

УЧЕТ ДИНАМИЧЕСКОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ
АВТОМОБИЛЕЙ НА ЛЕЖНЕВОЕ ПОКРЫТИЕ

И. И. ЛЕОНОВИЧ

Ассистент

(Белорусский лесотехнический институт)

При расчете лежневого покрытия автомобильных лесовозных дорог, кроме статических внешних сил, всегда приходится учитывать динамическое воздействие. Обычно его учитывают с помощью динамического коэффициента, равного отношению максимальной силы, сообщаемой дорожному покрытию колесами движущегося автомобиля, к статическому их давлению.

Принимаемая в настоящее время при расчетах лежневых покрытий величина динамического коэффициента, равная 1,2—1,6 [1], не является достаточно обоснованной. Не установлена также зависимость коэффициента динамичности от типа подвижного состава, скорости его движения и величины неровностей дорожного покрытия. Это обстоятельство в известной мере отрицательно сказывается на выборе рациональных размеров элементов лежневого покрытия. Так, если динамический коэффициент завышен, то покрытие будет иметь излишний запас прочности, а изготовление его сопровождается перерасходом дорогостоящего строительного материала и, наоборот, при заниженном динамическом коэффициенте конструкция будет недостаточно прочной и в процессе эксплуатации быстро выйдет из строя. Поэтому необходимо уточнить величину динамического коэффициента и установить зависимость его от главных факторов, таких, как тип автомобиля, рейсовая нагрузка и скорость движения.

Решение этих вопросов в первом приближении * может быть найдено путем учета динамического воздействия, возникающего в результате колебаний частей движущегося экипажа и ударов колес подвижного состава о дорожные неровности.

Колебания подвижного состава являются следствием действия на него внешних возмущающих сил, появление которых обусловлено наличием неуравновешенных вращающихся масс автомобиля и прохождением подвижного состава по различным дорожным неровностям.

Проведенные нами при помощи вибрографа ВР-1 экспериментальные наблюдения за колебаниями автомобилей МАЗ, вызванными неуравновешенностью вращающихся масс, показали, что величина амплитуды колебаний незначительна (рис. 1), а поэтому и сила, возни-

* При дальнейшей разработав этого вопроса необходимо учитывать также собственные колебания дорожного покрытия..

кающая вследствие этих колебаний, также невелика. При максимальной амплитуде колебаний, отмеченной на виброграмме, дополнительная сила составляет около 50 кг, что не превышает 2% от общего веса автомобиля. Поэтому можно сделать вывод, что при определении динамического воздействия на лежневое покрытие можно пренебречь колебаниями, вызванными работой двигателя.

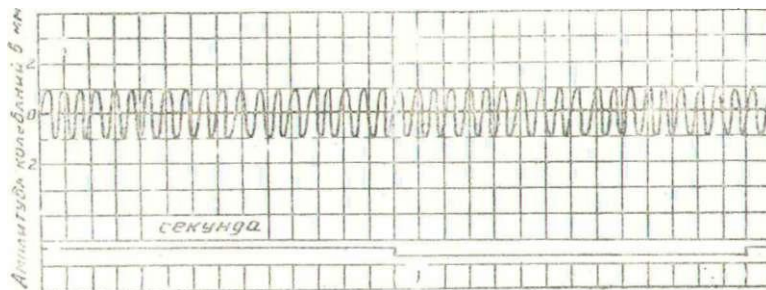


Рис. 1. Виброграмма колебаний автомобиля, обусловленных воздействием неуравновешенных вращающихся масс.

Однако амплитуда колебаний отдельных частей подвижного состава, возникающих при проходе колеса по дорожным неровностям, может достигать значительной величины, а это, в свою очередь, вызывает значительное динамическое воздействие на дорожное покрытие.

По своему характеру колебания автомобиля подразделяются на свободные и вынужденные.

Свободные колебания автомобильного поезда выражаются системой однородных дифференциальных уравнений, решение которых освещено в работах многих авторов [2, 3, 4].

Вынужденные колебания происходят под воздействием внешних возмущающих сил, зависящих в основном от величины и характера неровностей дорожного покрытия.

