

Рис. 1.

редуктора, принимается среднее время восстановления, равное 0,82 ч.

Для обеспечения работы редуктора в течение всего срока службы необходимо увеличить количество запасных частей в группкомплектках: корпус редуктора — 4 шт.; корпус шестерни — 5 шт.; шестерня и валик — 4 шт.; звездочка ведущая — 8 шт.

Поступила 3 июня 1975 г.

УДК 629.1-44

АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК ДИНАМИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ НА ЛЕСНЫЕ МАШИНЫ ПРИ ТРАНСПОРТНЫХ ОПЕРАЦИЯХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА

А. В. ЖУКОВ

Белорусский технологический институт

Рассмотрены воздействия от неровностей дороги на установившихся и неустановившихся режимах движения, инерционные воздействия при торможении и поворотах и др. Приведены расчетные формулы и экспериментальные значения возмущающих сил, дана их оценка и сделаны практические выводы по применению результатов анализа в расчетах колебаний лесных машин.

При движении колесных или гусеничных лесных машин источниками возбуждения колебаний могут быть неровности поверхности дороги или волока, неуравновешенность вращающихся частей ходовой части, двигателя и трансмиссии машины, внешние силы, появляющиеся при резком изменении скорости или направления движения.

Среди этих источников возмущения особое место занимают внешние воздействия на транспортную систему от неровностей дороги ([1—4], [7], [9—11] и др.). Эти воздействия могут быть как непрерывно действующими, так и единичными. К числу единичных воздействий, вызывающие колебания транспортных машин, относятся также силы, возникающие вследствие изменения скорости движения при появлении движущих или тормозных сил.

Диаграмма тормозного усилия может быть представлена с известным допущением в виде кусочно-линейной функции [8] (рис. 1).

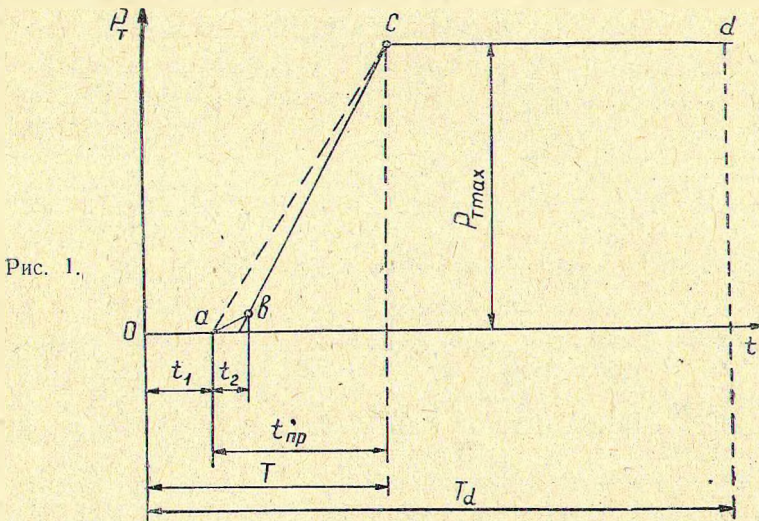


Рис. 1.

Промежуток времени T складывается из времени реакции водителя t_1 и времени срабатывания тормозного привода $t_{пр}$.

По данным В. Г. Розанова [8], время t_1 может быть принято равным 0,5 с, а $t_{пр} = 0,3$ с при быстром нажатии на тормозную педаль. На протяжении отрезка времени $t_{пр}$ характер нарастания тормозной силы P_T может быть без особого ущерба принят линейным, то есть

$$P_T = Kt_{пр},$$

где K — темп нарастания тормозной силы.

При торможении машины вертикальная нагрузка на переднюю ось возрастает на величину R_1 , а на заднюю — уменьшается на величину R_2 . Эти вертикальные силы могут рассматриваться как возмущающие, действующие на входы динамической системы и вызывающие ее вертикальные и продольно-угловые колебания.

