

Как видно из приведенных данных, расчетное число деревьев в пакете, с учетом вводимой нами поправки весьма близко к их фактическому количеству.

Число деревьев, срезаемых с одной стоянки широкозахватной ВПМ, следует определять с учетом свободного места для проезда машины.

ЛИТЕРАТУРА

[1]. Вороницын К. И., Виногородов Г. К. Испытания зарубежных машин.— Науч. тр./ ЦНИИМЭ, 1975, вып. 142. [2]. Гугелев С. М., Леонтьев В. И. Параметры пачек, формируемых валочно-пакетирующими машинами. — В кн.: Машинная валка и трелевка леса. Химки: ЦНИИМЭ, 1977. [3]. Никитин К. Е., Швиденко А. З. Методы и техника обработки лесоводственной информации.— М.: Лесн. пром-сть, 1978. [4]. Орлов С. Ф., Кочегаров В. Г. Лесосечные работы без ручного труда. — М.: Лесн. пром-сть, 1973. [5]. Федяев Л. Г. Производительность систем машин для лесосечных работ. — В кн.: Лесосечные, лесоскладские работы и сухопутный транспорт леса. — Л.: ЛТА, 1976, вып. 5.

Поступила 13 июня 1983 г.

УДК 629.114.3.001.2

ВЛИЯНИЕ ИНЕРЦИОННЫХ МАСС НА МОЩНОСТНОЙ БАЛАНС ЛЕСОВОЗНОГО АВТОПОЕЗДА ПРИ КОЛЕБАНИЯХ НАГРУЗКИ

Г. Д. БОГОМАС, В. И. РОМАНЕНКО, Ю. А. СЕДОВ

Ленинградская лесотехническая академия

В настоящее время большое внимание уделяется уточнению существующих и разработке новых методов исследования неустановившихся режимов движения автомобилей.

Динамические характеристики автомобиля могут быть определены, если известны величина и характер изменения крутящего момента двигателя в процессе разгона автомобиля на соответствующих передачах. Их устанавливают обычно на основе статических значений крутящего момента двигателя, что не позволяет получить достаточную степень точности. Неполно выявлены также и связи между динамическими характеристиками автомобиля и параметрами его двигателя и трансмиссии.

При решении таких задач, как оценка влияния скоростной характеристики двигателя на динамические качества автомобиля, выбор передаточных чисел трансмиссии и исследование топливной экономичности автомобиля, весьма удобным инструментом является уравнение мощностного баланса автомобиля:

$$N_T = N_K + N_P + N_B \pm N_n,$$

где N_T — тяговая мощность;

N_K — мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качения;

N_P — мощность, затрачиваемая на преодоление подъема;

N_B — мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха;

N_n — мощность, затрачиваемая на ускорение автомобиля.

Для автомобилей, используемых в лесной промышленности, величина N_B незначительна, и ею можно пренебречь.

Мощность, затрачиваемая на ускорение автомобиля, учитывается только на режиме разгона при постоянных значениях величин, ее определяющих:

$$N_{\text{н}} = \delta m j v,$$

где δ — коэффициент учета вращающихся масс;
 m — масса автомобиля;
 j — ускорение автомобиля;
 v — скорость автомобиля.

Для автопоезда МАЗ-509 + ГКБ-9383 при массе автопоезда $m = 29\,000$ кг, скорости $v = 1,67$ м/с, ускорений $j = 0,139$ м/с² и $\delta = 2,92$ $N_{\text{н}} = 12$ кВт.

При движении лесовозного автопоезда по усам и веткам происходит непрерывное колебание приведенных инерционных масс. Эти колебания имеют различную амплитуду относительно среднего значения, характерного для установившегося движения автопоезда, когда $N_{\text{н}} = 0$.

Колебания суммарной приведенной массы автопоезда вызывают дополнительные затраты мощности и топлива по сравнению с установившимся режимом.

Для определения $N_{\text{н}}$ по специальной методике был исследован двигатель лесовозного тягача, установленный сначала на моторном стенде, а затем на тягаче МАЗ-509. В процессе этих исследований момент сопротивления M_c изменялся по синусоидальному закону

$$M_c = M_0 + A_c \sin \Omega t.$$

Испытания позволили определить мощность за каждый цикл изменения нагрузки и сравнить основные параметры установившегося и колебательного процесса. При их проведении на ленту осциллографа

Динамическая характеристика системы двигатель — стенд. Цифрами показана частота изменения момента сопротивления Ω .