Для определения неровностей лежневого покрытия были проведены специальные экспериментальные исследования (на опытном участке Мостовской лесовозной дороги Оленинского ЛПХ ЦНИИМЭ). Для записи просядок лежневого покрытия использовался достаточно совершенный и весьма удобный при массовых измерениях способ, который базируется на применении электрических датчиков и тензометрической установки ОТ-24-51. Датчики, преобразующие «механическое перемещение в электрическую величину, представляют собой (рис. 2) реохорды, по которым перемещаются контакты, входящие в схему измерительного моста и связанные с элементами лежневого покрытия. Просадка лежневого покрытия вызывает перемещение контакта, что приводит к разбалансу моста, пропорциональному величине перемещения.

Величина разбаланса записывается на ленту шлейфом осциллографа. Так как исследуемый щит состоял из пяти брусьев, то для определения просядок в одном сечении использовалось пять датчиков. Реохордные датчики монтировались на переносной панели (рис. 2). Панель устанавливалась под щитом на сваях. Схема установки панелей под щитом с прямоугольным стыком на девяти, пяти и трех шпалах приведена на рис. 3.

В качестве внешней нагрузки был использован автомобильный поезд (МАЗ-501 и 1-Р-8), груженный хлыстами. Заезды автомобиля при, одной и той же скорости повторялись четыре раза.

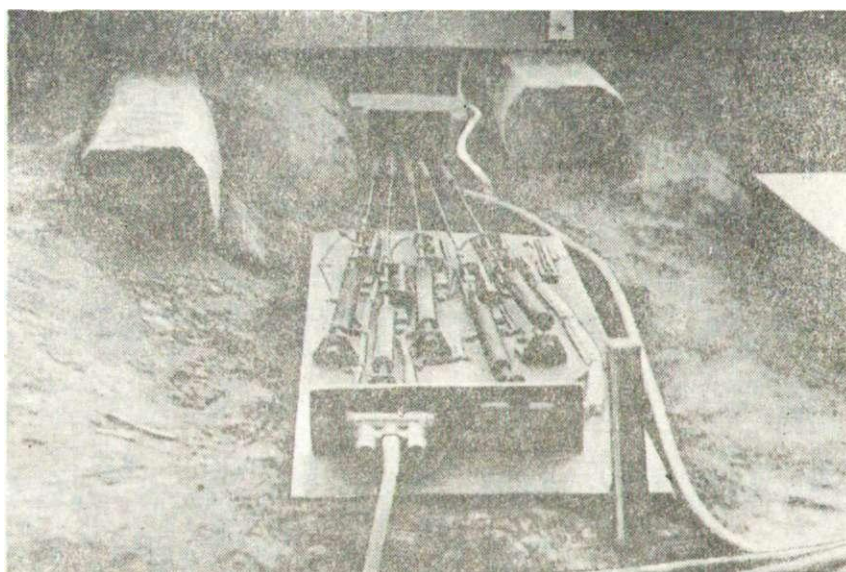


Рис. 2. Панель с реохордными датчиками прогибов.

Среднее значение просадок (в мм), полученных при обработке осциллограмм, приведено в табл. 1, из которой видно, что просадки лежней зависят от скорости движения поезда и достигают максимального значения при скорости, близкой к 16 км/час. При одной и той же скорости просадки лежней меняются как по ширине, так и по длине. Наибольший интерес в данном случае представляют просадки лежней по длине, так как последние обуславливают микропрофиль лежневого покрытия. Просадки в сечении I (конец лежней) вызывают пороговые неровности. **Зафиксированное** в ходе опытов максимальное значение пороговых неровностей достигает 25 мм. Сравнивая же просадки одного и того же лежня в различных сечениях, нетрудно убедиться, что лежни имеют относительные просадки между опорами, величина которых обычно незначительна. Однако с увеличением расстояния между шпалами (схема В) значение их возрастает.