Для двухосной транспортной системы

$$R_1(t) = \frac{h_C G \varphi}{L t_{пр} M} \cdot t, \tag{1}$$

$$R_2(t) = - \frac{h_C G \varphi}{L t_{пр} M} \cdot t, \tag{2}$$

где M — масса машины;
 L — колесная база;
 h_C — высота центра тяжести.

Для транспортных систем типа седельных или лесовозных автопоездов перераспределение нагрузок по осям системы на режимах торможения или разгона подчиняется более сложному закону [8], [5] и зависит от ряда конструктивных параметров автопоезда, соотношения тормозных или движущих сил, соотношения времени срабатывания тормозов тягача и прицепного звена. Поэтому и возмущающие вертикальные силы, появляющиеся на входах таких систем, носят несколько иной характер и описываются более сложными выражениями [5], чем (1) и (2). Однако принципиально характер изменения рассматриваемых воздействий близок к описанному выше.

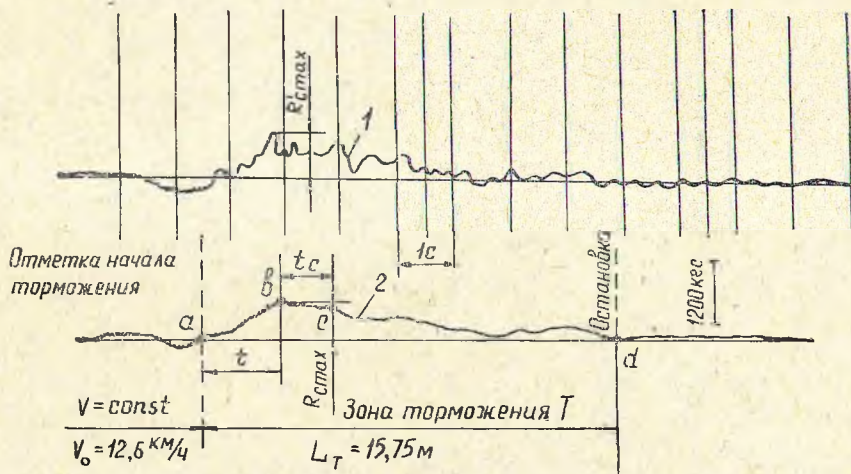


Рис. 2.

На рис. 2 приведена записанная нами экспериментальная кривая 1 вертикальных динамических усилий на сцепном устройстве седельного автопоезда при движении его по ровному участку асфальтобетонного шоссе в режиме торможения (скорость v_0 в начальный момент торможения — 12,6 км/ч). Кривая 2 построена без учета дополнительных амплитуд [4], наложившихся на основную кривую от собственных вертикальных колебаний подрессоренных масс, вызванных появлением тормозной силы. Она характеризуется довольно медленным нарастанием усилия на участке ab ($t = 1,4$ с). Участок bc стабильного давления по времени занимает 0,9 с, затем вертикальное усилие на седельном устройстве постепенно снижается, что объясняется уменьшением тормозной силы. Как видно из рисунка, общий характер кривой abc идентичен диаграмме торможения.

Экспериментальные работы указывают на правильность изложенного подхода к определению возмущающих воздействий при изменении скорости движения транспортных машин и, кроме того, подтверждают необходимость учета таких воздействий при расчете колебаний системы [4]. В рассмотренном случае суммарная максимальная амплитуда R'_{Cmax} на 300 кгс больше усилия R_{Cmax} , вызванного перераспределением нагрузок от торможения.

Колебания транспортных систем от неровностей дороги при изменении скорости движения также имеют свои особенности [4], что объясняется спецификой изменения частот воздействия дороги при торможении или разгоне. Ранее [4] нами был рассмотрен проезд через синусоидальную неровность.

При воздействии от дороги, носящем стохастический характер, также возможен учет непостоянства скорости транспортной системы. При расчете колебаний лесовозного автопоезда или другой транспортной системы на ЭЦВМ по нашей методике [6], воздействие от дороги задается в виде таблицы значений высот неровностей q_n по длине участка через определенные интервалы S_n . Воздействие на оси системы есть функция времени, то есть

$$q_i = f(t - \tau_i),$$

где τ_i — запаздывание воздействия ($\tau_i = \frac{l_i}{v_n}$; i — номер оси; l_i — расстояние от передней оси до последующих).

