

Из изложенного следует, что разработанная автоматическая блокировка дифференциала при своей конструктивной простоте обеспечивает блокирование дифференциала при выполнении основных видов работ и способствует увеличению тяги и снижению буксования.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Селиванов И.И. Автомобили и транспортные гусеничные машины высокой проходимости. — М., 1967. — 220 с. 2. Харви Дж. Р., Бернард Дж. Д. Механизм блокировки дифференциала на тракторах "Джон-Дир". — Сельскохозяйственная техника, 1964, № 12, с. 6—12. 3. Тракторы "Беларусь" МТЗ—80, МТЗ—80Л, МТЗ—82, МТЗ—82Л: Руководство по эксплуатации и уходу. — Минск, 1973. — 230 с. 4. Механизм блокировки дифференциала транспортного средства: Положительное решение по заявке № 2705896/27—11 от 17.1.79 г. 5. Скойбеда А. Т. Автоматизация ходовых систем колесных машин. — Минск, 1979. — 280 с. 6. Тепенкичев В. К. Предохранительные устройства от перегрузки станков. М., 1968. — 120 с.

УДК 629.113.585

В. П. Тарасик, С. Д. Галужин, В. И. Мрочек

#### ИССЛЕДОВАНИЕ СТАТИЧЕСКОЙ ОШИБКИ РЕГУЛИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ

Могилевским машиностроительным институтом совместно с Минским тракторным заводом создана гидромеханическая система автоматического переключения передач (САПП) трактора МТЗ—80А.

Информационным параметром САПП, характеризующим загрузку двигателя, является положение рейки топливного насоса. Чтобы исключить влияние внешних сил на всережимный регулятор двигателя (ВРД) при снятии информации о положении рейки топливного насоса, в качестве датчика САПП использован центробежный регулятор (РСАПП) с приводом от вала двигателя, отличающийся от ВРД только тем, что вместо рейки с промежуточным рычагом соединен золотник аналого-дискретного преобразователя (АДП). Очевидно, что для обеспечения требуемых характеристик переключения передач необходимо синхронное движение рейки топливного насоса и золотника АДП. Стендовые испытания САПП, проведенные в институте, показали, что такое требование не всегда обеспечивается и несинхронность движения рейки топливного насоса и золотника АДП по отношению к зоне нечувствительности АДП, характеризуемая статической ошибкой регулирования  $\Delta h$ , достигает при переключении на высшую передачу и работе двигателя на высоких скоростных режимах 20—50%, а на средних — 120—140%. При переключении на низшую передачу ошибка  $\Delta h$  составляет не более 20%.

Для выявления причин несинхронности проведены расчетно-теоретические исследования. Составлена кинематическая схема регулятора (рис. 1) и по методике, изложенной в [1], получены расчетные уравнения поддерживающей  $F$  и восстанавливающей  $E$  сил, одинаковые для обоих регуляторов:

$$F = (0,496 + 0,027 h_p \frac{R \cos \beta}{R_1}) \omega_d^2 \cdot 10^{-2}; \quad (1)$$

$$E = \frac{c_{пр} \delta L R_2 \cos (\theta + \alpha_2 + \alpha_0 - \lambda)}{R \cos (\alpha_2 - \alpha_0 - \beta)}, \quad (2)$$