Т а б л и ц а 1

хш п с ш - и 1	Средняя скорость движения поезда в км/ час	Н о м е р а л в т ч н к о н															
		н сечения I					в сечении II				н сечения ш			в сечении IV			
		11	12	13	14	15	17	18	19	2	3	4	6	7	8	10	
А	2,08	7,2	7,7	13,2	13,5	7,7	6,1	10,7	7,7	2,2	6,8	4,6	1,7	3,6	4,6	1,4	
	7,98	10,0	12,3	15,5	12,8	7,8	8,1	12,6	10,5	4,1	9,6	8,4	2,1	4,9	5,2	2,0	
	16,70	7,7	11,8	16,8	13,2	9,3	9,4	10,3	9,3	5,5	9,0	8,8	4,2	6,1	8,3	2,9	
	21,60	6,5	11,7	13,6	12,3	8,1	7,4	10,0	8,6	7,2	7,8	7,4	2,2	4,0	5,4	1,8	
Б	2,08	5,3	6,5	10,0	6,9	5,4	6,7	9,6	7,6	5,6	9,9	9,9	3,9	4,5	5,9	2,4	
	16,40	2,3	5,6	8,0	6,4	4,5	6,9	10,1	8,1	4,3	9,5	9,7	1,0	4,0	6,5	2,2	
Р	2,04	1,8	4,3	8,7	5,9	4,7	8,8	12,3	13,2	11,5	20,0	22,0	0,9	6,6	5,2	2,2	

* См. рис. 3.

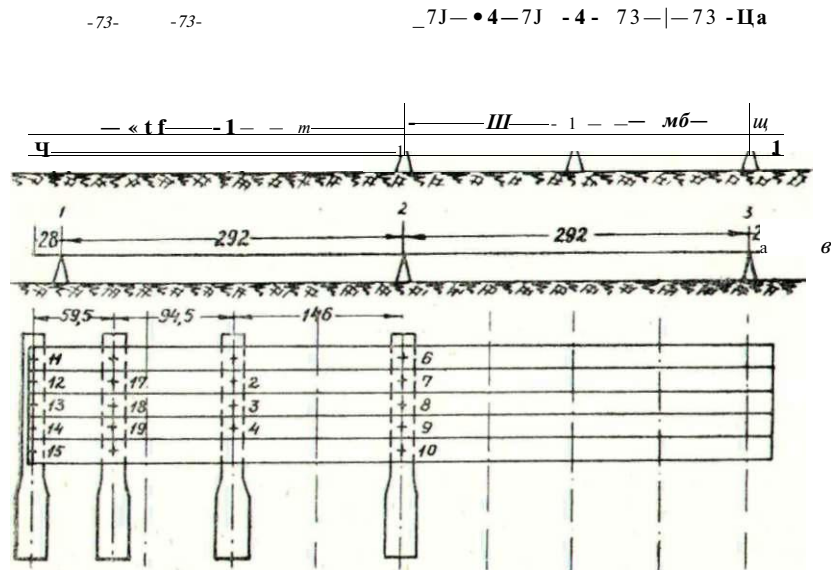


Рис. 3. Схема установки панели под экспериментальным щитом.

Кроме того, имеют место просадки покрытия, обусловленные различной упругостью опор (схема А, сечение III, IV).

Такого рода просадки позволяют судить о характере неровностей лежневого покрытия, а следовательно и о внешней возмущающей силе. С некоторым приближением внешние возмущающие силы могут быть аппроксимированы:

- а) Импульсом силы

$$/ = \int_0^t f(t) dt. \quad (1)$$

Импульс силы применим для случая кратковременного воздействия внешней силы. Таким кратковременным воздействием на лежневых покрытиях являются пороговые неровности на стыках.

- б) Параболической функцией

$$X^2 \quad (2)$$

Выражение (2) охватывает случаи одиночных просядок, вызванных различной упругостью опор,

- в) Синусоидой

$$I(\tau) = h^u c \quad 1 - \cos 2\delta \quad (3)$$

Синусоида применима тогда, когда имеют место значительные относительные просядки лежней между опорами.

Определим величину динамического воздействия в зависимости от принятого характера возмущающей силы, принимая при этом колебания подвесок автомобильного поезда взаимонезависимыми.

Возможность такого допущения оправдывается тем, что вычисленные нами коэффициенты связи ξ_2 по своему значению близки к нулю. Кроме того, внутренними сопротивлениями в колеблющейся системе будем пренебрегать, как не оказывающими существенного влияния на величину максимальной амплитуды в начальный период колебания.