Для того чтобы учесть влияние изменения скорости движения на характер воздействия (например, при торможении), время t_n , соответствующее каждому из задаваемых значений высот q_n , вычисляют по формуле

$$t_n = \frac{v_n}{j} - \sqrt{\left(\frac{v_n}{j}\right)^2 - \frac{2S_n}{j}}, \quad n = 1, 2, 3 \dots \quad (3)$$

где $v_n = v_{n-1} - jt_{n-1}$ — скорость системы через интервал S_n .

При $v_n = v_1$ скорость $v_{n-1} = v_0$, а начальная скорость v_0 задается.

Для эксплуатации транспортных машин характерно также появление внешних возмущающих сил на криволинейных траекториях. Особый интерес представляют интенсивно нарастающие или убывающие силы при выполнении различных маневров (поворотах, обгоне и т. д.).

В общем случае движения транспортной системы по криволинейной траектории нормальная сила инерции, приложенная в центре тяжести, равна

$$F_u = Mj_{Cn}, \quad (4)$$

где j_{Cn} — нормальное ускорение центра тяжести;

$$j_{Cn} = \omega v - \frac{dv_{Cn}}{dt},$$

здесь ω — угловая скорость вращения системы на повороте;

v_{Cn} — нормальная составляющая полной линейной скорости центра тяжести системы.

Величины ω и v_{Cn} определяются с учетом боковой эластичности шин, криволинейности траекторий и переменной скорости движения. Если принять, что колеса системы жесткие в боковом направлении, то формула (4) приобретает вид

$$F_u = M \left(\omega v + b \frac{d\omega}{dt} \right), \quad (5)$$

где b — расстояние от задней оси до центра тяжести системы. *

Если принять радиус поворота R_0 постоянным, $v = \text{const}$, $\frac{dv_{Cn}}{dt} = 0$ и $\frac{d\omega}{dt} = 0$, то приходим к общеизвестному случаю

$$F_u = \frac{Mv^2}{R_0}.$$

Для того чтобы проследить характер изменения силы инерции F_{II} , рассмотрим случай поворота двухосной системы по кривой, состоящей из двух переходных и одной круговой кривой радиуса R_0 ($R_0 = \text{const}$); эластичность шин не учитываем.

Принимаем, что первая и вторая переходные кривые имеют такую форму, при которой, в случае постоянной скорости v системы, угловое ускорение $\frac{d\omega}{dt}$ системы также остается постоянным.

1. Первая переходная кривая

$$v = \text{const}; \quad \frac{d\omega_1}{dt} = \text{const} = Hv^2; \quad \omega_1 = \omega_0 + Hv^2t,$$

где ω_0 — первоначальное значение угловой скорости;

H — коэффициент, зависящий от кривизны переходной траектории.

2. Участок постоянного радиуса:

$$R_0 = \text{const}; \quad v = \text{const}; \quad \omega_0 = \frac{v}{R_0}; \quad \frac{d\omega_0}{dt} = 0.$$

3. Вторая переходная кривая

$$v = \text{const}; \quad \frac{d\omega_{II}}{dt} = \text{const} = Hv^2; \quad \omega_{II} = \omega_0 + Hv^2t.$$

На рис. 3 показана рассчитанная по формуле (5) кривая зависимости F_{II} от времени t движения двухосной системы ($M = 1220$ кгс·с²/м; $b = 1,97$ м; $R_0 = 60$ м; $H = 0,00056$ 1/м²; $v = 15$ м/с).

Из приведенного рисунка видно, что при движении по первой переходной кривой боковая сила инерции интенсивно, в течение 2 с, возрастает, на кривой постоянного радиуса имеет постоянное и максимальное значение, а затем, при движении по второй переходной кривой, уменьшается до нуля.

