

на лесной дороге и трелевочном волоке при жесткой и упругой конструкциях каната на 4-й передаче. Кривая 1 характеризует отклонение каната на лесной дороге при жесткой конструкции подвеса, а кривая 2 — при введении упругого элемента в канат. Максимальные значения отклонений каната составляют соответственно  $36^\circ$  и  $28^\circ$ . Для трелевочного волока (кривые 3 и 4) разность в угле отклонения каната больше. Значения  $\varphi_K$  на волоке равны  $47^\circ$  и  $34^\circ$  для жесткой и упругой конструкций каната. Затухание отклонений каната происходит по обе стороны оси.

Зависимость ударных нагрузок в конструкции щита от скорости в момент начала торможения на лесной дороге и трелевочном волоке приведена на рис. 2. Характер изменения кривых показывает, что увеличение скорости не одинаково сказывается на величину ударных нагрузок в щите трактора для лесной дороги и трелевочного волока. Так, при введении упругих элементов в канат (кривая 1) значения ударных нагрузок на лесной дороге в интервале скоростей 6–18 км/ч в момент начала торможения изменяются от 4,6 до 7,7 кН. Величина ударных нагрузок на лесной дороге без упругих элементов в канате изменяется при тех же скоростях в пределах 4,9–9,7 кН. Наиболее характерно проявляется зависимость  $F(v)$  при увеличении скорости. Значения ударных нагрузок на трелевочном волоке (кривые 3 и 4) при упругой и жесткой конструкциях подвеса пачки показывают, что введение упругого элемента в канат позволяет уменьшить динамические нагрузки в щите на 15–20 % при скоростях торможения до 10 км/ч и на 20–27 % при  $v > 10$  км/ч. Величина нагрузок в щите для упругого состояния изменяется в пределах 7,7–12,2 кН, а для жесткой конструкции — 8,4–14,7 кН при  $v = 6$ –18 км/ч.

Оценку нагруженности технологического оборудования трактора можно проанализировать по коэффициенту динамичности. Так, при отсутствии элементов демпфирования  $K_D = 2,4$ –2,6 для трелевочного волока и 2,1–2,3 — для лесной дороги. Применение упругих элементов в конструкции щита и каната позволяет снизить  $K_D$  до значений 2,2–2,4 для волока и 1,8–2,1 для дороги.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. А.с. 856410 (СССР). Машина для бесчokerной трелевки деревьев в полуподвешенном состоянии/А.В.Жуков, В.А.Симанович, П.Ф.Рудницкий и др. — Оpubл. в Б.И., 1981, № 31. 2. Ш е х о в ц е в Д.И. Экспериментальное определение сил, передающихся на трактор при трелевке пачки в захвате. — Труды ЦНИИМЭ, 1977, с. 57–62.

УДК 629.114.2–585.22.001

Я.И.ОСТРИКОВ (БТИ)

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИНЕРЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОПЕРЕДАЧИ ЛЕСОВОЗНОГО АВТОМОБИЛЯ

В настоящее время проводятся исследования технико-эксплуатационных свойств лесовозного автопоезда с гидромеханической передачей (ГМП) типа ГМ4-80. Поскольку в технической литературе отсутствуют данные по момен-

там инерции вращающихся частей данной ГМП, нами они определялись расчетным и экспериментальным методами. Были получены аналитические выражения для моментов инерции основных ее деталей. Например, формула для определения момента инерции ведущей шестерни первого промежуточного вала (рис. 1) относительно оси вращения имеет вид

$$I = \frac{\rho}{4} \left\{ \frac{bh}{3} (b^2 + h^2 + 6d_{\text{cp}}^2) Z_1 l_1 + \frac{\pi}{8} [(d_3^4 - d_4^4) l_1 + (d_2^4 - d_3^4) l_3 + (d_1^4 - d_2^4) l_2] + \frac{S_3 h_3}{3} (S_3^2 + h_3^2 + 6D_0^2) z_2 l_2 \right\}.$$

$$\text{Здесь } h = \frac{d_4 - d_5}{2}; \quad d_{\text{cp}} = \frac{d_5 + d_4}{2},$$

где  $\rho$  — плотность;  $z_1$  — число шлиц;  $b$  — толщина шлица;  $z$  — число зубьев;  $S_3$  — толщина зуба;  $h_3$  — высота зуба.