Возмущающая сила типа импульса

При проходе колеса подвижного состава по стыкам (пороговым неровностям) возникают местные возмущающие силы в виде импульса. Дифференциальное уравнение вынужденных колебаний с одной степенью свободы при этом будет иметь вид:

$$M \ddot{z} + c \dot{z} + \dots = f(t) \quad (4)$$

где M — поддресоренная масса наиболее тяжелой оси в кг; c — приведенная жесткость подвески в кгсм⁻¹; $f(t)$ — внешняя возмущающая сила в виде импульса, которая изменяется от нуля до максимума и обратно за очень короткий промежуток времени.

Решением левой части уравнения (4), как известно, будет:

$$z_1 = Z_0 \cos \omega t - \dots - \sin \omega t \quad (5)$$

Частным решением неоднородного дифференциального уравнения (4) является:

$$z_2 = \dots \sin \omega t \quad (6)$$

Общее решение уравнения (4) в таком случае равно:

$$z = Z_0 \cos \omega t + \dots / \sin \omega t \quad (7)$$

Для определения импульса силы рассмотрим рис. 4, имея в виду при этом, что импульс силы представляет собой изменение количества движения в течение весьма короткого промежутка времени. Величину импульса силы можно выразить следующим образом:

$$I = m \Delta V_{\text{верт}} \quad (8)$$

где $V_{\text{к.верт}}$ и $V_{\text{н.верт}}$ — начальная и конечная скорости движения частей автомобиля в вертикальном направлении; m — масса.

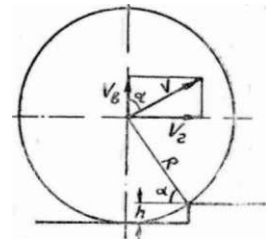


Рис. 4. Схема встречи; колеса с пороговой неровностью.

До встречи с порогом количество движения в вертикальном направлении было равно нулю, ибо $V_{\text{верт}} = 0$, а в момент удара:

$$\dot{z} = \dot{z}^0 - v \sin \alpha \operatorname{tg} a \sin \omega t, \quad (9)$$

где v — скорость движения автомобиля;
 α — угол, образованный радиусом колеса в точке касания и опорной плоскостью.

Подставляя в (7) значение (9) получим:

$$z = z^0 \cos \omega t - \frac{v \sin \alpha}{\omega} \operatorname{tg} a \sin \omega t. \quad (10)$$

Исследуем выражение (10), условившись, что при $t=0$, $\dot{z}=0$, тогда z^0 и \dot{z}^0 равны нулю.

Решение в таком случае будет иметь вид:

$$\frac{M_{\text{ш}}}{M} v \sin \alpha \operatorname{tg} a \sin \omega t. \quad (11)$$

При определении динамического воздействия на стыках в выражении (11) вместо M^0 нужно подставлять значение неподрессоренных масс, так как поддрессоренные массы в силу большой инертности и благодаря упругости рессор не успевают выйти из равновесия при мгновенном приложении внешнего импульса.

Динамическую силу на стыке можно определить, зная величину ускорения, которое можно найти, дважды продифференцировав выражение (11). В итоге будем иметь:

$$* \text{Ж} = \frac{M_{\text{ш}}}{M} v \sin \alpha \operatorname{tg} a \omega^2 \sin \omega t, \quad (12)$$

Сила в таком случае определяется выражением

$$F = \text{Ж}^0 \sin \omega t \operatorname{tg} a \sin \omega t \quad (13)$$

и достигает максимального значения при $\sin \omega t = 1$:

$$F_{\text{макс}} = M \omega^2 v \sin \alpha \operatorname{tg} a \quad (14)$$

или, выражая $\operatorname{tg} a$ через радиусы колеса и высоту препятствия, получим:

где R — радиус недеформированного колеса;
 R_k — радиус качения колеса;
 h^0 — высота пороговой неровности.

Определив максимальную динамическую силу, можем найти динамический коэффициент.

