показано в развернутом виде по времени. Все кривые фиг. 2 в определенных масштабах выражают изменения сил, действующих на массу m . Так, кривая перемещений может рассматриваться как кривая, представляющая силу пружины, поскольку эта сила в c раз больше перемещения или деформации пружины. Сила сухого трения показана ломаной кривой, меняющей свое направление в моменты изменения направления движения массы. Следует отметить, что как в верхнем, так и нижнем крайних положениях массы m не показано резкое, скачкообразное изменение кривой перемещений, которое на самом деле имеет место из-за скачкообразного изменения направления силы сухого трения.



Фиг. 1. Схема одномассовой колебательной системы с действующими в ней сухим и вязким трением.



Фиг. 2. Движение массы m в развертке по времени:
1 — перемещения массы m ; 2 — сухое трение;
3 — возмущающая сила.

Рассмотрим полное исследование колебаний системы фиг. 1, осуществленное Ден-Гартогом [6].

Дифференциальное уравнение движения массы m по фиг. 1 имеет вид:

$$m\ddot{x} + k\dot{x} \pm F + cx = P \cos(\omega t + \varphi). \quad (1)$$

В этом уравнении знак «плюс» перед силой F берется тогда, когда масса движется в положительном направлении оси x и наоборот. В течение половины цикла движения, когда $0 < t < \frac{\pi}{\omega}$, по фиг. 2 скорость всегда отрицательна, поэтому в уравнении (1) сила берется со знаком «минус».

Введем следующие обозначения:

$\frac{P}{c} = a$ — отклонение массы m от положения равновесия при статическом действии возмущающей силы;

$\frac{F}{c} = x_f$ — зона застоя;

$\frac{c}{m} = \omega_c^2$ — квадрат частоты собственных колебаний системы;

$$\frac{k}{2m} = h, \quad (2)$$

где h — коэффициент затухания колебаний системы под воздействием амортизатора:

$$\frac{h}{\omega_c} = \psi. \quad (3)$$

Здесь ψ — коэффициент аperiodичности.

Подставляя в отношение (3) вместо h его значение из равенства (2), получаем общезвестное выражение

$$\psi = \frac{k}{2m\omega_c}, \quad (4)$$

наиболее полно отражающее связь между коэффициентом сопротивления амортизатора и колебательными параметрами системы с одной степенью свободы.

Подставляя принятые обозначения в уравнение (1), получим:

$$\ddot{x} + 2h\dot{x} + \omega_c^2(x - x_f) = a\omega_c^2 \cos(\omega t + \varphi). \quad (5)$$

Общий, а вместе с тем и второй интеграл уравнения (5), как известно, равен:

$$x = e^{-\psi\omega_c t} [C_1 \cos pt + C_2 \sin pt] + \frac{a}{q} \sin(\omega t + \varepsilon) + x_f, \quad (6)$$

где $p = \sqrt{\omega_c^2 - h^2} = \omega_c \sqrt{1 - \psi^2}$ — частота собственных колебаний системы при наличии вязкого сопротивления;

$q = \sqrt{\left(\frac{1}{V}\right)^2 + \left(\frac{2\psi}{\beta}\right)^2}$ — обратная частотная функция с вязким сопротивлением;

$V = \frac{\beta^2}{\beta^2 - 1}$ — частотная функция без демпфирования;

$\beta = \frac{\omega}{\omega_c}$ — отношение частот вынужденных и собственных колебаний.

Угол ε сдвига фаз определяется из выражения

$$\operatorname{tg}(\varphi - \varepsilon) = \frac{k\omega}{c - m\omega^2} = \frac{2V}{\beta} \psi. \quad (7)$$

Условия установившегося движения (см. фиг. 2) требуют полного удовлетворения следующих граничных условий:

$$\left. \begin{aligned} t = 0; x = x_0; \dot{x} = 0; \\ t = \frac{\pi}{\omega}; x = -x_0; \dot{x} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Здесь — четыре условия, а общее решение уравнения (6) содержит только две постоянных интегрирования. Два лишних уравнения могут быть использованы для определения неизвестных величин x_0 и φ , т. е. амплитуды и фазового угла. Постоянные C_1 и C определяются посредством двух условий (8) при $t=0$.

Тогда

$$\begin{aligned} x = e^{-\psi\omega ct} \left[(x_0 - x_f) \cos pt - \frac{a}{q} \cos \varepsilon \cos pt + \right. \\ \left. + \frac{c}{2pm} (x_0 - x_f) \sin pt - \frac{ac}{2pqm} \cos \varepsilon \sin pt + \right. \\ \left. + \frac{a\omega}{pq} \sin \varepsilon \sin pt \right] + \frac{a}{q} \cos(\omega t + \varepsilon) + x_f. \end{aligned} \quad (9)$$

Два условия при $t = \frac{\pi}{\omega}$ можно написать в форме:

$$\left. \begin{aligned} A \cos \varepsilon + B \sin \varepsilon + C = 0; \\ P \cos \varepsilon + Q \sin \varepsilon + R = 0, \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

где
$$A = -\frac{a}{q} e^{-\pi\psi} \cos \frac{p\pi}{\omega} - \frac{ah}{pq} e^{-\pi\psi} \sin \frac{p\pi}{\omega} - \frac{a}{q};$$

$$B = \frac{a\omega}{pq} e^{-\pi\psi} \sin \frac{p\pi}{\omega};$$

$$C = (x_0 - x_f) e^{-\pi\psi} \cos \frac{p\pi}{\omega} + \frac{h}{p} (x_f - x_0) e^{-\pi\psi} \sin \frac{p\pi}{\omega} + x_f + x_0;$$

$$P = \frac{a}{q} e^{-\pi\psi} \sin \frac{p\pi}{\omega} \left(\frac{h^2}{p} + p \right);$$

$$Q = \frac{a\omega}{q} \left(1 + e^{-\pi\psi} \cos \frac{p\pi}{\omega} - \frac{h}{p} e^{-\pi\psi} \sin \frac{p\pi}{\omega} \right);$$

$$R = -(x_0 - x_f) e^{-\pi\psi} \sin \frac{p\pi}{\omega} \left(\frac{h^2}{p} + p \right).$$

Из условий (10) выводим равенства:

$$\sin \varepsilon = \frac{CP - AR}{AQ - BP} \quad \text{и} \quad \cos \varepsilon = \frac{BR - CQ}{AQ - BP}.$$

Подставляя только что полученные значения A , B , C и др. в эти равенства, получаем:

$$\sin \varepsilon = -qH \frac{x_f}{a} \cos \varepsilon = q \left(\frac{x_0}{a} + N \frac{x_f}{a} \right), \quad (11)$$

где N и H — функции, не зависящие от сухого трения и равные:

$$\left. \begin{aligned} N &= \frac{\operatorname{Sh}(\beta\pi\psi) - \sqrt{\frac{\psi}{1-\psi^2}} \sin \beta\pi \sqrt{1-\psi^2}}{\operatorname{Ch}(\beta\pi\psi) + \cos \beta\pi \sqrt{1-\psi^2}}; \\ H &= \frac{\beta}{\sqrt{1-\psi^2}} \cdot \frac{\sin \beta\pi \sqrt{1-\psi^2}}{\operatorname{Ch}(\beta\pi\psi) + \cos \beta\pi \sqrt{1-\psi^2}}. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Исключая ε из уравнения (11), получаем:

$$\lambda = \frac{x_0}{a} = -N \frac{x_f}{a} + \sqrt{\frac{1}{q^2} - H^2 \left(\frac{x_f}{a} \right)^2}. \quad (13)$$

Это уравнение является выражением коэффициента λ динамичности и может применяться как для колебаний без демпфирования, так и для колебаний, демпфируемых сухим и вязким трением.

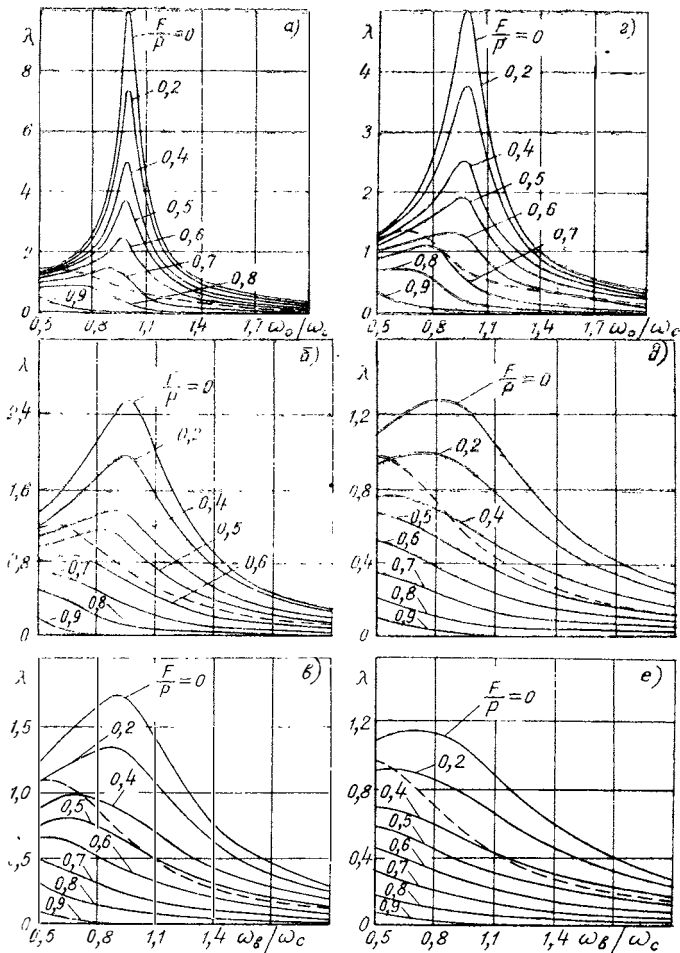
Если в системе действует только сухое трение и $\psi = 0$, то $N = 0$, $H = \frac{\beta \sin \beta\pi}{1 + \cos \beta\pi}$, а $\frac{1}{q} = V$. В этом случае выражение для коэффициента динамичности упрощается, приобретая вид:

$$\lambda = \frac{x_0}{a} = \sqrt{V^2 - H^2 \left(\frac{x_f}{a} \right)^2}. \quad (14)$$

По формуле (14) Ден-Гартогом были рассчитаны и построены амплитудно-частотные характеристики при действии в системе только сухого трения, а по формуле (13) — при совместном действии сухого и вязкого трения и коэффициентами аперидичности $\psi = 0,05 \div 0,50$. Первая характеристика достаточно подробно рассмотрена Ден-Гартогом в работе [1]. Характеристики же при $\psi = 0,05 \div 0,50$, представляющие собой семейства кривых, построенных при различном сухом трении движения F , выраженном относительной величиной $\frac{F}{P}$, где P — величина возмущающей силы, приведены на фиг. 3.

На характеристиках фиг. 3 штриховые линии являются нижними границами действительности решений уравнения (13), кривые же ниже штриховой линии строились Ден-Гартогом по другому уравнению, с учетом так называемых остановок массы m в течение полупериода [6].