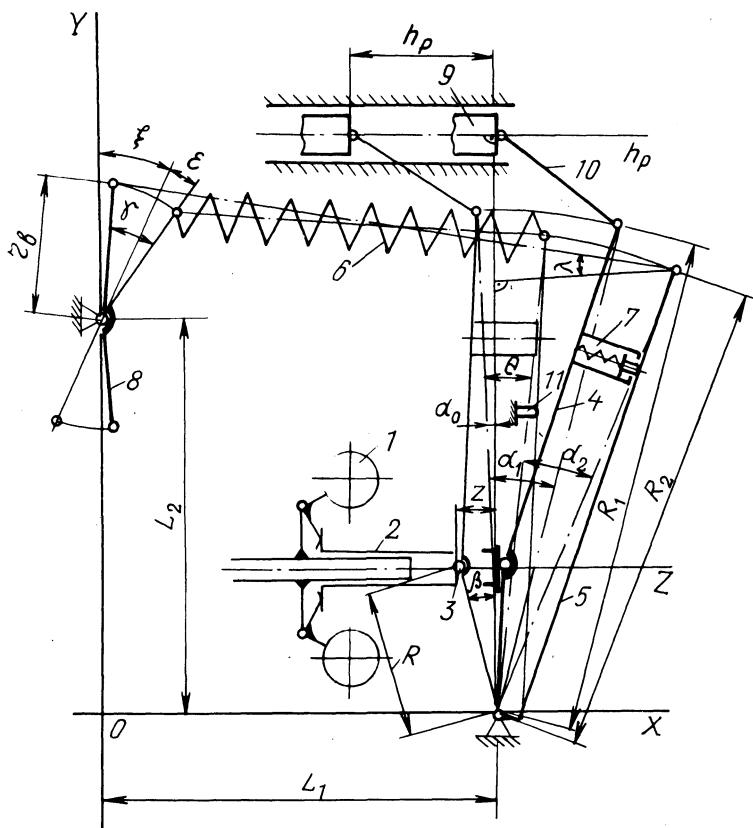


Рис. 1. Кинематическая схема ВРД УТН-5А:  
1 — грузы; 2 — муфта; 3 — ролик; 4 — промежуточный рычаг; 5 — основной рычаг; 6 — пружина регулятора; 7 — корректор; 8 — рычаг управления; 9 — рейка топливного насоса; 10 — тяга; 11 — жесткий упор.

$$\text{где } \delta L = \sqrt{A^2 - B^2} - L_0;$$

$$\lambda = \arcsin 1 / \sqrt{1 + (A/B)^2};$$

$$A = L_1 + R_2 \sin(\theta + \alpha_2 + \alpha_0) - r_b \sin(\varepsilon + \zeta - \gamma);$$

$$B = L_2 - R_2 \cos(\theta + \alpha_2 + \alpha_0) + r_b \cos(\varepsilon + \zeta - \gamma).$$

В этих формулах  $h_p$  — координата рейки топливного насоса, м (за начало координат принято положение рейки при номинальной подаче, при уменьшении подачи  $h_p$  возрастает);  $\omega_d$  — угловая скорость вала двигателя, рад/с;  $c_{пр}$  — жесткость пружины регулятора, Н/м;  $\delta L$  — деформация пружины, м;  $L_0$  — длина недеформированной пружины, м;  $\gamma$  — угол поворота рычага управления регулятором, °;  $\alpha_2$  — угол поворота основного рычага, °;  $L_1, L_2, R, R_1, R_2, r_b, \theta, \beta, \varepsilon, \zeta$  — геометрические размеры и углы элементов регулятора, м, ° (рис. 1).

Условия статического равновесия ВРД и РСАПП имеют вид

$$F_d - E_d = 0, \quad F_a - E_a = 0. \quad (3)$$

Для обеспечения синхронности необходимо соблюдение равенств  $F_a = F_d$  и  $E_a = E_d$ . Однако значения параметров ВРД и РСАПП, входящих в уравнения (1) и (2), изготовленных даже по одной и той же схеме и состоящих из одних и тех же элементов, как правило, различаются. Следовательно, различными будут и силы, т.е.  $F_a \neq F_d$  и  $E_a \neq E_d$ , что приведет к появлению статической ошибки регулирования  $\Delta h = h_{p,d} - h_{p,a}$  (дополнительные индексы "д" и "а" здесь и ниже относятся, соответственно, к ВРД и РСАПП).

Рассмотрим вначале уравнение (1). Грузы регуляторов 1 (см. рис. 1) по своей массе различаются незначительно, геометрические размеры  $R, R_1$  и угол  $\beta$  могут изменяться также в небольших пределах. Поэтому влияние их на различие поддерживающих сил невелико и практически можно считать, что эти силы на определенном режиме работы и при фиксированных положениях муфт 2 равны.

Входящие в уравнение (2) углы  $\theta, \alpha_2, \beta, \lambda$  и  $\alpha_0$  малы, и поэтому отношение функций косинусов близко к единице. Деформации пружин  $\delta L$  для обоих регуляторов должны быть одинаковыми. Это достигается путем одновременного поворота рычагов управления 8 на одинаковые углы с помощью рычажного параллелограмма. Размеры  $R_2$  тоже мало различаются. Экспериментальные исследования показали, что основное влияние на возникновение не-синхронности оказывает разница жесткостей пружин регуляторов  $\Delta c_{пр} = c_{пр,d} - c_{пр,a}$ , обусловленная техническими условиями на их изготовление и изме-

