

## РАБОТА СИНХРОНИЗАТОРОВ В ТРАКТОРНОЙ КОРОБКЕ ПЕРЕДАЧ С ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИМ УПРАВЛЕНИЕМ

В изготовленной БПИ совместно с МТЗ синхронизированной коробке передач с электрогидравлическим управлением (ЭГУ) применены синхронизаторы серийного автомобиля ЗИЛ-130. Рабочей средой в ЭГУ являлось масло коробки передач, которое нагнеталось шестеренчатым насосом.

Испытания показали удовлетворительную работоспособность коробки передач с ЭГУ. Обеспечивалось командное управление не только основных передач внутри диапазонов, но и переключение диапазонов, а также выбор направления движения трактора МТЗ-80. Вместо манипулирования двумя рычагами оператор переключал кнопки на пульте управления. В результате уменьшалась усталость оператора.

Исходные данные для расчетов синхронизаторов при ручном и командном управлении коробкой передач различны. Темп включения синхронизаторов при ручном управлении не стабилен, так же как и закон изменения усилия включения синхронизаторов. При командном управлении коробкой передач с помощью ЭГУ эти параметры, как показали испытания, стабильны.

На рис. 1 показан характер процесса синхронизации при переключении передач "вверх"; запись получена осциллографированием на транспортном режиме.

Характер изменения  $\omega_1$  от точки *A* до начала процесса синхронизации зависит от вязкости масла в коробке передач, барботажных потерь мощности и потерь на трение в зацеплениях зубчатых колес, а также в подшипниках. Характер изменения  $\omega_2$  зависит, кроме вышеуказанных причин, и от дорожного сопротивления, которое является определяющим для изменения  $\omega_2$ . При перемещении *h* штока нелинейно изменяется усилие синхронизации  $P_c$ .

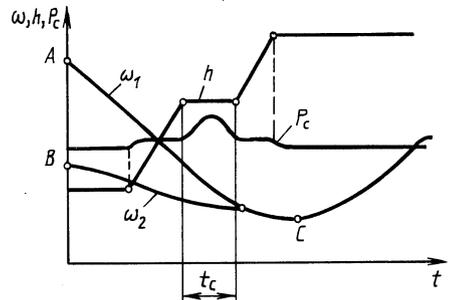
Момент трения синхронизатора

$$M_c = \frac{\mu P_c R_c}{\sin \gamma}, \quad (1)$$

где  $\mu$  — коэффициент трения между внутренней конической поверхностью синхронизирующего кольца и наружной конической поверхностью шестерни

Рис. 1. Процесс синхронизации при переключении передач "вверх":

$\omega_1$ ,  $\omega_2$  — угловая скорость соответственно первичной и вторичной синхронизирующей поверхности; *h* — перемещение штока;  $P_c$  — сила синхронизации;  $t_c$  — время синхронизации; *A* — точка выключения предыдущей передачи для первичной синхронизирующей поверхности; *B* — точка выключения предыдущей передачи для вторичной синхронизирующей поверхности; *C* — точка замыкания сцепления



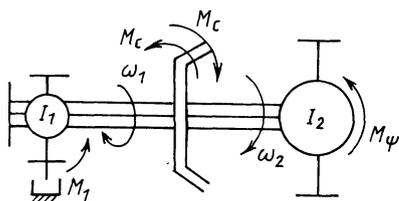


Рис. 2. Динамическая система синхронизируемых масс

включаемой передачи (первичной и вторичной синхронизирующих поверхностей);  $P_c$  — усилие синхронизации;  $R_c$  — средний радиус поверхности трения;  $\gamma$  — угол конуса синхронизатора.

При применении ЭГУ изменение  $P_c$  может описываться функциональной зависимостью, где аргументом является время  $t$ . Если коэффициент трения  $\mu$  постоянный, момент трения синхронизатора пропорционален  $P_c$ .

Зная закон изменения усилия синхронизации в течение всего времени синхронизации, можно прогнозировать работу буксования на поверхностях трения синхронизаторов, от которой в основном зависит их долговечность [1].

На рис. 2 показана динамическая система синхронизируемых масс. На этом рисунке, помимо ранее приведенных, приняты обозначения:  $I_1$  — момент инерции ведомого диска сцепления и масс коробки передач до первичной синхронизирующей поверхности включительно;  $M_1$  — демпфирующий момент на валу сцепления;  $M_\psi$  — момент сопротивления, приведенный к вторичной синхронизирующей поверхности;  $I_2$  — приведенный момент инерции вращающихся деталей от вторичной синхронизирующей поверхности до ведущих колес включительно и поступательно движущихся масс МТА;  $M_c$  — момент трения синхронизатора.

Ввиду кратковременности переключения передач принимается, что момент  $M_1$  при выключенном сцеплении и включенной предыдущей передаче постояен. Принимается постоянным и  $M_\psi$ , который зависит, в основном, от дорожных условий. Дорожные условия характеризуются суммарным коэффициентом сопротивления  $\psi$ .

Тогда от момента выключения предыдущей передачи до начала синхронизации движение системы описывается дифференциальными уравнениями вида:

$$I_1 = \frac{d\omega_1}{dt} = -M_1; \quad (2)$$

$$I_2 = \frac{d\omega_2}{dt} = -M_\psi, \quad (3)$$

а во время синхронизации

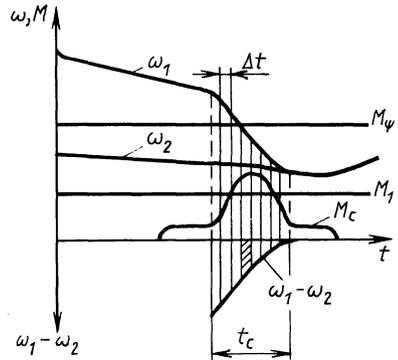
$$I_1 \frac{d\omega_1}{dt} = -M_c \operatorname{sign}(\omega_1 - \omega_2) - M_1; \quad (4)$$

$$I_2 \frac{d\omega_2}{dt} = M_c \operatorname{sign}(\omega_1 - \omega_2) - M_\psi. \quad (5)$$

Формулы (2)...(5) отражают движение системы при переключениях передач как "вверх", так и "вниз".