Согласно работе [1] в случае действия в системе одного сухого трения, величина которого $F \leq 0,785P$, вынужденные резонансные



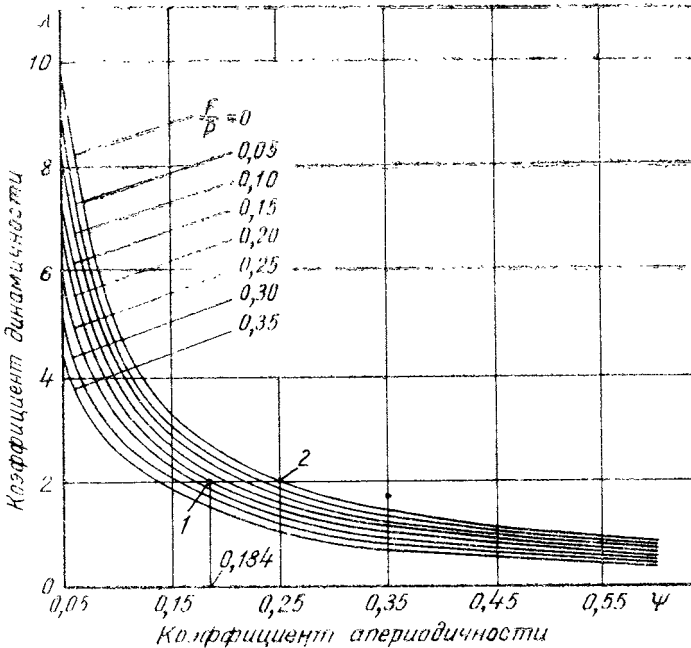
Фиг. 3. Амплитудно-частотные характеристики одномассовой системы при действии в ней сухого и вязкого трения: при коэффициенте аperiodичности $\psi=0.05$ (а); $\psi=0.20$ (б); $\psi=0.30$ (в); $\psi=0.10$ (г); $\psi=0.40$ (д) и $\psi=0.50$ (е). (Здесь λ — коэффициент динамичности; ω — частота возмущающей силы P ; ω_c — частота собственных колебаний системы; F — сила сухого трения движения; P — возмущающая сила).

колебания должны совершаться с бесконечно большими амплитудами.

Иное наблюдается при комбинированном трении. Во-первых, одно вязкое трение (верхние кривые графиков фиг. 3) не дает развиваться резонансным амплитудам до бесконечности. Так, при $\psi=0,05$ $\lambda=10$; при $\psi=0,2$ $\lambda=2,5$ и при $\psi=0,5$ $\lambda=1,15$. Во вторых, сухое трение помогает уменьшать амплитуды. Например, сила трения $F=0,2P$ уменьшает максимальные (резонансные)

коэффициенты динамичности графиков фиг. 3 соответственно с 10,0 до 7,5 (25%), с 2,5 до 1,8 (28%) и с 1,15 до 0,92 (20%).

Из анализа графиков фиг. 3 следует, что при действии в колебательной системе комбинированного трения довольно легко оценить влияние сухого и вязкостного трения в отдельности. Можно, например, решить задачу выбора необходимого коэффициента сопротивления гидравлического амортизатора по формуле (4) для той или иной системы, если известна величина сухого трения, действующего в ней, и т. д.



Фиг. 4. График зависимости коэффициентов динамичности λ от коэффициентов аperiodичности ψ (здесь F — сила трения движения; P — возмущающая сила).

Для выявления непосредственной связи между силой сухого трения и коэффициентами аperiodичности по графикам фиг. 3 автором построен график фиг. 4, отражающий зависимость максимальных (резонансных) значений коэффициента динамичности от коэффициентов аperiodичности при различном сухом трении. Точки для $\psi = 0,6$, а также для относительного трения в 5, 10, 15, 25 и 30% получены автором по формуле (13).

График фиг. 4 показывает, что особенно сильное гашение колебаний происходит при увеличении коэффициента аperiodичности от минимальной величины до значения $\psi = 0,25$. При дейст-

вии одного вязкого трения λ уменьшается с 10 до 2. В этом отношении он хорошо согласуется с графиком фиг. 5 [7] зависимости от коэффициента аperiodичности относительного поглощения энергии за один период свободных затухающих колебаний системы с одной степенью свободы.

Из фиг. 5 видно, что если в системе действует амортизатор двухстороннего действия с симметричной характеристикой, то уже при $\psi = 0,25$ он поглощает за период 95% энергии колебаний, имевшейся в системе перед этим периодом. Амортизатор же одностороннего действия поглощает это количество энергии при $\psi = 0,45$.

Используя график фиг. 4, можно достаточно просто оценить долю участия каждого трения в обеспечении требуемого коэффициента аperiodичности. В качестве примера определим коэффициент аperiodичности, который должен обеспечиваться амортизатором в одно-массовой системе, если дано, что вес массы (m) $G=200$ кг, $x_{ст} = 2$ см, сила сухого трения движения F постоянна и равна 10 кг. Масса совершает вынужденные резонансные колебания с амплитудой $A=1$ см и коэффициентом динамичности $\lambda = 2$.

Решим задачу для случая, когда возмущающая сила P известна и равна, например, 50 кг. Если бы сухого трения не было, то по графику фиг. 4 при $\lambda = 2$ коэффициент аperiodичности $\psi = 0,25$ (точка 2), и он должен полностью обеспечиваться амортизатором. При наличии относительного трения $\frac{F}{P} = \frac{10}{50} = 0,2$ $\psi = 0,184$ (точка 1). Таким образом, за счет сухого трения коэффициент аperiodичности, требуемый от амортизатора, уменьшился на $0,25 - 0,184 = 0,066$, или примерно на 26%.

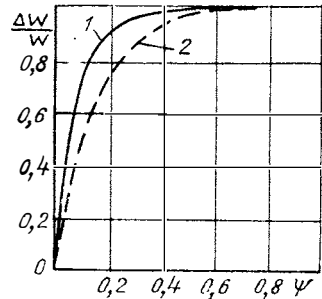
Если возмущающая сила неизвестна, ее можно определить по весу G , имея в виду, что $\frac{G}{c} = x_{ст}$ и $\frac{P}{c} = a$.

Разделив второе выражение на первое, получим:

$$P = \frac{a}{x_{ст}} G.$$

Так как $a = \frac{A}{\lambda}$, то

$$P = \frac{A}{x_{ст}\lambda} G. \quad (15)$$



Фиг. 5. Относительное поглощение амортизатором энергии затухающих колебаний в зависимости от коэффициента аperiodичности ψ :

1 и 2 — соответственно односторонний и двухсторонний амортизаторы; w — запасенная и Δw — поглощенная энергия за колебание.

В нашем случае $P = \frac{1}{2 \cdot 2} 200 = 50 \text{ кг}$.

Теперь определим коэффициент сопротивления по формуле (4)

$$k = 2m \omega_c \psi, \quad (16)$$

где
$$m = \frac{G}{g} = \frac{200}{981} = 0,204 \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{см},$$

$$\omega_c = \sqrt{\frac{c}{m}}.$$

Так как $c = \frac{G}{x_{cr}}$, то

$$\omega_c = \sqrt{\frac{Gg}{x_{cr} G}} = \sqrt{\frac{g}{x_{cr}}}.$$

В нашем случае $x_{cr} = 2 \text{ см}$, тогда

$$\omega_c = \sqrt{\frac{981}{2}} = \sqrt{490,5} = 22,2 \text{ }^1/\text{сек}.$$

Окончательно $k = 2 \cdot 0,204 \cdot 22,2 \cdot 0,184 = 1,67 \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{см}$.

Возвращаясь к графикам фиг. 3, можно отметить одну особенность: комбинированное трение более существенно сдвигает максимальные значения $\dot{\lambda}$ в сторону меньшего значения частот возмущающей силы по сравнению со сдвигом под влиянием только вязкого трения [4].

Учитывать сухое трение при расчете коэффициентов сопротивления амортизаторов следует только в тех случаях, когда амплитуда вынужденных колебаний постоянна, а также постоянна сила трения и когда она поддается точному количественному определению. На автомобиле примерно в таких условиях колеблются двигатель и привод топливного насоса. В остальных случаях амплитуда колебаний и сила трения значительно меняются, из-за чего учет сухого трения становится практически невозможным. Для подтверждения сказанного проанализируем равенство $\psi^a = \psi - \psi^T$ [2], где $\psi = 0,25$, а ψ^a и ψ^T — коэффициенты аперриодичности, обеспечиваемые амортизатором и сухим трением:

$$\psi^a = 0,25 - \psi^T. \quad (17)$$

Согласно работе [1] для резонансных колебаний подвески

$$\psi^T = \frac{4F}{\pi \omega_c x_0}. \quad (18)$$

В том случае, когда частота ω_c собственных колебаний подвески постоянна, величина ψ^T прямо пропорциональна силе F и обратно пропорциональна амплитуде x_0 .

Сила сухого трения покоя крайне непостоянна: в зависимости от состояния подвески она может увеличиваться в несколько раз. Например, сухое трение покоя в подвесках автомобилей «Москвич-402» и «Москвич-407», определенное рядом исследователей, колебалось в следующих пределах: в передних подвесках от 18 до 55 кГ, в задних — от 33 до 85 кГ (табл. 1). Аналогичное явление наблюдается и в подвесках грузовых автомобилей. Например, сухое трение покоя в новой передней подвеске автомобиля ЗИЛ-130 не превышает 110 кГ, а после некоторой эксплуатации может доходить до 460 кГ.

Таблица 1

Сила сухого трения в подвесках автомобилей «Москвич-402» и «Москвич-407», определенная при статических тарировках

По исследованиям	Автомобиль	Год выпуска автомобиля	Сила сухого трения покоя в подвеске, кГ	
			в передней	в задней
И. Б. Скнидера	„Москвич-402**“	1953	25	33—38
А. А. Тихонова	„Москвич-402“	1956	33	85
Я. М. Певзнера и др. (журн. «Автомобильная промышленность», 1959, № 8)	То же	1957	33	50
В. К. Вахламова, А. И. Бучина (журн. «Автомобильная промышленность», 1965, № 4)	„Москвич-407“	1963	55	73
Г. Г. Гридасова	То же	1964	18	60

* Опытный образец.

Сила сухого трения движения — также величина непостоянная и зависит от коэффициента трения движения. Последний может быть меньше коэффициента трения покоя в 1,5—2,0 раза [3].