нением жесткости в процессе эксплуатации. При наличии  $\Delta c_{пр}$  оказывается, что  $E_a \neq E_d$  и возникает ошибка регулирования  $\Delta h$ . Очевидно, что для сведения  $\Delta h$  к минимуму необходимо компенсировать  $\Delta c_{пр}$  путем настройки РСАПП. Как показали расчеты, наиболее эффективным способом настройки является такой, при котором соблюдается равенство

$$-\frac{c_{пр.д}}{R_d} = -\frac{c_{пр.а}}{R_a} \quad (4)$$

Однако, как видно из уравнения (1), при этом достигается лишь синхронное движение муфт 2 регуляторов, но не рейки и золотника АДП. Это объясняется тем, что  $R_a \neq R_d$ , т.е. положения роликов 3 обоих регуляторов относительно осей качания рычагов различны. Поэтому для сведения  $\Delta h$  к минимуму необходимо соблюдение равенства

$$-\frac{R_d}{R_{1.д}} = -\frac{R_a}{R_{1.а}} \quad (5)$$

Настройка осуществляется при работе двигателя на номинальном режиме путем перемещения ролика РСАПП вдоль промежуточного рычага. Одновременно с этим перемещается и ось крепления тяги золотника таким образом, чтобы выполнялось равенство (5). Устройство для настройки РСАПП, обеспечивающее соотношение  $R_a/R_{1.а}$ , близкое к равенству (5), разработано и испытано в институте.

Результаты экспериментальных и расчетно-теоретических исследований синхронности работы регуляторов даны на рис. 2, где приведены зависимости  $\Delta h = f(\Delta\gamma_d) = f(\gamma_{д\max} - \gamma_d)$  ( $\gamma_{д\max}$  — угол поворота рычага управления ВРД до упора в болт ограничения максимальной частоты вращения вала двигателя). Жесткости пружин корректоров обоих регуляторов при расчетах приняты одинаковыми, а соотношение  $R_a/R_{1.а}$  — соответствующим конструктивному исполнению устройства.

Уменьшение  $\Delta h$  при увеличении  $\Delta\gamma_d$ , т.е. при снижении скоростного режима, объясняется уменьшением влияния  $R_a/R_{1.а} \neq R_d/R_{1.д}$  на разницу поддерживающих сил регуляторов, что видно из уравнения (1).

При переключении на низшую передачу (рис. 2, б) расчетная ошибка регулирования  $\Delta h$  появляется только при переводе двигателя на средние скоростные режимы ( $\Delta\gamma_d > 16^\circ$ ), когда восстанавливающая сила образуется под действием не только пружины корректора 7, но и пружины 6 РСАПП. Для углов  $\Delta\gamma_d = 16-20^\circ$  характерно резкое возрастание расчетной  $\Delta h$ , так как при этом корректор полностью срабатывает и восстанавливающая сила образуется только за счет пружины 6 ( $\Delta\gamma_d > 20^\circ$ ).

На высоких скоростных режимах ( $\Delta\gamma_d < 16^\circ$ ) восстанавливающая сила образуется под действием только пружины корректора РСАПП, основной