Общий характер изменения функции $F_{II} = f(t)$ подтверждается записанной экспериментально кривой поперечного крена (рис. 3, б) лесовозного автопоезда МАЗ-509+2Р-15 при движении по окружности.

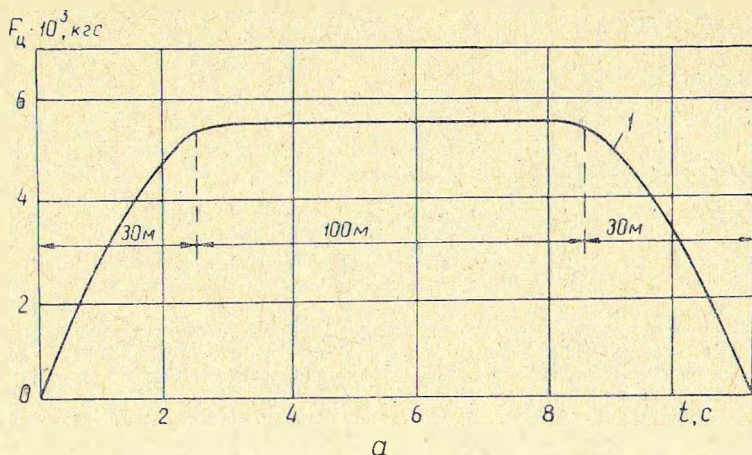
Из рисунка видно, что при времени входа в окружность немногим более 2 с поперечный крен возрос от нуля до максимального значения 2,7°, что с учетом угловой жесткости подвески автопоезда соответствует 4070 кгс.

В данном случае (рис. 3, а и б) время изменения внешней силы F_{II} от нуля до максимального значения соизмеримо с периодом собственных поперечно-угловых колебаний системы, что необходимо учитывать, особенно при изучении переходных процессов.

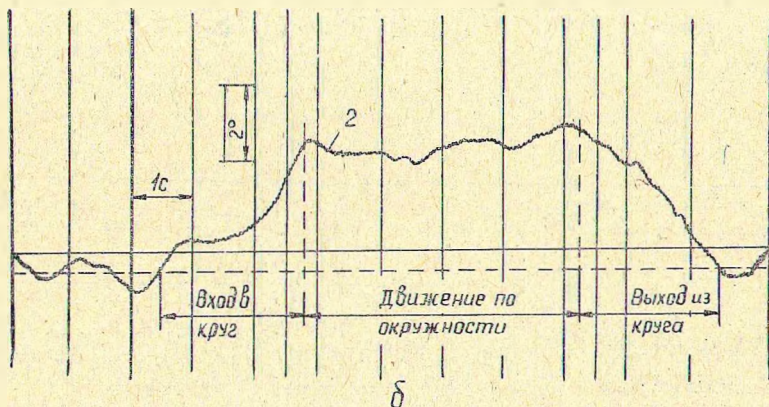
Еще более характерно изменение инерционных сил при маневре «смена полосы движения»: при обгонах попутного транспорта, объездах препятствий и в других аналогичных случаях.

На рис. 4 показаны осциллографические записи боковых кренов полуприцепа при выполнении седельным автопоездом МАЗ маневра «смена полосы движения».

Из рисунка видно, что поперечный крен полуприцепа — интенсивно изменяющийся по времени процесс. Отклонение кривой на участке b произошло при выходе полуприцепа из начальной полосы движения, а на участке d — при вписывании в поворот на конечной стадии маневра «переставка». Отклонение луча осциллографа на величину a



а



б

Рис. 3. Зависимость силы F_c (а) и поперечного крена φ (б) от времени t .

1 — расчетная кривая для криволинейной траектории ($v = 54$ км/ч); 2 — экспериментальная кривая при движении по окружности ($v = 28,2$ км/ч).