Таким образом, величина коэффициента апериодичности, обеспечиваемая амортизатором, должна изменяться в таких же широких пределах, как и сухое трение. Определяя ψ^a по уравнению (16), а ψ^r — по формуле (17), можно прийти до $\psi^a = 0$, т. е. до отрицания надобности амортизатора. Однако известно, что это не так. Было время, когда обходились без гидравлических амортизаторов. При этом гашение колебаний осуществлялось сухим трением в подвесках (преимущественно на полуэллиптических листовых рессорах) и при помощи фрикционных амортизаторов. Сухое трение в подвесках, несмотря на их длительное развитие, до сих пор достаточно велико, однако, несмотря на это, гидравлические амортизаторы получили широкое распространение, объясняемое, с одной стороны, непрерывным уменьшением жесткости подвесок, а с другой, ростом скоростей движения автомобилей. Если автомобиль на жесткой подвеске сравнительно медленно движется даже

ВЕЛИЧИНЫ СИЛ СУХОГО ТРЕНИЯ ПОКОЯ И КОЭФФИЦИЕНТОВ ВЫПУСКА

№ п/п	Модель автомобиля и страна	Год выпуска	Вес автомобиля с полной нагрузкой, кг	Передняя подвеска				
				Тип подвески	Тип аморти- затора	Сухое трение в под- веске полностью гру- женого автомобиля, кг	Коэффи- циент	
							отбоя	
							негруженого автомобиля	с полной нагрузкой
1	Фиат-600 (Италия)	1958	907	Независимая на попереч- ной рессоре	Телеско- пичес- кий	40	0,200	0,24
2	Форд «Кон- сул» (Анг- лия)	1951	1076	Независимая рычажно- свечная	Телеско- пичес- кий, встроен- ный	25	0,450	0,42
3	Моррис-Ми- нор (Анг- лия)	1951	1099	Независимая на продоль- ных торсио- нах	Рычаж- ный	8	0,310	0,27
4	Фольксваген лимузин (ФРГ)	1958	1110	Независимая на попереч- ных торсио- нах	Телеско- пичес- кий	32	0,510	0,35
5	Фиат-600 «Мультипла» (Италия)	1958	1165	Независимая рычажно- пружинная	То же	20	0,380	0,27
6	Фиат «При- мула» (Ита- лия)	1966	1180	Независимая на попереч- ной рессоре	»	42	—	0,14
7	Пежо-204 (Франция)	1966	1185	Независимая рычажно- свечная	Телеско- пичес- кий, встроен- ный	32	—	—
8	Фиат-124 (Италия)	1966	1200	Независимая рычажно- пружинная	Телеско- пичес- кий	27	0,300	0,27
9	Опель «Олим- пия» (ФРГ)	1951	1222	То же	Рычаж- ный	10	0,260	0,25

**АПЕРИОДИЧНОСТИ В ПОДВЕСКАХ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ
1949—1966 гг.**

коэффициент аперидичности сжатия		Задняя подвеска							Коэффициент аперидичности (средний на автомобиль)	
негруженого автомобиля	с полной нагрузкой	Тип подвески	Тип амортизатора	Сухое трение в подвеске полностью груженого автомобиля, кг	Коэффициент аперидичности				негруженого автомобиля	с полной нагрузкой
					отбоя		сжатия			
					негруженого автомобиля	с полной нагрузкой	негруженого автомобиля	с полной нагрузкой		
0,040	0,030	Независимая рычажно-пружинная	Телескопический	28	0,58	0,43	0,050	0,040	0,25	0,19
0,270	0,250	Полуэллиптические рессоры	Рычажный	30	0,69	0,57	0,490	0,400	0,48	0,41
0,310	0,270	То же	То же	23	0,29	0,22	0,290	0,220	0,30	0,25
0,040	0,030	Независимая на поперечных торсионах	Телескопический	32	0,97	0,83	0,160	0,140	0,40	0,34
0,020	0,0160	Независимая рычажно-пружинная	То же	27	0,41	0,35	0,018	0,015	0,21	0,16
—	0,030	Полуэллиптические рессоры	»	32	—	0,36	—	0,060	—	0,15
—	—	Независимая рычажно-пружинная	»	24	—	0,79	—	0,600	—	—
0,022	0,019	Зависимая пружинная	»	6	0,97	0,76	0,050	0,040	0,33	0,27
0,260	0,250	Полуэллиптические рессоры	Рычажный	30	0,22	0,17	0,220	0,170	0,24	0,21

№ п/п	Модель автомобиля и страна	Год выпуска	Вес автомобиля с полной нагрузкой, кг	Передняя подвеска				
				Тип подвески	Тип аморти- затора	Сухое трение в под- веске полностью гру- женого автомобиля, кг	Кoeffи- апериио-	
							отбоя	
							негруженого автомобиля	с полной нагрузкой
10	Шкода-440 (ЧССР)	1957	1230	Независимая на попереч- ной рессоре	Рычаж- ный	50	0,330	0,30
11	Хиллман- Минкс (Англия)	1950	1253	Независимая рычажно- пружинная	То же	20	0,560	0,50
12	Пежо-203 (Франция)	1950	1276	Независимая рессорно-ры- чажная	»	35	0,260	0,23
13	Рено-16 (Франция)	1966	1285	Независимая на продоль- ных торсио- нах	Телеско- пичес- кий	18	—	0,39
14	«Москвич-407» (СССР)	1964	1290	Независимая рычажно- пружинная	То же	25	0,360	0,31
15	Остин-А40 (Англия)	1951	1291	То же	Рычаж- ный	25	0,240	0,22
16	Джоветт- Джавеллин (Англия)	1951	1320	Независимая на продоль- ных торсио- нах	Телеско- пичес- кий	35	0,410	0,35
17	Фиат-1400 (Италия)	1951	1423	Независимая рычажно- пружинная	То же	25	0,220	0,21
18	Воксхолл «Креста» (Англия)	1959	1650	То же	»	25	0,300	0,28
19	Фиат-2100 (Италия)	1959	1695	»	»	40	0,330	0,30
20	«Волга» (СССР)	1965	1885	»	»	25	0,200	0,18
21	«Победа» (СССР)	1956	1845	»	Рычаж- ный	17	0,290	0,27

цент дичности		Задняя подвеска								Коэффициент аперидично- сти (средний на автомо- биль)	
		Тип подвески	Тип аморти- затора	Сухое трение в под- веске полностью гру- женого автомобиля, кг	Коэффициент апе- риодичности						
					отбоя		сжатия				
негруженого автомобиля	с полной нагрузкой			негруженого автомобиля	с полной нагрузкой	негруженого автомобиля	с полной нагрузкой	негруженого автомобиля	с полной нагрузкой		
0	0	Полуэл- липтиче- ские рес- соры	Телеско- пический	65	0,31	0,25	0,040	0,030	0,17	0,15	
0,560	0,500	То же	Рычаж- ный	20	0,24	0,19	0,240	0,190	0,40	0,35	
0,260	0,230	Зависи- мая пру- жинная	То же	8	0,28	0,22	0,280	0,220	0,27	0,23	
—	0,220	Независи- мая на попереч- ных тор- сионах	Телеско- пический	17	—	0,50	—	0,110	—	0,31	
0,074	0,067	Полуэл- липтиче- ские рес- соры	То же	30	0,38	0,33	0,120	0,100	0,23	0,20	
0,240	0,220	То же	Рычаж- ный	35	0,24	0,18	0,240	0,180	0,24	0,20	
0,050	0,040	Независи- мая на попереч- ных тор- сионах	Телеско- пический	35	0,46	0,36	0,042	0,033	0,24	0,20	
0,080	0,070	Зависи- мая пру- жинная	То же	20	0,52	0,47	0,100	0,080	0,23	0,21	
0,130	0,120	Полуэл- липтиче- ские рес- соры	»	45	0,45	0,29	0,150	0,100	0,26	0,20	
0,040	0,030	Зависи- мая пру- жинная	»	5	0,53	0,42	0,090	0,070	0,25	0,21	
0,320	0,280	Полуэл- липтиче- ские рес- соры	»	72	0,38	0,31	0,720	0,610	0,41	0,34	
0,290	0,270	То же	Рычаж- ный	59	0,29	0,25	0,290	0,250	0,29	0,26	

№ п/п	Модель автомобиля и страна	Год выпуска	Вес автомобиля с полной нагрузкой, кг	Передняя подвеска				
				Тип подвески	Тип амортизатора	Сухое трение в подвеске полностью нагруженного автомобиля, кг	Коэффициент апериио-	
							отбоя	
							негруженого автомобиля	с полной нагрузкой
22	Фольксваген автобус (ФРГ)	1958	1855	Независимая на поперечных торсионах	Телескопический	61	0,360	0,29
23	Студебекер «Коммандор» (США)	1954	2097	Независимая рычажно-пружинная	То же	30	0,195	0,185
24	Додж «Ред-Рам» (США)	1954	2164	То же	»	35	0,720	0,68
25	ЗИМ (СССР)	1954	2390	»	Рычажный	40	0,200	0,18
26	Паккард-23 (США)	1949	2436	»	То же	40	0,250	0,23
27	Бюик (США)	1950	2466	»	»	40	0,270	0,25
28	Кадиллак (США)	1949	2535	»	»	30	0,280	0,26
29	«Чайка» (СССР)	1961	2690	»	Телескопический	50	0,180	0,16
30	Линкольн «Космополитен» (США)	1950	2715	»	То же	35	0,250	0,23
31	ЗИС-110 (СССР)	1952	3100	»	Рычажный	40	0,280	0,25

по чередующимся неровностям, его колебания небольшой амплитуды и относительно высокой частоты, возбуждаемые каждой неровностью, полностью или в значительной степени затухают до переезда автомобилем следующей неровности. Автомобиль совершает при этом собственные колебания, которые сухое трение успешно гасит. Если же эти неровности проезжает со сравнительно большой скоростью автомобиль на мягкой подвеске, возбуждаются колебания с большими амплитудами и меньшими частотами.

цент дичности		Задняя подвеска								Коэффициент аперiodичности (средний на автомо- биль)	
		Тип подвески	Тип аморти- затора	Сухое трение в под- веске полностью гру- женого автомобиля, кГ	Коэффициент апе- риодичности						
					отбоя		сжатия				
негруженого автомобиля	с полной нагрузкой			негруженого автомобиля	с полной нагрузкой	негруженого автомобиля	с полной нагрузкой	негруженого автомобиля	с полной нагрузкой		
0,023	0,019	Независи- мая тор- сионная	Телеско- пический	40	0,63	0,48	0,076	0,057	0,27	0,21	
0,019	0,018	Полуэл- липтиче- ские рес- соры	То же	20	0,76	0,56	0,040	0,030	0,25	0,20	
0,350	0,340	То же	„	37	0,56	0,45	0,070	0,050	0,43	0,33	
0,200	0,180	»	Рычаж- ный	100	0,25	0,21	0,250	0,210	0,23	0,20	
0,250	0,230	»	Телеско- пический	40	0,52	0,43	0,120	0,100	0,29	0,25	
0,100	0,090	Зависи- мая пру- жинная	То же	10	0,35	0,33	0,070	0,060	0,20	0,18	
0,280	0,260	Полуэл- липтиче- ские рес- соры	Рычаж- ный	30	0,27	0,23	0,270	0,230	0,28	0,25	
0,029	0,027	То же	Телеско- пический	43	0,37	0,32	0,090	0,070	0,17	0,15	
0,060	0,050	»	То же	60	0,55	0,49	0,050	0,45	0,23	0,21	
0,280	0,250	»	Рычаж- ный	45	0,36	0,32	0,360	0,320	0,32	0,28	

Они не затухают до переезда следующих неровностей, которые сообщают автомобилю дополнительную энергию, уже вызывающую резонансные колебания. Сухое трение не может их погасить, так как приток энергии происходит интенсивнее, чем ее рассеивание [1], и амплитуды беспрерывно растут. При наличии гидравлических амортизаторов гашение колебаний происходит столь же интенсивно, как и приток энергии к подвеске. В результате даже небольшое гидравлическое сопротивление резко уменьшает резо-

нансные амплитуды вынужденных колебаний (график фиг. 3).