Возмущающая сила типа параболы

Для случая параболической возмущающей силы уравнение колебаний будет иметь вид:

$$\ddot{z} + C \dot{z} = \frac{F_{\text{макс}}}{m} (1 - \cos \omega t) \quad (15)$$

или, введя замену $x = \dot{z}$ и обозначив $\frac{F_{\text{макс}}}{m} = \mu$, получим

$$\dot{x} + m^* x = h^0 m^* (1 - \cos \omega t), \quad (17)$$

Естественно предположить, что частное решение неоднородного дифференциального уравнения имеет вид:

$$u = A + Bt + Ct. \quad (18)$$

Для определения постоянных коэффициентов вычислим производные, подставим их значения в (17) и, произведя преобразования, получим, что

$$A = \frac{1}{2} \omega^2 \Delta; \quad B = 0; \quad C = -\frac{1}{v^2}.$$

При этом уравнение (18) примет вид:

$$u = \frac{1}{2} \omega^2 \Delta + \frac{1}{v^2} t^2. \quad (19)$$

Общее решение уравнения (16) запишется следующим образом:

$$z = z^0 (\cos \omega t - \sin \omega t + \frac{1}{2} \omega^2 \Delta t^2 - \frac{1}{v^2} t^2). \quad (20)$$

Динамическое воздействие на дорожное покрытие в этом случае равно:

$$F = M(\omega^2 \Delta \cos \omega t + z^0 \omega^2 \sin \omega t - \frac{2}{v^2} t^2). \quad (21)$$

Исследуем выражение (20), задавшись начальным условием: при $t = 0$ амплитуда $z = 0$, тогда

$$z^0 = -\frac{1}{2} \omega^2 \Delta \text{ и } z^0 = 0.$$

Уравнение (20) при этом принимает вид:

$$z = -\frac{1}{2} \omega^2 \Delta (1 + 5 \cos \omega t) + \frac{1}{v^2} t^2. \quad (22)$$

Ускорение соответственно будет равно:

$$a = \frac{1}{v^2} (1 + 5 \cos \omega t) - \frac{2}{v^2} \omega^2 \Delta \cos \omega t \quad (23)$$

и достигает максимального значения при $\cos \omega t = -1$, а динамическое воздействие автомобиля на покрытие при этом запишется следующим образом:

$$F_{max} = M(\frac{1}{v^2} (1 + 5 \cos \omega t) - \frac{2}{v^2} \omega^2 \Delta \cos \omega t). \quad (24)$$

Вычислив его, найдем динамический коэффициент.

Возмущающая сила типа синусоиды

При синусоидальном законе возмущающей силы уравнение колебаний имеет вид:

$$M\ddot{x} + cx = h^0 c f \cos 2 \pi f t. \quad (25)$$

Произведя замену x через vt и выражая частоту возмущающей силы в виде:

получим:

$$-m\ddot{z} + \gamma z = A_0 \sin vt \quad (27)$$

Частное решение неоднородного уравнения (27) будем искать в виде:

$$z^* = Q_1 \sin vt + Q_2 \cos vt \quad (28)$$

Найдем постоянные коэффициенты. Для этого дважды дифференцируем (28). Вторую производную и (28) подставляем в (27) и, произведя преобразование, получим:

$$Q_1 = A_0 / (\gamma^2 - v^2); \quad Q_2 = 0 \quad \text{и} \quad Q_3 = \gamma A_0 / v^2.$$

Таким образом, частное решение неоднородного уравнения (27) имеет вид

$$z^* = A_0 \left[\frac{\sin vt}{\gamma^2 - v^2} + \frac{\gamma \cos vt}{v^2} \right] \quad (29)$$

а общее решение

$$z = \gamma^0 \cos mt + \gamma^1 \sin mt + \frac{A_0}{\gamma^2 - v^2} \sin vt + \frac{\gamma A_0}{v^2} \cos vt \quad (30)$$

Динамическое воздействие подвижного состава на дорожное покрытие тогда определяется выражением

$$F = M (\gamma^0 u^2 \cos vt + \gamma^1 \sin vt + \frac{A_0}{\gamma^2 - v^2} \sin vt + \frac{\gamma A_0}{v^2} \cos vt) \quad (31)$$