объясняется постоянным боковым креном системы за счет разницы поперечного наклона полотна дороги на полосах движения автопоезда (расстояние между полосами 3,5 м). Из приведенных осциллограмм видно, что рассматриваемый процесс весьма кратковременен и характеризуется значительными амплитудами. Его интенсивность зависит от скорости движения, что можно заметить из сравнения рис. 3, а и б.

На рис. 5 изображена построенная расчетно-графическим методом зависимость $F_{\text{ц}} = f(S)$ для прицепа весом 12 тс при движении его с тягачом МАЗ со скоростью 79,7 км/ч (пунктиром обозначены участки траектории с постоянными радиусами). Идентичность рассматриваемых возмущающих сил, полученных экспериментальным и экспериментально-расчетным путем, видна из сравнения рис. 4 и 5.

Изложенное показывает, что при интенсивном выполнении маневра «смена полосы движения» на скоростных режимах боковой крен системы должен определяться с учетом ее поперечно-угловых колебаний под действием изменяющихся по времени центростремительных сил. При движении со скоростью 79,7 км/ч (рис. 5) угол крена прицепа

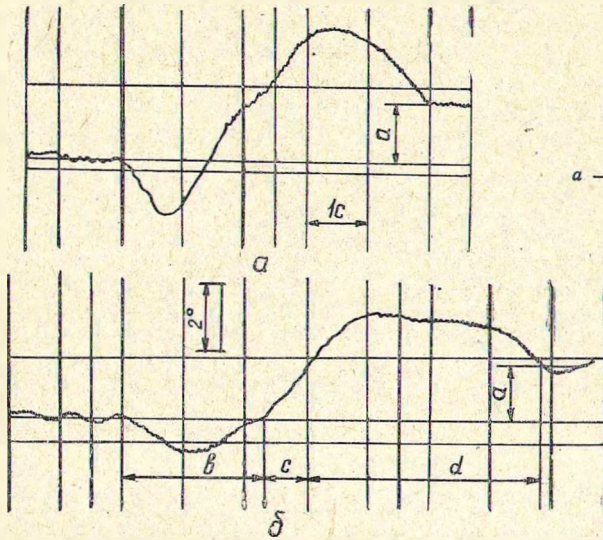


Рис. 4.

a — $v = 24,6$ км/ч; *б* — $v = 18$ км/ч.

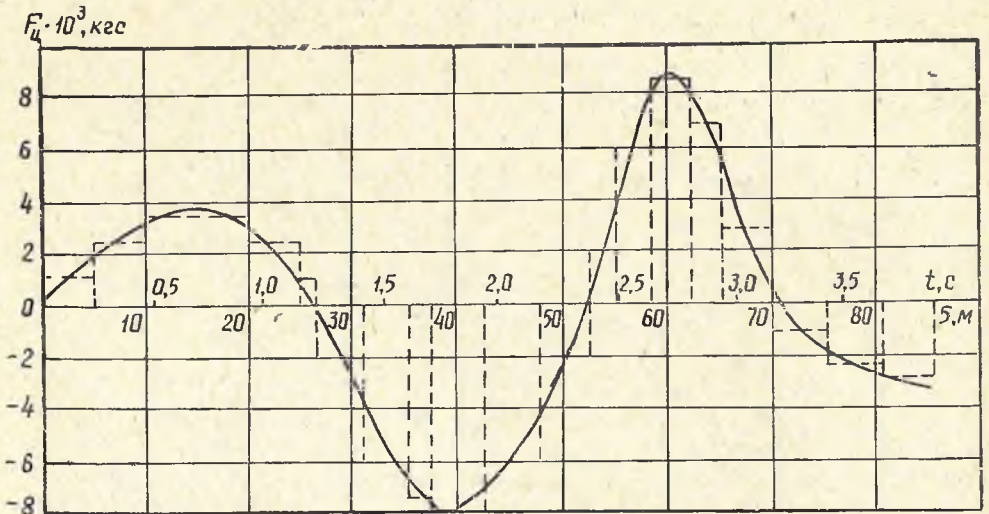


Рис. 5.