Возвращаясь к расчету коэффициентов сопротивления амортизаторов для автомобильной подвески, можно прийти к выводу, что учитывать сухое трение при расчете не следует. Его следует считать некоторым резервом на случай снижения эффективности амортизаторов при эксплуатации.

В табл. 2 приведены данные по сухому трению покоя и коэффициентам аperiodичности, подсчитанным для ряда автомобилей выпуска 1949—1966 гг. по результатам испытаний автомобилей и амортизаторов в НАМИ.

Коэффициенты аperiodичности в табл. 2 определены для передних и задних подвесок автомобилей без нагрузки и под полной нагрузкой. Кроме того, приведены средние значения коэффициентов аperiodичности, приходящиеся на автомобиль. Для этого коэффициенты аperiodичности отбоя и сжатия передних и задних подвесок суммировались и делились на четыре. При этом коэффициенты сопротивления амортизаторов определялись следующим образом: подсчитывались средние за циклы по усилиям, развиваемым амортизаторами при закрытых клапанах (незадолго до их открытия) и отнесенным к соответствующим скоростям поршня. Температура амортизаторов при испытаниях находилась в пределах 25—30°C.

Из табл. 2 видно следующее:

1. Сухое трение покоя непостоянно по величине. Например, в задних зависимых пружинных подвесках оно колеблется от 5 (поз. 19) до 20 кг (поз. 17), в независимых подвесках на продольных торсионках — от 8 (поз. 3) до 35 кг (поз. 16), в независимых рычажно-пружинных — от 10 (поз. 9) до 40 кг (поз. 19 и др.), на полуэллиптических рессорах — от 20 (поз. 11, 23) до 60 кг (поз. 21 и др.) и т. д.

2. Наименьшим трением отличаются зависимые пружинные подвески из-за малого трения в пружинах и минимального количества шарниров, практически не нагруженных силами веса. Далее идут независимые торсионные и рычажно-пружинные подвески и на последнем месте — подвески на полуэллиптических рессорах. Правда, в ряде случаев в этих подвесках трение не больше, чем в рычажно-пружинных.

3. За последние 15 лет сухое трение в подвесках практически не уменьшилось. Например, в подвесках малолитражных автомобилей 1966 г. (поз. 6, 7, 8, 13) трение такое же, как в подвесках малолитражных автомобилей более ранних выпусков (поз. 1, 2, 3 и др.).

4. У 11 автомобилей из 31 коэффициенты аperiodичности отбоя и сжатия имеют одинаковые значения, что говорит о симметричности характеристик их амортизаторов. Эти амортизаторы — рычажные. Устройство их клапанов таково, что жидкость протекает по одним и тем же путям как при ходах отбоя, так и сжатия. Рычажные амортизаторы повсеместно применялись примерно

до 1951 г., после чего они довольно быстро были вытеснены телескопическими.

5. У 18 автомобилей с телескопическими амортизаторами коэффициенты аperiodичности отбоя, как правило, значительно больше коэффициентов аperiodичности сжатия. Следовательно, характеристики амортизаторов несимметричны.

В задней подвеске автомобиля Пежо-204 выпуска 1966 г. (поз. 7) коэффициент аperiodичности сжатия составляет 0,76 от коэффициента аperiodичности отбоя, а у автомобиля Рено-16 (поз. 13) это отношение равно 0,6, т. е. характеристики имеют меньшую несимметричность, чем характеристики остальных телескопических амортизаторов.

Несимметричность характеристик телескопических амортизаторов является результатом особенности их конструкции. При ходах отбоя поршнем вытесняется жидкость в значительно больших количествах, чем штоком при ходах сжатия, и соотношения между коэффициентами аperiodичности отбоя и сжатия в определенной степени зависят от соотношения площадей сечения штока и рабочего цилиндра (за вычетом площади сечения штока). При равенстве этих площадей характеристика телескопического амортизатора может быть получена симметричной. Такую характеристику имеет, например, вагонный амортизатор производства Калининского вагонного завода и др.

6. Средние (на автомобиль) коэффициенты аperiodичности для полностью груженых автомобилей в 19 случаях из 30 находятся в пределах 0,2—0,31, у шести автомобилей — в диапазоне 0,15—0,19 и у остальных пяти — от 0,33 до 0,41.

Таким образом, в основном выдерживается принцип применения коэффициентов аperiodичности, близких к 0,25, причем для полностью груженых автомобилей. Для негруженых они соответственно увеличиваются (см. табл. 2). Коэффициенты аperiodичности для передней и задней подвесок большей частью близки между собой. В тех случаях, когда они значительно различаются, коэффициент аperiodичности (средний на автомобиль) все же попадает в общий ряд.

7. Связь между коэффициентами аperiodичности и сухим трением в подвесках отсутствует. То же имеет место в подвесках и грузовых автомобилей.

В табл. 3 приведены данные по зарубежным грузовым автомобилям выпуска 1956—1964 гг., амортизаторы которых были испытаны в НАМИ.

Так как подвески (за исключением подвески автомобиля ГМС-980) не тарировались, данные о величинах сухого трения отсутствуют. Нет также данных и о жесткостях подвесок. Поэтому коэффициенты аperiodичности подсчитывались по угловой частоте, принятой равной 11 1/сек и близкой к частоте собственных колебаний передних подвесок отечественных грузовых автомобилей [5]. Частота колебаний кузова груженого автомобиля ГМС-980

Таблица 3

Величины коэффициентов аperiodичности в подвесках грузовых автомобилей выпуска 1956—1964 гг.

Модель автомобиля и страна	Год выпуска	Вес автомобиля с полной на- грузкой, кг	Тип подвески	Коэффициенты аperiodичности		
				отбой	сжатия	средний
Опель-Блиц (ФРГ)	1956	3275	Полуэллипти- ческие рес- соры	0,39	0,13	0,26
Форд «Меркурий- 350» (США)	1956	4000	То же	0,73	0,14	0,41
			То же	Амортизаторы не ис- пытывались		
Мерседес-Бенц «Унимог-406» (ФРГ)	1964	5000	Неразрезной мост на ци- линдричес- ких пружинах	0,31	0,08	0,20
			То же	0,31	0,08	0,20
Додж-G6-129 (США)	1956	5040	Полуэллипти- ческие рес- соры	0,35	0,07	0,21
			То же	0,06	0,02	0,04
Форд-Ф-500 (США)	1956	5320	»	0,38	0,054	0,22
			»	0,39	0,05	0,22
Форд «Кельн» (ФРГ)	1956	8200	»	0,53	0,03	0,28
			То же	0,33	0,11	0,21
Додж-Т (США)	1956	8350	То же	Амортизаторы не ис- пытывались		
			То же	0,40	0,05	0,23
Фиат-642N 65R — двухосный гру- зовик с прице- пом (Италия)	1962	9030	»	0,40	0,05	0,23
			Фиат-650E — двух- осный длинно- базный грузо- вик (Италия)	Полуэллипти- ческие рес- соры	0,43	0,045
То же	0,15	0,02		0,09		
GMC-980 (США)	1961	11500	Независимая на продо- льных тор- сионах	0,14	0,05	0,10
Мерседес-Бенц LP-1418/42 (ФРГ)	1964	14000	Полуэллипти- ческие рес- соры	0,21	0,02	0,12
Мерседес-Бенц LP-1620/45 (ФРГ)	1964	16000	То же	0,14	0,01	0,08

Модель автомобиля и страна	Год выпуска	Вес автомобиля с полной на- грузкой, кг	Тип подвески	Коэффициенты апериодичности		
				отбоя	сжатия	средний
Фиат-682ТЗ — се- дельный тягач с полуприцепом (Италия)	1962	28380	Полуэллиптичес- кие рессоры	0,33	0,04	0,19
			То же	0,12	0,01	0,065
Фиат-690N IA — трехосный гру- зовик с при- цепом (Италия)	1962	18000	То же	0,34	0,05	0,20
			То же	0,34	0,05	0,20
			То же	0,34	0,05	0,20

Примечания:

1. При дробном числе числитель соответствует передней подвеске, знаменатель — задней.

2. Веса автомобилей Фиат-642N 65R и Фиат-690N IA приведены без весов прицепов.

3. Автомобиль Фиат-690N IA имеет две передние, одинаково нагруженные оси с амортизаторами.

на передней подвеске составляет $9 \frac{1}{сек}$, сухое трение 260 кг, а в подвеске порожнего автомобиля ГМС-980 оно составляет 200 кг. При этом следует иметь в виду, что автомобиль испытывался после некоторой эксплуатации.

Из табл. 3 видно, что в большинстве случаев коэффициенты апериодичности (средние из коэффициентов апериодичности отбоя и сжатия) для передних подвесок находятся в пределах 0,2—0,28, причем зависимости между ними и сухим трением не наблюдается. Так, например, у автомобиля Мерседес-Бенц «Унимог-406» (поз. 3), в пружинных зависимых подвесках которого трение минимально, коэффициенты апериодичности не выше, а в некоторых случаях даже ниже, чем у автомобилей с рессорными подвесками. А у автомобиля ГМС-980 (поз. 11), имеющего независимую торсионную подвеску, коэффициент апериодичности совсем невелик. Такими же малыми коэффициентами апериодичности отличаются и длиннобазные автомобили Мерседес-Бенц большой грузоподъемности (поз. 12 и 13). В то же время у короткобазного автомобиля Форд «Меркурий-350» коэффициент апериодичности весьма высок — равен 0,44. Таким образом, можно считать, что при подборе амортизаторов основную роль играют вопросы компоновки автомобилей и условия эксплуатации.

В задних подвесках большинства грузовых автомобилей амортизаторы отсутствуют, по-видимому, потому, что эти подвески все еще очень жесткие и колебания кузовов на них происходят с

большой частотой. Например, кузов порожнего автомобиля GMC-980 колеблется на задней подвеске с частотой 193 *кол/мин.* Имеющееся в их рессорах значительное сухое трение успешно гасит эти колебания.

Если амортизаторы и применяются в задних подвесках, то они имеют те же размеры по диаметру поршня и те же регулировки, что и в передних подвесках. Поэтому такие амортизаторы обеспечивают совсем незначительные коэффициенты аperiodичности. Но, как показано выше, даже минимальное гидравлическое сопротивление способно заметно снижать резонансные амплитуды колебаний.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ден - Гартог. Д. ж. П. Механические колебания. М., Физматгиз, 1960.
2. Дербаремдикер А. Д. «Автомобильная промышленность», 1962, № 6
3. Крагельский И. В. Трение в машинах и механизмах. Энциклопедический справочник машиностроения. Т. 2 М., Машгиз, 1948.
4. Лойцянский Л. Г., Лурье А. И. Курс теоретической механики. Ч. II. М.-Л., ОГИЗ, 1948.
5. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля и его колебания. Изд. 2-е, М., Машгиз, 1960.
6. Hartog I. P. Den. Forced Vibrations With Combined Coulomb and Viscous Friction. Transactions of the A. S. M. E. APM—53—9. 1931.
7. Lehr E. «Schwingungstechnik», Bd. 1—2. Berlin, 1934.