Максимальное значение динамического воздействия определится по максимальному значению ускорения. Для определения последнего зададим начальное условие: при $t = 0$, $z^0 = 0$ и $\dot{z}^0 = 0$. Уравнение (30) тогда принимает вид:

$$z = \frac{A_0}{\gamma^2 - v^2} (1 - \cos vt) + \frac{\gamma A_0}{v^2} \cos vt \quad (32)$$

Ускорение при этом будет равно:

$$(33)$$

и достигает максимального значения при $\cos vt = 1$, то есть

Соответствующая этому ускорению максимальная динамическая добавка будет равна:

$$F_{max} = M \left[\frac{A_0}{\gamma^2 - v^2} + \frac{\gamma A_0}{v^2} \right] \quad (34)$$

Подставив в (35) исходные данные и проделав необходимые преобразования, получим:

$$F_{max} = \frac{P}{S} \left[\frac{3,14 h^2 V^2}{\gamma^2 - v^2} + \frac{\gamma h^2 V^2}{v^2} \right] \quad (35)$$

где P — вес подрессоренных масс в t ;
 h^0 — амплитуда синусоиды в cm ;

m — частота собственных колебаний в $сек^{-1}$;
 s — длина неровностей в $м$;
 u — скорость движения автомобиля в $км/час$.

Зная величину максимального динамического воздействия, коэффициент динамичности можно вычислить по формуле:

$$P_{ст} + F \tag{37}$$

где $P_{ст}$ — вес, приходящийся на расчетную ось поезда.

Вычислим величину динамического коэффициента для рассмотренных видов неровностей.

Необходимые расчетные данные автомобилей МАЗ приводятся в табл. 2.

Таблица 2

Тип автомобиля	Приведенная жесткость в $кг/см$		Распределение веса груженого автомобиля в $кг$		Вес неподдресоренных масс в $кг$		Вес поддресоренных масс в $кг$		Собственная частота колебаний ω в $сек^{-1}$	R в $см$	K в $см$
	передней подвески C_1	задней подвески C_2	передний мост	задний мост	передний мост	задний мост	передний мост	задний мост			
МАЗ-200	193	342	3565	10060	700	1520	2865	8540	5,78	56,9	53,5
МАЗ-501	207	391	4450	8350	1110	1520	3340	6830	6,79	56,9	52,9

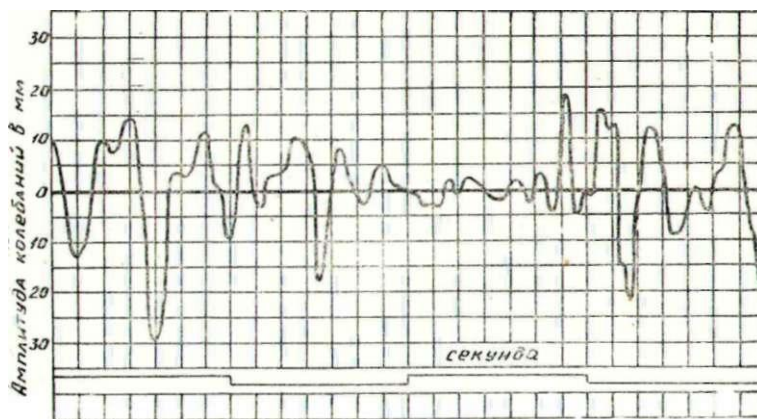
При возмущающей силе типа импульса величина динамического воздействия определяется по формуле (15). Изменение величины коэффициента динамичности в зависимости от скорости движения и высоты пороговой неровности приведено в табл. 3.

Таблица 3

Скорость движения в $км/час$	Высота пороговой неровности в $см$	Динамический коэффициент от воздействия задних осей автомобилей	
		МАЗ-200	МАЗ-501
15	1	1,16	1,21
	2	1,17	1,22
	3	1,19	1,23
	4	1,20	1,24
	5	1,21	1,26
20	1	1,21	1,27
	2	1,23	1,28
	3	1,25	1,30
	4	1,27	1,32
	5	1,28	1,34

При параболическом характере неровности коэффициент динамичности определяется при помощи формул (24) и (37). Так, при длине неровности $l \sim 2 л$ (что соответствует величине двух шпальных пролетов), высоте $h_a = 2 см$, скорости $15 км/час$ (которая имела место при проведении испытаний), коэффициент динамичности для автомобилей МАЗ равен 1,09, а при скорости $20 км/час$ — 1,10.