В литературе [1–2] для определения моментов инерции сосредоточенных масс наряду с аналитическим методом известны графоаналитический и экспериментальный.

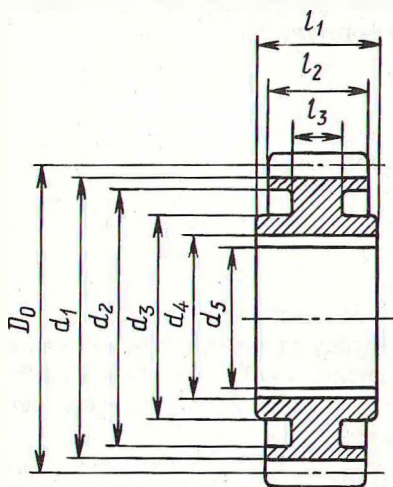


Рис. 1. К определению момента инерции шестерни.

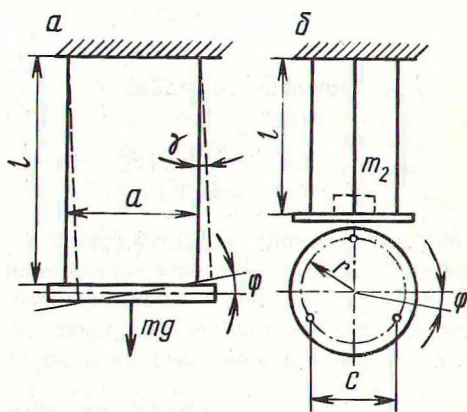


Рис. 2. Схема подвесов: а — бифилярного; б — трифилярного.

Графоаналитический метод можно применять в том случае, когда форма детали не поддается делению на простые геометрические тела. Однако он очень трудоемок. По данным ряда исследователей, экспериментальный метод требует гораздо меньше времени и является более точным. В этом методе основой является закон колебаний физического маятника. При этом можно пользоваться следующими способами: покачиванием детали на призме или использованием нитевого подвеса — монофилярного, бифилярного или трифилярного. На рис. 2 представлены схемы подвесов. Ввиду сложной конфигурации деталей ГМП наиболее приемлемым является экспериментальный метод с использованием нитевого подвеса. Деталь, подвешенная на нитях, которые распо-

жены на одинаковых расстояниях от оси вращения, проходящей через центр тяжести, при приложении к ней возмущающего момента совершает колебательное движение вокруг своей оси. Для такой системы уравнение движения тела можно записать в виде

$$I \frac{d^2\varphi}{dt^2} + M(\varphi) = 0,$$

где  $I$  — момент инерции детали;  $\frac{d^2\varphi}{dt^2}$  — угловое ускорение.

Величина возмущающего момента  $M(\varphi)$  находится из равенства элементарных работ, затраченных на поворот и подъем испытываемой детали:

$$M(\varphi) d\varphi = mg dl \quad \text{или} \quad M(\varphi) = mg \frac{dl}{d\varphi},$$

где  $mg$  — вес испытываемой детали.