ВЛИЯНИЕ КОЛЕС С ШИНАМИ ТИПА «Р» НА РАБОТУ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЕЙ ГАЗ-53 И ЗИЛ-130

Введение

В связи с разработкой шин типа «Р» возникла необходимость исследования особенности их взаимодействия с трансмиссией автомобилей в различных условиях движения по сравнению со стандартными шинами.

В НАМИ под руководством канд. техн. наук Б. М. Фиттермана были проведены комплексные исследования влияния шин типа «Р» на работу автомобиля, и в том числе на нагрузки, возникающие в трансмиссии как при движении с равномерной скоростью в различных дорожных условиях, так и в различных условиях динамического нагружения при неустановившихся режимах.

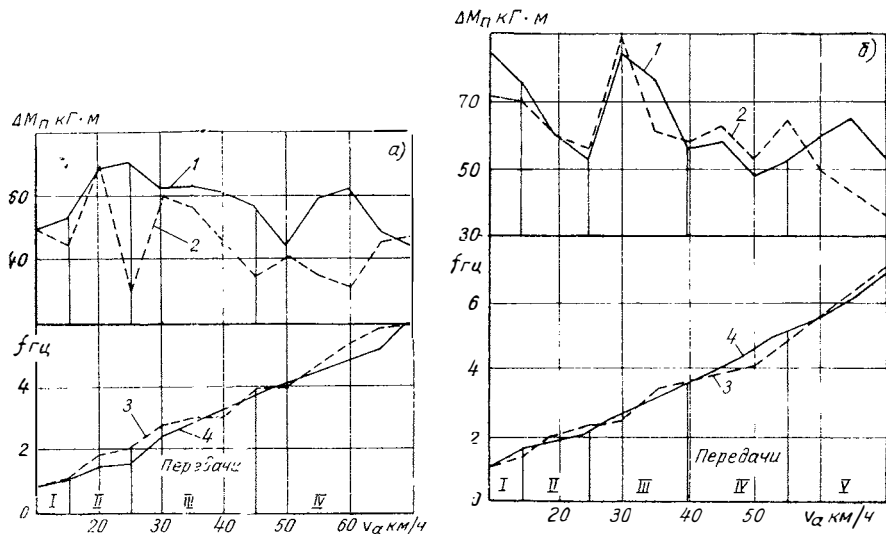
Известно, что шины типа «Р» за счет особенностей их конструкции обладают меньшими гистерезисными потерями по сравнению со стандартными шинами и отличаются от последних кинематическими характеристиками (малой степенью изменения радиуса качения от передаваемого момента), а также обладают меньшей радиальной и крутильной жесткостью.

В связи с отличием свойств шин типа «Р» от стандартных естественно предположить, что они будут создавать какие-то свои специфические и присущие им особенности нагружения автомобилей. Так, например, из-за меньших гистерезисных потерь, очевидно, следует ожидать, что степень гашения крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля на шинах «Р» будет меньше, чем на стандартных. Поскольку крутильная жесткость шин «Р» меньше, чем у стандартных, следует предполагать, что частота крутильных колебаний трансмиссии будет ниже, а амплитуда выше, чем со стандартными шинами, и т. д.

Установившееся движение автомобилей

Асфальтовое шоссе. При движении испытываемых полностью груженых автомобилей ГАЗ-53 ($G_a = 7100 \text{ кг}$; $G_1 = 1750 \text{ кг}$; $G_2 = 5350 \text{ кг}$) и ЗИЛ-130 ($G_a = 9995 \text{ кг}$; $G_1 = 2675 \text{ кг}$; $G_2 = 7320 \text{ кг}$) на различных установившихся скоростях по горизонтальному асфальтобетонному шоссе в их трансмиссиях наблюдались низкочастотные крутильные колебания, они происходили как на шинах «Р» (давление воздуха 5 кг/см^2 в передних и 6 кг/см^2 в задних шинах для автомобиля ГАЗ-53 и соответственно 5 и $6,5 \text{ кг/см}^2$ для автомобиля ЗИЛ-130), так и на стандартных шинах (давление воздуха 3 кг/см^2 в передних и 4 кг/см^2 в задних шинах для ГАЗ-53 и соответственно 4 и $5,3 \text{ кг/см}^2$ для ЗИЛ-130).

На фиг. 1 показаны графики размаха, изменяющегося по гармоническому закону, крутящего момента полуоси ΔM_{II} и частоты f автомобилей ГАЗ-53 и ЗИЛ-130 в зависимости от типа шин для различных передач в коробке и скоростей движения, полученных в результате тензометрических испытаний.



Фиг. 1. Размах колебаний крутящего момента ΔM_{II} и частоты при установившемся движении в зависимости от передачи и скорости движения автомобилей ГАЗ-53 (а) и ЗИЛ-130 (б) на различных шинах:

1, 4 — ИК-6, И-202; 2, 3 — И-34 (Р*), И-Н26А (Р*).

Как видно на различных установившихся скоростях движения автомобилей ГАЗ-53 и ЗИЛ-130 на шинах «Р» (И-34, И-Н26А) по асфальтобетонному шоссе величина размаха и частота были одного порядка и даже ниже, чем на стандартных шинах (ИК-6, И-202). Последнее, очевидно, объясняется меньшей крутильной жесткостью

шин типа «Р», а также более низкими, действующими на трансмиссию крутящими моментами сопротивления качению шин.

Согласно данным этих испытаний моменты сопротивления качению шин «Р», установленных на указанных автомобилях, были на 15—17% ниже, чем на стандартных шинах. Следует, однако, указать, что на высоких скоростях движения испытываемых автомобилей (порядка 70 км/ч) размах и частота крутящего момента на полуосях для шин «Р» были несколько выше, чем для стандартных (на 4—5%). Это, на наш взгляд, объясняется тем, что шины типа «Р» имеют переменную, повышающуюся с увеличением скорости движения радиальную и крутильную жесткости.

Разбитая булыжная и проселочная дороги. В табл. 1 приведены данные по размаху крутящего момента полуоси ΔM_n , изменяющегося по негармоническому закону, при движении автомобилей ГАЗ-53 и ЗИЛ-130 на шинах типа «Р» и стандартных по разбитой булыжной и проселочной дорогам.

Таблица 1

Модель автомобиля	Модель шины	Тип дороги	Крутящий момент полуоси ΔM_n , кг·м	Скорость автомобиля на передачах v_a , км/ч
ГАЗ-53	ИК-6	Булыжная	59,5	35
		Проселочная	120,2	30
	И-34 („Р“)	Булыжная	85,8	35
		Проселочная	170,2	30
ЗИЛ-130	И-202	Булыжная	100	35 (IV)
		Проселочная	210	30 (III)
	И-Н26А („Р“)	Булыжная	175	35 (IV)
		Проселочная	235	30 (III)

Как видно из табл. 1, размах колебаний крутящего момента на полуосях испытанных автомобилей для шин типа «Р» был до 70% выше, чем на стандартных.

Последнее объясняется влиянием более высоких значений амплитуд низкочастотных вертикальных колебаний неподдрессоренной массы ведущего моста автомобиля с шинами типа «Р» на колебания крутящего момента в трансмиссии за счет меньшей их радиальной жесткости.

Неустановившийся режим движения

Трогание автомобиля с места. В табл. 2 приведены значения максимальных пик динамических крутящих моментов на полуосях M_d для автомобилей ГАЗ-53 и ЗИЛ-130 на шинах «Р» и стандарт-

ных при резком трогании с места на первой передаче в коробке на горизонтальном участке асфальтобетонного шоссе при $n_e = 1000$ об/мин двигателей.

Таблица 2

Модель автомобиля	Модель шины	Значения первой и второй пик динамического крутящего момента полуоси, кг·м		Время нарастания первой пика динамического крутящего момента T_1 , сек	Период колебания крутящего момента T , сек
		M_d'	M_d''		
ГАЗ-53	{ ИК-6 И-34 («Р»)	633,6	383,5	0,258	1,06
		624,6	386,6	0,200	1,13
ЗИЛ-130	{ И-202 И-Н26А («Р»)	1200	830	0,28	1,12
		1128,3	825	0,25	1,20

Как видно из данных табл. 2, при экспериментальных режимах динамического нагружения — резком трогании с места — не наблюдается сколь-либо существенной разницы в нагрузках трансмиссии автомобилей на шинах типа «Р» и стандартных, но максимальные значения динамического момента M_d' на шинах типа «Р» несколько меньше.

Разгон с переключением передач. В табл. 3 приведены данные по максимальным пикам динамических крутящих моментов полуоси M_d испытываемых автомобилей на шинах типа «Р» и стандартных при трогании с места и разгоне с переключением передач на сухом асфальтобетонном шоссе.

Таблица 3

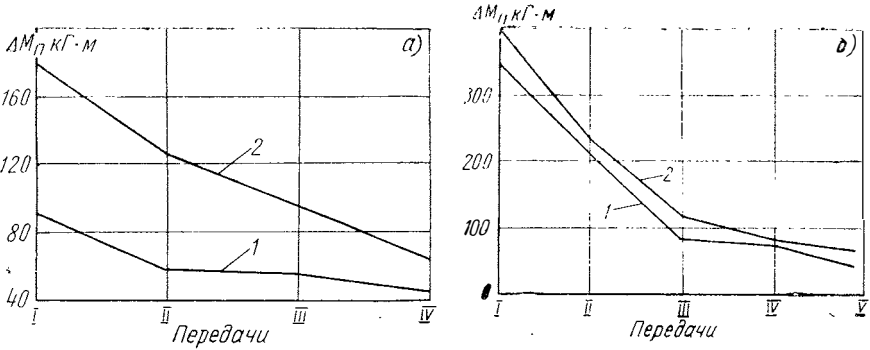
Модель автомобиля	Модель шины	Максимальные пики динамических крутящих моментов на передачах M_d , кг·м				
		первой (трогание)	второй	третьей	четвертой	пятой
ГАЗ-53	{ К-6 И-34 («Р»)	503,3	444,6	275,3	188,0	—
		536,6	526,6	318,6	194,6	—
ЗИЛ-130	{ И-202 И-Н26А («Р»)	866,6	651,6	635,0	446,6	366,6
		770,0	615,0	520,0	360,0	385,0

Как видно из данных табл. 3, при разгоне с переключением передач полуоси автомобиля ГАЗ-53 на шинах типа «Р» испытывают несколько большие (до 17%) динамические нагрузки, чем на стандартных, в то время как у автомобилей ЗИЛ-130, наоборот, стандартные шины нагружают полуоси большим крутящим моментом, чем шины «Р». Последнее, очевидно, объясняется более низкими

демпфирующими свойствами шин типа «Р», а также особенностями их кинематических показателей, характеризующих изменение радиуса качения от крутящего момента, что влияет на приведенную крутильную массу всего автомобиля.

При последующем разгоне после трогания автомобиля с места или переключения передач наблюдались колебания крутящего момента полуосей с частотой от 1 до 7 гц в зависимости от скорости движения и передачи в коробке. При этом на шинах типа «Р» гашение крутильных колебаний трансмиссии от возмущений, имеющих место со стороны сцепления, было менее интенсивней, чем на стандартных шинах. Это приводило к тому, что размах установившихся колебаний крутящих моментов трансмиссии автомобиля при движении с разгоном на передачах для шин «Р» больше, чем для стандартных.