В случае синусоидального характера неровностей максимальная динамическая добавка определяется по формуле (36), а коэффициент



Протя 6 сек

Рис. 5. Виброграмма колебаний заднего моста порожнего автомобиля МАЗ-200.

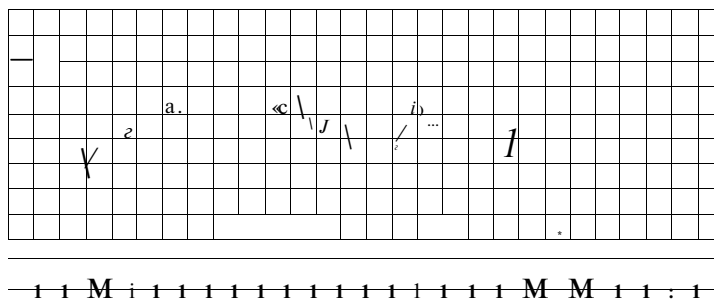


Рис. 6. Виброграмма колебаний заднего моста груженого автомобиля МАЗ-200.

динамичности по формуле (37). Произведенные по этим формулам расчеты показывают, что при относительных прогибах лежней между шпалами 10—20 мм и расстоянии между шпалами до 2 м коэффициент динамичности для рассматриваемых автомобилей не превышает 1,08 при скорости их движения более 10 км/час, то есть значительно меньше коэффициента динамичности, полученного при импульсной возмущающей силе от пороговой неровности на стыке.

Для уточнения теоретических выкладок были проведены экспериментальные исследования по определению колебаний подвижного состава в порожнем и груженом состояниях. Эксперименты проводились в производственных условиях. Колебания автомобиля МАЗ-200 исследовались на Шекменской автолежневой дороге Шарьинского леспромхоза, а колебания автомобиля МАЗ-501 на Мостовской лесовозной дороге Оленинского ЛПХ ЦНИИМЭ. Для записи колебаний были использованы вибрографы ВР-1 со специальными приспособлениями. Запись производилась на меловую бумагу.

На рис. 5 показана виброграмма колебаний заднего моста порожнего автомобиля МАЗ-200 при движении его со скоростью 20 км/час по дороге, неровности которой имеют синусоидальный характер. Длина неровностей в среднем была равна 1 м, а высота 4 см. Согласно этой

виброграмме, динамический коэффициент равен 1,3, а вычисленный по формулам для данных условий коэффициент динамичности— 1,38.

Колебания груженого автомобиля (рис. 6) записаны при скорости движения 15 км/час на участке дороги, имеющем сравнительно ровную поверхность с неровностями синусоидального характера, длиной— 1 м и высотой 1 см. Динамический коэффициент в этом случае составил 1,04, а подсчитанный по формуле (36) — 1,036.

Аналогичное соответствие теоретических и экспериментальных данных получено для автомобиля МАЗ-501.

Таким образом, данные экспериментов подтверждают теоретические выкладки, а следовательно, ими можно пользоваться при определении динамического коэффициента.

Выводы

1. Полученные расчетные формулы позволяют определять для автомобилей различных марок коэффициент динамичности в зависимости от рейсовой нагрузки, скорости движения и характера дорожных неровностей.

2. Наибольшее значение динамический коэффициент имеет при прохождении колеса по пороговым неровностям, а поэтому их необходимо рассматривать как основной вид неровностей на лежневых покрытиях. Расчетной формулой для определения динамического воздействия автомобиля на лежневое покрытие в таком случае является выражение (15).

ЛИТЕРАТУРА

- [1]. В. В. Буверт, Б. Д. Ионов и др. Сухопутный транспорт леса. Гослесбумиздат, 1951. [2]. Б. Г. Гастев. Свободные колебания связанной системы. Научно-техническая информация № 5, Львов, 1957. [3] Г. В. Зимелев. Теория автомобиля. Воениздат, 1957. [4]. Н. К. Снитко. Динамика транспортных сооружений. Учебный цвел ВТД ВС. 1949.

Поступила в редакцию
24 марта 1959 г.