Эти уравнения используются для анализа процесса синхронизации. Решая их графоаналитическим методом [2], можно: 1) зная закон изменения  $M_c$ ,

Рис. 3. Графоаналитическое определение работы буксования на поверхностях трения синхронизаторов:  $\Delta t$  – интервал квантования времени буксования; заштрихованная область – элементарная площадка буксования



определить работу буксования на поверхностях трения синхронизаторов и угловую скорость первичной и вторичной синхронизирующих поверхностей после синхронизации; 2) по  $M_c$ ,  $\omega_1$  и  $\omega_2$  найти  $M_\psi$ ; 3) анализировать влияние  $M_\psi$  на параметры синхронизации.

На рис. 3 показана схема определения работы буксования синхронизаторов.

Угловые скорости  $\omega_1$  и  $\omega_2$  в точке выключения предыдущей передачи

$$\omega_1 = v u_n / r ; \tag{6}$$

$$\omega_2 = v u_{n \pm 1} / r . \tag{7}$$

В выражениях (6) и (7)  $v$  – скорость МТА, при которой выключалась предыдущая передача;  $u$  – передаточное число от вторичной синхронизирующей поверхности до ведущих колес трактора;  $n$  – номер выключаемой передачи;  $n \pm 1$  – номер включаемой передачи;  $r$  – динамический радиус ведущих колес трактора.

Момент сопротивления, приведенный к вторичной синхронизирующей поверхности,

$$M_\psi = G \psi r / u_{n \pm 1} , \tag{8}$$

где  $G$  – полный вес МТА.

Суммарный коэффициент сопротивления дороги [3] для асфальтированного ровного шоссе составляет 0,015, при наличии подъема  $2^\circ \dots 2' 30''$  и  $4^\circ \dots 4' 30''$  он соответственно равен 0,058 и 0,088; для проселочной ровной дороги – 0,026...0,033.

На рис. 3 нанесены горизонтальные прямые, соответствующие постоянным  $M_\psi$  и  $M_1$ . На шкале  $\omega$  откладываются значения  $\omega_1$  и  $\omega_2$ , найденные из выражений (6) и (7). Из этих точек строятся прямые, тангенсы углов наклона которых к оси абсцисс  $d\omega_1/dt$  и  $d\omega_2/dt$  рассчитаны по уравнениям (2) и (3). Значения  $M_c$  определяются для каждого участка процесса синхронизации в промежутке времени  $\Delta t/2$  и на квантованных участках считаются постоянными. Затем, как и для первого участка, проводятся прямые, тангенсы углов наклона которых к оси абсцисс вычисляются по уравнениям (4) и (5). Чем мельче квантование участков, тем выше точность построения.

В нижней части рис. 3 построен график угловой скорости буксования, равный  $\omega_1 - \omega_2$ . Работа буксования на поверхностях трения синхронизатора

$$L_T = \int_0^{t_c} M_c (\omega_1 - \omega_2) dt.$$

Заменяя символ производной  $dt$  дискретным интервалом квантования  $\Delta t$ , получим:

$$L_T = \Delta t \sum_{i=1}^k M_{ci} (\omega_1 - \omega_2)_i,$$

где  $i$  — номер уровня квантования по времени;  $k$  — количество уровней квантования по времени.

Предложенный метод нахождения работы буксования на поверхностях трения синхронизатора может найти применение для предварительной оценки процесса синхронизации.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Алексеев Н.А. К расчету синхронизаторов коробок передач на долговечность. — В кн.: Конструирование и расчет гусеничных и колесных машин. — Курган, 1970, с. 20–25. 2. Лукин П.П., Гаспарянц Г.А., Радионов В.Ф. Конструирование и расчет автомобиля. — М., 1984. — 376 с. 3. Стефанович Ю.Г. О сопоставлении стендовых и дорожных испытаний сцеплений на износостойкость. — Тр. НАМИ, М., 1965, вып. 72. Исследование нагруженности трансмиссии автомобиля и ее деталей, с. 102–115.

УДК 621.891:585.13:629.114.3

С.Б. САМАРЦЕВ, канд.техн.наук (ММИ)

#### ВЫБОР ФРИКЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ ТРЕНИЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Динамика переходных процессов в гидромеханических передачах (ГМП) автомобилей при переключении ступеней существенно зависит от фрикционных характеристик элементов трения и определяется тепловым режимом многодисковых муфт и динамическими нагрузками в трансмиссии.

Применяемые для фрикционных пар материалы обеспечивают либо линейные, либо параболические скоростные зависимости коэффициента трения, которые оцениваются по отношению статического (в момент замыкания муфты)  $\mu_c$  и динамического  $\mu_d$  (в процессе скольжения дисков с некоторой постоянной скоростью) коэффициентов трения [1,2]. То или иное значение этого отношения (табл. 1) достигается: применением смазочных веществ определенного типа или изменением их расхода; соответствующим соотношением композиционных материалов, накладок, подбором требуемой ширины накладок или типа канавок на них и т.д.

В процессе эксплуатации ГМП коэффициент трения изменяется вследствие повышения теплового режима работы муфты или из-за наволакивания про-