На фиг. 2 показаны графики изменения размаха колебаний крутящего момента на полуоси $\Delta M_{п}$ для испытанных автомобилей на шинах «Р» и стандартных в зависимости от передач в коробках при движении с разгоном.



Фиг. 2 Размах колебаний крутящего момента полуоси $\Delta M_{п}$ при разгоне автомобилей ГАЗ-53(а) и ЗИЛ-130(б) на различных шинах:

1, 2, 3 и 4 — то же, что и для фиг. 1.

Из графиков фиг. 2 видно, что размах низкочастотных колебаний крутящих моментов полуосей автомобиля ГАЗ-53 на шинах «Р» был выше (до 90%), чем на стандартных.

На основании полученных данных тензометрических испытаний грузовых автомобилей ГАЗ и ЗИЛ можно сделать выводы о том, что шины типа «Р» по максимальным пикам динамических крутящих моментов в трансмиссии при резком трогании с места и разгоне с переключением передач практически не отличаются от стандартных. В некоторых случаях шины «Р» нагружают трансмиссию даже в меньшей степени, чем стандартные. Основное отличие шин типа «Р» от стандартных по влиянию на нагрузки в трансмиссии автомобилей наблюдается при движении на максимально возможных по условиям комфортабельности установившихся скоростях по

неровным проселочным дорогам, разбитому булыжному шоссе и при движении по асфальтобетонному шоссе на передачах во время разгона. При этом на шинах типа «Р» величина колебаний крутящего момента трансмиссии автомобиля увеличивается до 70—90% по сравнению со стандартными шинами.

Максимальная величина размаха крутящего момента полуоси в этих случаях (разгон с переключением передач) на автомобилях с шинами типа «Р» достигала: $\Delta M_{п} = 180 \text{ кг} \cdot \text{м}$ для ГАЗ-53 и $\Delta M_{п} = 420 \text{ кг} \cdot \text{м}$ для ЗИЛ-130 при средних составляющих крутящих моментов, соответственно равных $M_{ср} = 270 \text{ кг} \cdot \text{м}$ и $M_{ср} = 320 \text{ кг} \cdot \text{м}$, в то время как у стандартных шин для автомобиля ГАЗ-53 $\Delta M_{п} = 95 \text{ кг} \cdot \text{м}$, а для ЗИЛ-130 $\Delta M_{п} = 370 \text{ кг} \cdot \text{м}$.

Для определения влияния указанных величин нагрузок на прочность, например, полуоси определим амплитуду ее напряжения при оборудовании автомобилей шинами «Р» по формулам:

для ГАЗ-53

$$\tau_a = \frac{\Delta M_{п}}{2 \cdot 0,2d^3} = \frac{180\,000}{2 \cdot 0,2 \cdot 40^3} = 7 \text{ кг/мм}^2,$$

для ЗИЛ-130

$$\tau_a = \frac{420\,000}{2 \cdot 0,2 \cdot 48^3} = 9,5 \text{ кг/мм}^2;$$

при средних составляющих моментов
для ГАЗ-53

$$\tau_r = \frac{M_{ср}}{0,2d^3} = \frac{270\,000}{0,2 \cdot 40^3} = 27 \text{ кг/мм}^2,$$

для ЗИЛ-130

$$\tau_r = \frac{320\,000}{0,2 \cdot 48^3} = 12,2 \text{ кг/мм}^2.$$

Здесь $\frac{\Delta M_{п}}{2}$ и d — соответственно амплитуда колебаний крутящего момента и диаметр полуоси ($\text{кг} \cdot \text{мм}$ и мм).

Предел выносливости для полуосей, изготовленных из легированных сталей типа 40Х и работающих на усталость при асимметричном кручении, определим по формуле С. В. Серенсена*. Для полуосей автомобилей ГАЗ-53 он составит:

$$\tau_{\max} = \tau_{-1} + (1 + \psi_r) \tau_1 = 25 + (1 - 0,1) 27 = 49,3 \text{ кг/мм}^2$$

и для ЗИЛ-130

$$\tau_{\max} = 25 + (1 - 0,1) 12,2 = 35,98 \text{ кг/мм}^2.$$

* С. В. Серенсен и др. Несущая способность и расчет деталей на прочность. М., Машгиз, 1964

Здесь τ_{-1} — предел выносливости на кручение при симметричных циклах нагружения;
 ψ_t — коэффициент, учитывающий асимметричность нагрузки (по данным С. В. Серенсена при $\tau_{-1} = 25 \text{ кг/мм}^2$ и $\psi_t = 0,1$).

Таким образом, действующие амплитуды переменных напряжений кручения полуосей, возникающих при движении испытанных автомобилей на шинах типа «Р» $\tau_a = 7,0 \div 9,5 \text{ кг/мм}^2$ в условиях наибольших перегрузок, будут значительно ниже пределов усталости. Поэтому некоторое увеличение переменных напряжений кручения деталей трансмиссий автомобилей на шинах «Р» не может снизить их усталостную прочность.

Выводы

1. Несколько более низкая крутильная жесткость шин типа «Р» по сравнению со стандартными приводит к тому, что частоты, а также и амплитуды крутильных колебаний трансмиссии почти на всех скоростях установившегося движения автомобилей несколько ниже, чем на стандартных шинах.

2. Ввиду меньших гистерезисных потерь шины типа «Р» несколько хуже демпфируют крутильные колебания, возникающие как со стороны дороги (при езде по неровным покрытиям), так и со стороны двигателя (при разгоне автомобиля с переключением передач).

3. Несмотря на некоторое отличие характеристик шин типа «Р» от стандартных, и динамические режимы нагружения, и усталостная прочность деталей трансмиссий автомобилей ГАЗ-53 и ЗИЛ-130 на шинах типа «Р» и стандартных практически одинаковы.

ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ПРИВОД НОВОГО ТИПА

Материал, изложенный в настоящей статье, является результатом теоретического исследования схемы привода нового типа, опубликованной в ЧССР [3], и нуждается в экспериментальной проверке.

Идея этого привода следующая:

Шина по окружности делится на ряд камер: 1; 2; 3; ...; 10, как показано на фиг. 1. В зоне контакта колеса с дорогой в элементах 1; 2 и 3 создается разное избыточное давление: p_1 ; p_2 и p_3 , причем $p_1 < p_2 < p_3$. Произведения этих давлений на площади отпечатков соответствующих элементов на грунте дадут парциальные усилия P_1 ; P_2 и P_3 , причем $P_1 < P_2 < P_3$. Равнодействующая последних, равная по величине их сумме или нагрузке, приходящейся на колесо, т. е. $P = P_1 + P_2 + P_3 = G_k$, будет отстоять на некотором расстоянии e от вертикальной оси колеса и, в свою очередь, умноженная на эту величину, даст крутящий момент $M = Pe$, который приведет колесо в движение.

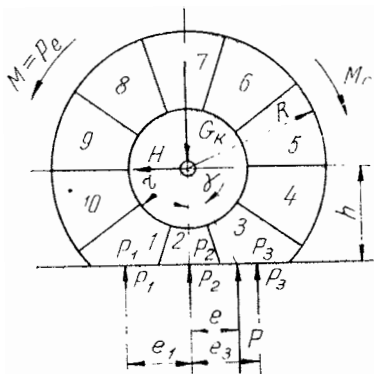
Вертикальная ось колеса и прямая, соединяющая точку приложения результирующего усилия P на контактной поверхности шины с дорогой, составляют угол γ , причем $\operatorname{tg} \gamma = \frac{e}{h}$, где h — расстояние оси колеса от опорной поверхности.

Горизонтальное тяговое усилие H , приводящее автомобиль в движение, равно $P \operatorname{tg} \gamma$. Тяговый момент увеличивается с увеличением эксцентриситета e и усилия P .

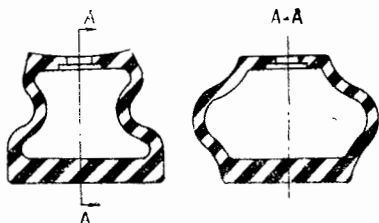
Для более плавного перемещения колеса число элементов должно быть по возможности наибольшим.

В работе [3] описывается колесо экспериментальной тележки, которое было набрано из элементов в виде трубки, оканчивающейся с обеих сторон полусферой. В данном случае рассматривается элемент, показанный на фиг. 2, который деформируется в поперечном направлении диска вонне и в продольном — внутрь элемента, тем самым разрыв между элементами сокращается до минимума, и колесо становится почти круглым. Данная система целесообразна при создании автопоездов большой грузоподъемности на шинах больших размеров типа «Гигант».

Допустим, что автомобиль движется с постоянной скоростью по дороге с постоянным коэффициентом сопротивления движения. В этом случае к колесам автомобиля будет приложен вполне определенный и постоянный крутящий момент. ●чевидно, что избыточное давление в элементах, находящихся в контакте с дорогой, должно отвечать двум требованиям: оно должно воспринимать нагрузку, приходящуюся на колесо от веса автомобиля, и перераспределяться таким образом, чтобы равнодействующая всех парциальных усилий P , умноженная на величину эксцентриситета e , дала бы вполне определенный постоянный крутящий момент, необходимый для преодоления всех сопротивлений движению.



Фиг. 1. Принципиальная схема ведущего колеса.



Фиг. 2. Пневмоэлемент (в деформированном состоянии).

Таким образом, для положения колеса, показанного на фиг. 1, условие его движения примет вид:

$$\left. \begin{aligned} S_1 p_1 + S_2 p_2 + S_3 p_3 &= G_k; \\ S_1 p_1 e_1 + M_c &= S_3 p_3 e_3, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где S_1 , S_2 и S_3 — площади контакта элементов, находящихся в соприкосновении с опорной поверхностью, $см^2$;

p_1 , p_2 и p_3 — избыточные давления воздуха в этих элементах, $кг/см^2$;

e_1 , e_3 — расстояния точек приложения парциальных сил P_1 и P_3 (равных: $P_1 = S_1 p_1$; $P_3 = S_3 p_3$) до вертикальной оси, проходящей через центр колеса, $см$;

G_k — нагрузка, приходящаяся на колесо от веса автомобиля, $кг$;

M_c — момент сопротивления, равный моменту с обратным знаком, который необходимо приложить к колесу, чтобы оно могло преодолеть все сопротивления, действующие на него при движении, $кг \cdot см$.