После определения величины  $\frac{dl}{d\varphi}$ , дифференцирования полученного уравнения и выполнения ряда преобразований при условии, что для малых углов  $\varphi$  до  $5-6^\circ$   $\sin \varphi \approx \varphi$ , получим расчетную формулу:

$$\text{для бифилярного подвеса} \quad I = \frac{T^2 a^2 mg}{16 \pi^2 l};$$

$$\text{для трифилярного подвеса} \quad I = \frac{r^2 g}{4 \pi^2 l} (T_2^2 m_2 - T_1^2 m_1)$$

$$\text{или} \quad I = \frac{c^2 g}{16 \pi^2 \sin^2 60^\circ l} (T_2^2 m_2 - T_1^2 m_1),$$

где  $r$  — расстояние от центра вращения детали до мест закрепления нитей подвеса;  $l$  — длина нитей;  $c, a$  — расстояние между двумя нитями;  $g$  — ускорение свободного падения;  $T$  — период колебаний детали;  $T_1, T_2$  — периоды колебаний платформы и детали с платформой;  $m$  — масса детали;  $m_1, m_2$  — соответственно массы платформы и детали с платформой.

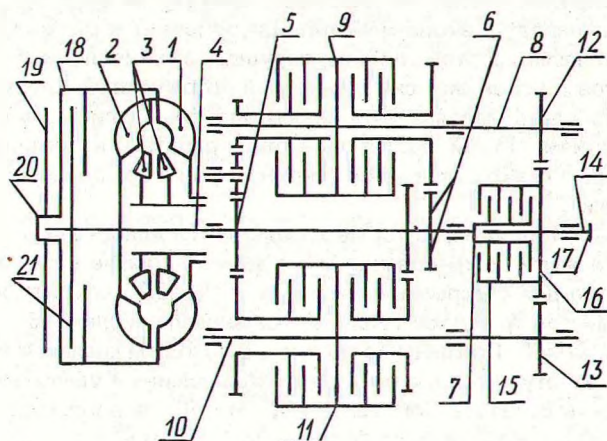
Т а б л и ц а 1

Моменты инерции деталей ГМП

Наименование детали, узла ГМП и № позиции на рис. 3	Момент инерции, кг·м <sup>2</sup>
Колесо насосное 1 в сборе	0,587
Колесо турбинное 2	0,171
Пакет из колес реакторов 3	0,055
Вал турбинный 4 в сборе с шестерней 5 первой передачи, блоком шестерен 6 второй и четвертой передач и ступицей 7 заднего фрикциона	0,103
Вал промежуточный первый 8 в сборе с двойным фрикционом 9	0,298
Вал промежуточный второй 10 в сборе с двойным фрикционом 11	0,302
Шестерня ведущая 12 первого промежуточного вала	0,046
Шестерня ведущая 13 второго промежуточного вала	0,031
Вал вторичный 14 в сборе с фрикционом 15, ведомой шестерней 16 и выходным фланцем 17	0,152
Корпус фрикциона блокировки 18 в сборе с муфтой привода 19, крышкой 20 турбинного вала и ступицей фрикциона 21	0,426



Для определения инерционных характеристик гидропередачи ГМ4-80, предназначенной для автомобилей типа лесовозных МАЗ, был использован трифилярный подвес. В табл. 1 приведены величины полученных экспериментальным путем моментов инерции деталей и узлов гидропередачи ГМ4-80, схема которой приведена на рис. 3. Анализ полученных результатов показывает,



Р и с. 3. Схема гидропередачи ГМ4-80.

что расчетные значения величин моментов инерции деталей ГМП согласуются с результатами замеров на подвесе, где погрешность измерений не превышает 1–2 %.

Приведенные значения могут служить основой для выбора исходных данных при исследовании динамических процессов в трансмиссии и расчете технико-эксплуатационных показателей лесовозных автопоездов типа МАЗ.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Ф а в о р и н М.В. Моменты инерции: Справочник. 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1977. — 511 с.
2. М а с л о в Г.С. Расчеты колебаний валов: Справочник. 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1980. — 151 с.

УДК 621.437

В.И.ЖИВУЛЬКИН (БТИ)

### ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Поршневые двигатели внутреннего сгорания являются основными силовыми агрегатами, определяющими развитие автотракторостроения. Общая мощность поршневых двигателей составляет примерно 95 % от мощности двигателей, устанавливаемых на тяговых машинах. Снижение удельного расхода