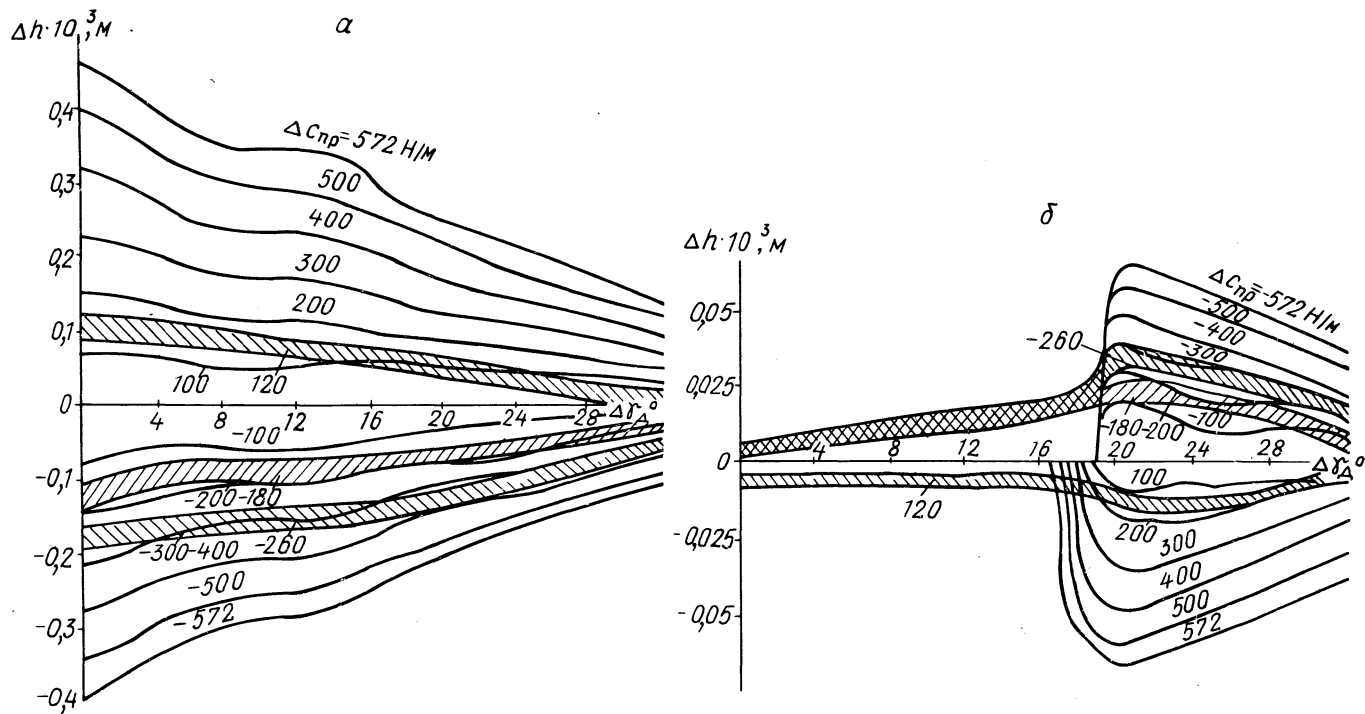


Рис. 2. Статическая ошибка регулирования:

а — при переключении на высшую передачу; б — на низшую передачу (заштрихованы зоны разброса точек при экспериментальных исследованиях).

рычаг при этом прижат к жесткому упору 11, а так, как жесткости пружин корректоров приняты одинаковыми, то расчетная  $\Delta h$  в этом случае равна нулю. Наличие некоторой ошибки регулирования в зоне  $\Delta\gamma_{\text{д}} = 0-16^\circ$ , полученной экспериментально, объясняется тем, что жесткости пружин корректоров ВРД и РСАПП были различными. Кроме того, расхождение расчетных и экспериментальных характеристик на рис. 2 объясняется несоответствием передаточных чисел приводов РСАПП и ВРД ( $i_a = 2,06$  — для привода РСАПП и  $i_{\text{д}} = 2$  — для ВРД).

Как видно из графиков, результаты экспериментов хорошо подтверждают расчетно-теоретические исследования. Статическая ошибка регулирования при  $|\Delta c_{\text{пр}}| \leq 200$  Н/м незначительна и не превышает 5–6%, что практически обеспечивает выполнение требуемого закона переключения передач и тем самым эффективную работу САПП.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Крутов В.И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. — М., 1968, с. 120–132.

УДК 621.43.755

Б.Е.Железко, В.Р.Воробьев

#### СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ УРАВНОВЕШЕННОСТИ ВОСЬМИЦИЛИНДРОВЫХ V-ОБРАЗНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ПРИМЕНЕНИЕМ ЭВМ

Восьмицилиндровые V-образные двигатели внутреннего сгорания широко применяются на транспортных и сельскохозяйственных машинах. При этом наибольшее распространение получила конструктивная схема с углом между рядами цилиндров  $\gamma = 90^\circ$  и коленчатым валом с четырьмя кривошипами, расположенными под углом  $90^\circ$ . Такая схема обеспечивает равномерность чередования одноименных процессов в цилиндрах двигателя при сравнительно неплохой уравновешенности действующих моментов от сил инерции. Уравновешивание действующих результирующих моментов от сил инерции первого порядка и центробежных сил легко достигается установкой противовесов на коленчатом валу. Применяется также схема с углом развала блоков  $\gamma = 90^\circ$  и плоским четырехколенным валом. Преимущество этой схемы — более технологичная конструкция коленчатого вала.

Однако при работе двигателя с такой конструктивной схемой его опоры испытывают действие неуравновешенной силы инерции второго порядка и момента от этой силы. Как известно, уравновешивание такого двигателя требует применения специального механизма [1].