Если привод проектируется на базе существующего автомобиля,

то
$$M_c = - \frac{M_{дв} i_k i_{р.к} i_{г.п}}{n_k} \eta,$$

а если — на базе нового двигателя, то

$$\frac{M_c}{h} = \frac{M_{дв} \lambda}{h n_k} \eta = - \left[G_a (f \cos \alpha + \sin \alpha) + \frac{k F V^2}{13} + \frac{G_a \delta}{g} j \right] \frac{1}{n_k},$$

где $\lambda = \frac{G_a e}{M_{дв}}$ — передаточное отношение привода;

$M_{дв}$ — максимальный момент двигателя;

$i_k, i_{р.к}$ и $i_{г.п}$ — передаточные отношения коробки передач, раздаточной коробки и главной передачи;

n_k — число ведущих колес автомобиля;

η — к. п. д. передачи;

G_a — вес автомобиля;

f — коэффициент сопротивления качению колеса;

α — угол подъема, преодолеваемый автомобилем;

k — коэффициент сопротивления воздуха;

F — лобовая площадь автомобиля;

δ — коэффициент учета влияния вращающихся масс;

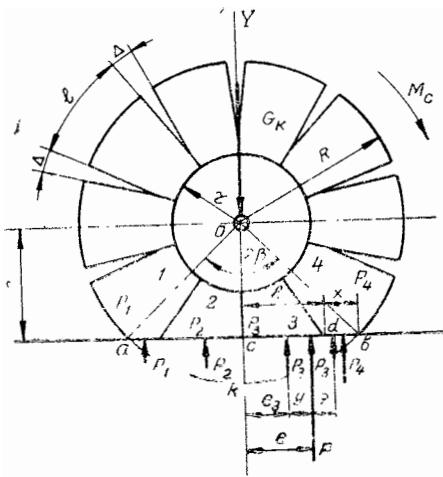
j — ускорение автомобиля;

g — ускорение свободного падения.

В зависимости от величины h работа привода может осуществляться по двум схемам.

Если величина h будет больше определенного значения, давление в элементе 1 (см. фиг. 1) должно быть отрицательным. Схема работы привода в этом случае будет комбинированной: часть элементов, находящихся в зоне контакта колеса с дорогой, должна находиться под вакуумом, а другая часть — под избыточным давлением.

Если предусмотреть работу элементов в зоне контакта колеса с дорогой только под избыточным давлением, то привод работоспособным будет в том случае, если точка приложения силы P_3 переместится за точку приложения силы P на какое-либо расстояние z и займет положение, которое показано на фиг. 3, прежде, чем элемент 1 выйдет из зоны контакта с опорной поверхностью. Таким образом, $y < x$ или $y + z = x$, а опре-



Фиг. 3. Схема расчета параметров ведущего колеса.

ложения силы P_3 переместится за точку приложения силы P на какое-либо расстояние z и займет положение, которое показано на фиг. 3, прежде, чем элемент 1 выйдет из зоны контакта с опорной поверхностью. Таким образом, $y < x$ или $y + z = x$, а опре-

зок $cd=l$ (см. фиг. 3) равен длине элемента в окружном направлении.

Из прямоугольного треугольника cob катет cb равен $\sqrt{R^2-h^2}$, но, с другой стороны, эта величина равна сумме отрезков cd и db и, таким образом, $x+l=\sqrt{R^2+h^2}$, где $l=cd$ — длина элемента в зоне контакта с поверхностью. Величина e_3 является расстоянием от вертикальной оси y до точки приложения парциальной силы P_3 , равной по величине $S_3\rho_3$. Очевидно, что точкой приложения данной силы будет центр отпечатка следа элемента 3 и в данном случае $e_3 = \frac{l}{2}$.

Из фиг. 3 видно, что величина $y = e - e_3$ или $y = e - \frac{l}{2}$. Но так как $e = \frac{M_c}{G_k}$, то $y = \frac{M_c}{G_k} - \frac{l}{2}$.

Так как условие работоспособности привода имеет вид:

$$\frac{M_c}{G_k} + \frac{5}{6}l = \sqrt{R^2 - h^2}, \quad (2)$$

то в зоне контакта колеса с дорогой можно предусмотреть работу элементов без зазоров между собой либо с явно гарантированной величиной зазоров — все зависит от длины элементов l .

Для принятого числа элементов n в первом случае длина элемента будет равна:

$$l = \frac{2\pi R}{n} - \Delta, \quad (3)$$

где Δ — величина зазора между элементами в недеформированном состоянии;

R — радиус колеса.

Из соотношения длины дуги $\overset{\smile}{akb}$ (см. фиг. 3) и хорды ab видно, что $\overset{\smile}{akb} = ab + (k-1)\Delta$, где k — число элементов, находящихся в соприкосновении с землей.

Таким образом,

$$\left. \begin{aligned} \overset{\smile}{akb} &= \frac{\pi R^2}{90}; \\ ab &= 2\sqrt{R^2 - h^2}; \\ \beta &= \arccos \frac{h}{R}; \\ \Delta &= \frac{\pi R \arccos \frac{h}{R}}{90(k-1)} - \frac{2}{k-1}\sqrt{R^2 - h^2}. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Подставив выражение (4) в равенство (3) и полученное выражение в условие (2), получим:

$$\frac{M_c}{G_k} + \frac{5\pi R}{3n} - \frac{\pi R \arccos \frac{h}{R}}{108(k-1)} + \left[\frac{5}{3(k-1)} - 1 \right] \sqrt{R^2 - h^2} = 0. \quad (5)$$

Во втором случае, если одновременно все элементы сжать на величину h , они расположатся без зазоров по окружности с радиусом R . Тогда

$$l = \frac{2\pi R}{n} - \Delta,$$

или

$$l = \frac{2\pi h}{n}. \quad (6)$$

Следовательно,

$$\Delta = \frac{2\pi R}{n} - \frac{2\pi h}{n}. \quad (7)$$

Поэтому условие (2) примет вид:

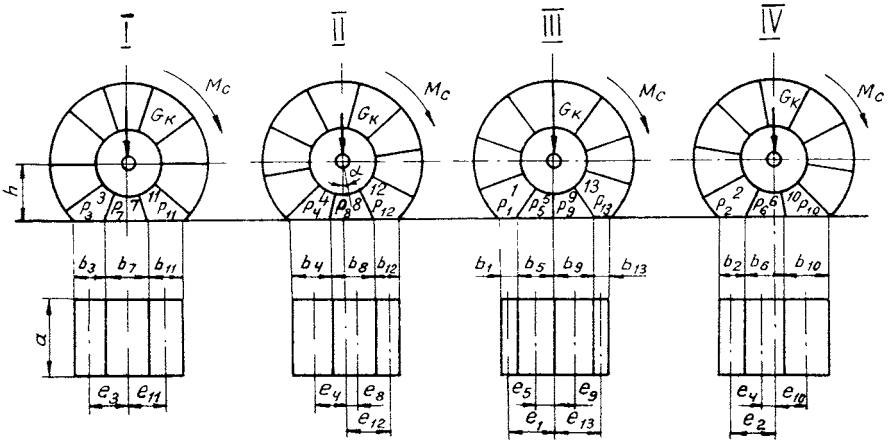
$$h^2 \left(\frac{25\pi^2}{9n^2} + 1 \right) + \frac{10\pi h M_c}{3n G_k} + \frac{M_c^2}{G_k^2} - R^2 = 0. \quad (8)$$

Если величинами R ; n и r задаться конструктивно, то величина h будет зависеть от отношения $\frac{M_c}{G_k}$.

В случае, если величина M_c будет увеличиваться, а G_k уменьшаться (этот случай будет соответствовать движению автомобиля на подъем), величина $M = Pe$ должна увеличиться настолько, чтобы автомобиль смог преодолеть все действующие на него сопротивления движению. Это значит, что величина e должна увеличиться, а величина h остаться такой, чтобы точка приложения силы P не только не вышла из зоны контакта колеса с дорогой, но и осталось бы в силе условие, положенное в основу выражений (5) или (8). Таким образом, при расчете привода по максимальному крутящему моменту величина M_c будет определяться общим тяговым балансом автомобиля, тогда как величина G_k будет равна $G_k' \cos \alpha$, где G_k' — нагрузка, приходящаяся на колесо от веса автомобиля, а α — максимальный угол подъема, преодолеваемый автомобилем. В частности, если распределение веса автомобиля неравнозначно по осям, то автомобиль разовьет большое тяговое усилие на подъеме, если в расчет войдет меньшее значение величины G_k' .

Выше было отмечено, что автомобиль сможет двигаться с постоянной скоростью и постоянным крутящим моментом, если избыточное давление в элементах, находящихся в контакте колеса с дорогой, будет меняться по закону, удовлетворяющему систему уравнений, аналогичных системе (1). Практически достаточно пропустить за изменением избыточного давления в одном элементе

через равные углы поворота колеса на определенной высоте h с момента входа элемента в соприкосновение с опорной поверхностью и до момента его выхода из зоны контакта. Для схемы, по-



Фиг. 4. Схема расчета привода:

I, II, III и IV — положения элементов, находящихся в контакте с опорной поверхностью.

казанной на фиг. 4, таких систем будет четыре и, в частности, для положения *III* колеса:

$$ab_1p_1 + ab_5p_5 + ab_9p_9 + ab_{13}p_{13} = G_K;$$

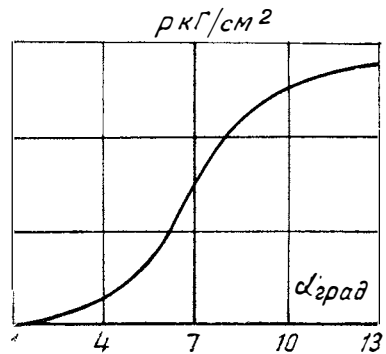
$$ab_1p_1e_1 + ab_5p_5e_5 + M_c = ab_9p_9e_9 + ab_{13}p_{13}e_{13},$$

где a , b — размеры площади отпечатка элемента на грунте;

p — избыточное давление в элементе;

e — расстояние от вертикальной оси колеса до центра давления площади отпечатка на грунте.

Следует заметить, что количество элементов, находящихся в контакте с опорной поверхностью, в положении *I, II и IV* будет три, а в положении *III* — четыре. Таким образом, в положении *I, II и IV* избыточных давлений будет всякий раз три, а уравнений только два, а в положении *III* их будет четыре



Фиг. 5. Изменение избыточного давления по углу периода в зоне контакта колеса с дорогой. (Цифры 1—13 по оси абсцисс соответствуют номерам положений элементов на фиг. 4).

против двух. Следовательно, одним из трех или двумя из четырех давлений нужно задаваться. Что касается давлений в элементах 1; 2; 3 и 4, то они будут препятствовать вращению колеса, и поэтому давление в этих элементах целесообразно поддерживать атмосферное. В общем случае изменение избыточного давления в элементах, находящихся в зоне контактного колеса с дорогой, показано на фиг. 5.

Из схемы фиг. 4 видно, что элементы, находящиеся в положениях 1—7 (см. фиг. 5), работают в компрессорном режиме, а в положениях 8—13 являются потребителями. Если доступ в элементы, находящиеся в положениях 1—7, закрыть, то воздух в них начнет сжиматься по закону:

$$p_i' = (p_0' + 1) \left(\frac{V_0 + V_p}{V_i + V_p} \right)^n - 1,$$

где V_0 — объем элемента в недеформированном состоянии, $см^3$;
 V_p — объем трубопровода от золотника до элемента, $см^3$;
 V_i — деформированный объем элемента, находящегося в i -м положении, $см^3$;
 p_0' — избыточное давление в недеформированном элементе, $кг/см^2$;
 p_i' — избыточное давление в элементе, находящемся в i -м положении, $кг/см^2$;
 n — показатель политропы.