весьма значителен. Его максимальное расчетное значение наблюдается при выходе на прямолинейную траекторию ($8^{\circ}15'$). При дальнейшем движении поперечный крен прицепа постепенно затухает. В первый период маневра максимальное значение угла крена значительно меньше -4° .

Проведенные расчеты показывают, что при наложении на собственные поперечно-угловые колебания перемещений, вызванных боковой внешней силой $F_{\text{п}}$, возможно увеличение амплитуд угловых отклонений системы до 20—25%. Степень этого увеличения зависит от частоты собственных колебаний машины и времени изменения знака переменных нагрузок от возмущающей силы $F_{\text{п}}$. Правда, частота возмущения не постоянна и зависит от характера маневра, однако

анализ различных траекторий маневров показывает, что при «переставках» время действия положительных и отрицательных значений $F_{\text{ц}}$ различается незначительно.

Данные проведенного анализа могут быть использованы при решении задач, связанных с колебаниями лесотранспортных машин.

ЛИТЕРАТУРА

11. Добрынин Ю. А. Некоторые результаты статистического исследования микропрофиля трелевочных волоков. — Научные труды ЛТА, № 147. Машины и орудия для механизации лесозаготовок и лесного хозяйства. Л., 1972. 12. Жуков А. В. Статистический метод исследования микропрофиля автомобильных дорог. — Материалы научно-технической конференции ЛТА. Л., 1966. 13. Жуков А. В., Абрамович К. Б. Исследование микропрофиля автомобильных лесовозных дорог с гравийным покрытием. — Сб. трудов БТИ, Механизация лесозаготовок и транспорта леса. Минск, 1974. 14. Жуков А. В., Леонович И. И. Колебания лесотранспортных машин. Минск, Изд-во БГУ. 1973. 15. Закин Я. Х. Прикладная теория движения автопоезда. М., «Транспорт», 1967. 16. Леонович И. И., Жуков А. В. и др. Исследование динамического воздействия на дорогу лесовозных автомобильных поездов. — Вестн АН БССР. 1974, № 3. 17. Певзнер Я. М., Тихонов А. А. Исследование статистических свойств микропрофиля основных типов автомобильных дорог. — «Автомобильная промышленность», 1964, № 1. 18. Розанов В. Г. Торможение автомобиля и автопоезда. М., «Машиностроение», 1964. 19. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. М., «Машиностроение», 1972. 10. Рыскин Ю. Е. Особенности микропрофиля трелевочных волоков и их статистические характеристики. — Труды ЦНИИМЭ, № 103, Вопросы создания колесных трелевочных тягачей. Химки, 1970. 11. Силаев А. А. Спектральная теория подрессоривания транспортных машин. М., «Машиностроение», 1972.

Поступила 23 июня 1975 г.

УДК 658.581

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ЛЕСОЗАГОТОВИТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Ю. Д. КУЗНЕЦОВ, В. Б. ПРОХОРОВ, А. А. КРУПАНИН

Ленинградская лесотехническая академия

Рассматривается современное состояние технического обслуживания и работы по его совершенствованию. Приводится содержание основных методических положений, позволяющих количественно оценить достигнутый технико-технологический уровень производства как в целом, так и по отдельным составляющим, определить величину резервов и вести последовательную, планомерную работу по их реализации. Авторы дают практические рекомендации по использованию общих принципов совершенствования производства в условиях технического обслуживания лесозаготовительного оборудования.

В последние годы значительно возрос интерес к вспомогательно-обслуживающим производствам во всех отраслях промышленности, поскольку именно здесь кроются значительные резервы роста производительности труда. На рис. 1, 2 показано современное состояние технического обслуживания (ТО) лесозаготовительного оборудования и возможность его совершенствования за счет имеющихся резервов (рис. 3). Данные получены по 11 предприятиям объединения «Кареллеспром» за ряд лет (1970—1973 гг.). Обследованные леспромхозы достаточно крупные, типичные и перспективные.

Рис. 1 показывает, что с ростом энергетической мощности производства u повышается годовой объем лесозаготовок x_1 . С другой сто-