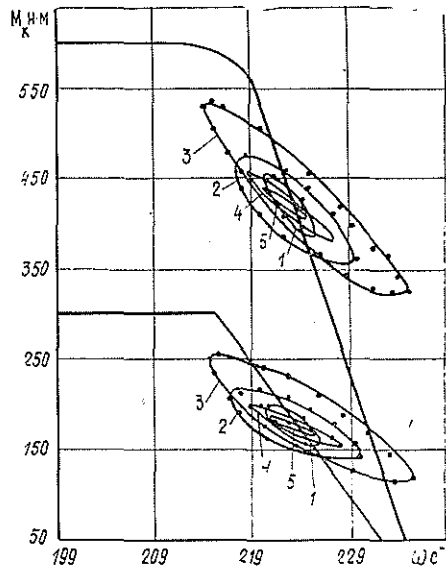
1 — 0,628 с⁻¹; 2 — 1,885; 3 — 2,513;
 4 — 4,398; 5 — 5,655 с⁻¹.

записывали значения крутящего момента при соответствующей частоте вращения коленчатого вала двигателя за один период (цикл) изменения момента сопротивления M_c с шагом, достаточным для построения замкнутой кривой с заданной точностью. Полученные точки с координатами ω , M_k наносили на скоростную характеристику двигателя (см. рис.).

Площадь, ограниченная замкнутой кривой, определяет мощность, затрачиваемую на преодоление инерционности масс двигателя и связанных с ним агрегатов.

Если произведение $M\omega = N(t)$ представляет собой мгновенную мощность двигателя, а средняя мощность за период (цикл) T изменения M_c определяется как

$$N_{\text{ср}} = \frac{1}{T} \int_0^T M(t) \omega(t) dt,$$



где T — период изменения M_c ;
 t — время,

то площадь, ограниченная эллипсом (с учетом масштаба), и есть мощность, затраченная на преодоление инерционности масс.

Использованный метод исследования дает возможность по основным параметрам эллипса (его площади S , отношению полуосей l_2/l_1 , углу наклона главной оси эллипса к какой-либо из координатных осей φ) сравнивать динамические характеристики различных двигателей при одинаковых параметрах нагрузок, приняв определенные значения S , l_2/l_1 , φ за эталонные. При периодическом (циклическом) изменении момента сопротивления по закону, отличному от синусоидального, замкнутая кривая не будет эллипсом, хотя также может определять мощность, затраченную на преодоление инерционности масс двигателя и связанных с ним агрегатов.

Экспериментальные (на тормозном стенде) и теоретические исследования показали, что затраты мощности на преодоление инерционности масс двигателя ЯМЗ-236 и связанных с ним агрегатов зависят от частоты изменения момента сопротивления и инерционных масс и составляют от 0,5 до 2,5 кВт.

Для тягача МАЗ-509 на прямой передаче эти затраты равны 0,7—15 кВт в зависимости от частоты возмущающего воздействия.

Поступила 11 марта 1984 г.

УДК 630*36.001.57

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ УПРУГОГО ЗВЕНА. НА ДИНАМИКУ ЩИТОВОГО БРЕВНОСБРАСЫВАТЕЛЯ

П. С. НАРТОВ, Е. И. ХАНКИН

Воронежский лесотехнический институт
 Воронежский инженерно-строительный институт

Для обеспечения нормальной и эффективной эксплуатации погрузочно-разгрузочных механизмов лесных машин надежность их работы имеет первостепенное значение.

Существуют различные способы повышения надежности указанных механизмов, один из которых — снижение динамической нагруженности на узлы и детали с помощью упругих элементов, вводимых в конструкции. Устройства, содержащие упругие элементы, конструктивно довольно просты и имеют широкое применение.

В данной работе излагаются результаты экспериментальных исследований по влиянию упругих элементов на снижение ударных нагрузок на элементы конструкции щитового бревносбрасывателя.

Для исследования динамических процессов, протекающих в момент сбрасывания сортимента с транспортера рычагами бревносбрасывателя, была использована модель, изображенная на рис. 1.

Ускорения, возникающие в процессе сбрасывания, фиксировали датчиками типа ИС 598, установленными на концах рычагов 1 сбрасывателя, на сортименте 2 в зонах контактов с рычагами и в зоне удара торца сортимента о щит 3.

Запись ускорений осуществляли с помощью шлейфового осциллографа модели К-12-22 на фотобумагу. Для количественной оценки полученных осциллограмм провели контрольные сравнения показаний датчиков с показаниями «g»-метра.

На рис. 2 представлены осциллограммы ускорений концов рычагов щитового бревносбрасывателя и сортимента при жесткой и упругой