Если окажется, что $p_1' > p_1$; $p_2' > p_2$; ...; $p_7' > p_7$, то избыток воздуха из элементов должен быть выпущен в положениях 1—7. Если $p_1' = p_1$; $p_2' = p_2$; ...; $p_7' = p_7$, то необходимость в подаче сжатого воздуха в элементы окажется только при нахождении их в положениях 7—13 (см. фиг. 5). Если $p_1' < p_1$; $p_2' < p_2$; ...; $p_7' < p_7$, то сжатый воздух в элементы необходимо будет подавать во всех положениях — от 1 до 13 (т. е. с момента входа элемента в контакт с дорогой и до момента выхода последнего из зоны контакта).

По характеру изменения избыточного давления в элементах, находящихся в контакте с дорогой, соответственно определяем плотность воздуха в каждом элементе:

$$\gamma_i = \gamma_{ат} \left(\frac{p_i}{p_{ат}} \right)^{\frac{1}{n}} \text{ кг/м}^3,$$

где p_i ; $p_{ат}$ — абсолютные значения давления в элементе и в среде, окружающей привод, $кг/м^2$;
 γ_i ; $\gamma_{ат}$ — плотности воздуха, соответствующие давлениям p_i и $p_{ат}$, $кг/м^3$.

Количество воздуха, которое необходимо будет подавать при вращении колеса из предыдущего в каждое последующее положение,

$$dG_i = V_i \gamma_i - V_{i-1} \gamma_{i-1} \text{ кг},$$

где V_i ; γ_i ; V_{i-1} ; γ_{i-1} — объем (м^3) и плотность воздуха в i -м и предыдущем положениях элемента, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Периодический расход воздуха определит расход воздуха в каждом положении колеса и, в частности, для колеса в положении II (см. фиг. 4):

$$dG_{II} = dG_{3-4} + dG_{7-8} + dG_{11-12} \text{ кг},$$

где dG_{3-4} ; dG_{7-8} ; dG_{11-12} — количество воздуха, которое необходимо подать в элементы, при перемещении последних из положения 3 в 4 , из 7 в 8 и из 11 в 12 , кг (см. фиг. 5).

Общий расход воздуха за цикл будет суммой расходов в каждом положении колеса; в дальнейшем цикл начнет повторяться, т. е.

$$dG_{\text{ц}}' = dG_I + dG_{II} + \dots + dG_i \text{ кг}.$$

Расход воздуха за цикл при движении всего автомобиля составит:

$$dG_{\text{ц}} = dG_{\text{ц}}' n_{\text{к}} k \text{ кг},$$

где $n_{\text{к}}$ — число ведущих колес автомобиля;
 k — коэффициент утечек.

В течение цикла колесо повернется на угол β , причем $\beta = \alpha i$, где i — число положений элементов колеса на расчетной схеме фиг. 4; α — угол периода (произвольно выбранный угол перемещения элемента из предыдущего в последующее положение — см. фиг. 4).

За один оборот колеса совершится $\frac{360}{\beta}$ циклов, или $\frac{360}{\alpha}$ периодов, и автомобиль израсходует $\frac{360}{\beta} dG_{\text{ц}} \text{ кг}$ воздуха в течение $\frac{360}{\alpha} t_{\text{п}}$, где $t_{\text{п}}$ — время поворота колеса на угол периода α . Если колеса автомобиля делают n об/мин, автомобиль израсходует $\frac{360}{\beta} dG_{\text{ц}} n \text{ кг/мин}$ воздуха в течение $\frac{360}{\alpha} t_{\text{п}} n$ периодов. Таким образом,

$$\frac{360}{\alpha} t_{\text{п}} n = 60$$

и

$$t_{\text{п}} = \frac{\alpha}{6n} \text{ сек}. \quad (9)$$

Минутный расход воздуха автомобилем должен быть равен минутной производительности компрессора при соответствующем режиме работы привода:

$$\frac{360}{\beta} dG_{\text{ц}} n = V_{\text{к}} \gamma_{\text{с}}, \quad (10)$$

где V_k — производительность компрессора на соответствующем режиме работы привода, $м^3/мин$;

γ_c — плотность воздуха в питающей воздушной магистрали, соответствующая данной производительности компрессора, $кг/м^3$.

Колесо, как известно, катится с переменным радиусом, уменьшающимся от R до h и затем увеличивающимся в обратном порядке. За цикл элемент переместится на величину $h \operatorname{tg} \beta$, а автомобиль за один оборот колеса переместится на $\frac{360}{3} h \operatorname{tg} \beta$.

Если колеса автомобиля делают n об/мин, то линейная скорость автомобиля будет:

$$v_a = \frac{360}{3} \cdot \frac{n}{60} h \operatorname{tg} \beta \text{ см/сек}$$

или

$$n = \frac{v_a \beta}{6h \operatorname{tg} \beta} \text{ об/мин.} \quad (11)$$

Если выражение (11) подставить в выражения (9) и (10), то линейная скорость автомобиля составит:

$$v_a = \frac{v_k \gamma_c h \operatorname{tg} \beta}{60 d G_{ii}} \text{ см/сек,}$$

время периода:

$$t_{ii} = \frac{\pi h \operatorname{tg} \beta}{v_a \beta} \text{ сек,}$$

сечение дросселирующих окон:

$$f_i = \frac{dG_i}{\mu t_{ii} \sqrt{\frac{2n}{n-1} p_0 Y_0 \left[\left(\frac{p_i}{p_0} \right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_i}{p_0} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right]}} \text{ м}^2 [2].$$

Если

$$1 \geq \frac{p_i}{p_0} \geq \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n}{n-1}}$$

и

$$f_i = \frac{dG_i}{\mu t_{ii} \sqrt{n \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n+1}{n-1}} p_0 Y_0}} \text{ м}^2 [2],$$

то

$$0 < \frac{p_i}{p_0} < \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n}{n-1}},$$

где dG_i — количество воздуха, которое необходимо подать в элемент при перемещении последнего из положения $i-1$ в положение i , $кг$;

$\mu = \alpha \varphi$ — коэффициент расхода, учитывающий также утечки воздуха из привода через уплотнения;

- α — коэффициент сужения струи;
 φ — коэффициент скорости;
 $t_{п}$ — время периода, *сек*;
 n — показатель политропы;
 $p_0; p_i$ — абсолютные значения давлений соответственно в питающей воздушной магистрали и рабочей полости элемента в положении $i-1$, кг/см^2 ;
 γ_0 — плотность воздуха в питающей воздушной магистрали, кг/м^3 ;
 f_i — величина окна, которое должно быть открыто для подачи сжатого воздуха при перемещении элемента из положения $i-1$ в положение i , м^2 .

При набегании дросселирующего окна диска колеса на дросселирующее окно золотника будет происходить постепенное открытие и закрытие последнего в течение периода. Чтобы обеспечить подачу воздуха в количестве dG_i , время периода должно возрасти до

$$t_{п.ф} = t_{п} \frac{l_3}{l_3 - l_4},$$

где l_3 — ширина дросселирующего окна в золотнике;
 l_4 — ширина дросселирующего окна в диске.

Ожидаемая фактическая скорость автомобиля снизится до

$$v_a = \frac{ah \operatorname{tg} \beta}{t_{п.ф} \beta} \text{ см/сек}.$$

При разгоне автомобиля момент на колесе начнет уменьшаться и будет минимальным, когда автомобиль разовьет максимальную скорость. Если значение момента при максимальной скорости автомобиля подставить в выражения (5) или (8), значение величины h получится большим, нежели при расчете привода по максимальному крутящему моменту. Поэтому не исключена возможность, что колесо при разгоне автомобиля начнет подниматься и тем самым автоматически будет изменяться пятно контакта колеса с дорогой: оно будет уменьшаться при увеличении скорости автомобиля. Если, однако, сбрасывающее окно в золотнике рассчитать по времени периода при максимальной скорости автомобиля таким образом, чтобы воздух полностью вышел из элемента, цикл всякий раз будет начинаться с одного и того же давления в элементе в момент его входа в контакт с опорной поверхностью при различных режимах движения автомобиля. Величина h при этом может остаться постоянной или даже уменьшаться при разгоне автомобиля. При конструировании привода должен быть принят во внимание случай преодоления автомобилем препятствия. Вертикальная ось золотника при наклоне продольной оси автомобиля должна оставаться нормальной к поверхности дороги.

В заключение необходимо сделать следующие выводы:

1. Экономичность привода обуславливается расходом воздуха за цикл и, в частности, за каждый период поворота колеса. Периодический расход воздуха каждым элементом равен:

$$dG_i = V_i \gamma_i - V_{i-1} \gamma_{i-1},$$

где dG_i — количество воздуха, которое необходимо подать в элемент при перемещении последнего из положения $i-1$ в положение i ;

V_{i-1} ; V_i — объем элемента в положении i и предыдущем положении;

γ_i ; γ_{i-1} — плотность воздуха в элементе в положении i и в предыдущем положении.

В конечном итоге расход воздуха обуславливается изменением объема элемента и избыточного давления в последнем пятне контакта колеса с дорогой. Таким образом, с экономической точки зрения целесообразна такая конструкция элемента, при которой элемент, деформируясь, оставляет бы величину объема неизменной. Кривая избыточного давления в элементах в зоне контакта колеса с дорогой при одном и том же количестве элементов тем выше, чем больше опорная поверхность элемента. Наиболее целесообразным является цикл с постоянным давлением в элементах в зоне контакта колеса с дорогой.

2. При расчете привода по максимальному крутящему моменту определяются параметры колеса и минимальная производительность компрессора. При расчете по максимальной скорости определяется максимальная производительность компрессора и мощность двигателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бухарин Н. А. и др. Автомобили. М., «Машиностроение», 1965.
2. Халзунов А. Г. Основы расчета пневматических приводов. М., «Машиностроение», 1964.
3. «Чехословацкое Мотор-Ревю», 1964, № 3.
4. Яковлев Н. А., Диваков Н. В. Теория автомобиля. М., «Высшая школа», 1962.

СОДЕРЖАНИЕ

М. М. Бахмутский, Л. Л. Гинцбург. Экспериментальное исследование управляемости автопоезда	3
И. Б. Скиндер. О расчете коэффициентов сопротивления гидравлических амортизаторов при наличии в подвеске сухого трения	16
В. М. Семенов. Влияние колес с шинами типа «Р» на работу трансмиссии автомобилей ГАЗ-53 и ЗИЛ-130	37
А. А. Полунгян, Ю. В. Архипов. Пневматический привод нового типа	44
Рефераты	55

Труды НАМИ, вып. 108

Ответственный редактор А. А. Липгарт

Научный редактор: Н. Д. Мазалов

Редактор В. Р. Ворон. Технический редактор С. М. Печникова

Корректоры: О. А. Зенова, В. И. Гуськова

Л 84595. Подп. к печ. 18/IV-69 г. Форм. бум. 60×90^{1/16}. Печ. л. 3,75+1 вкл.

Уч.-изд. л. 4 Зак. 286—68. Тир. 300 экз. Цена 28 коп.

Типография НАМИ. Москва, А-438, Автомоторная ул., 2.

Цена 28 коп.