

УДК 629.114.2.032.001.1

## **АНАЛИЗ ДИНАМИКИ ТРАНСМИССИИ МОБИЛЬНЫХ МАШИН ПРИ ПЕРЕКЛЮЧЕНИИ ПЕРЕДАЧ ФРИКЦИОННЫМИ МУФТАМИ**

**Полянский А.С., д.т.н., проф., Хворост А.Г., аспирант**  
*Харьковский национальный технический университет  
сельского хозяйства имени Петра Василенко*

*Определены причины появления дополнительных крутящих и тормозных моментов при переключении передач в трансмиссиях, мобильных машин с гидродожимными фрикционными муфтами. При переходе с низших передач на высшие, предложенная динамическая модель позволила подтвердить результаты известных исследований, посвященных более эффективному разгону машин при одновременном включении двух передач.*

*При переходе с высших передач на низшие на входном валу трансмиссии и на двигателе машины возникает тормозной момент, что приводит к дополнительному расходу энергии двигателя.*

**Ключевые слова:** трансмиссия, мобильные машины, переключение передач, фрикционные муфты, разгон, торможение

### **Введение**

В отечественных и зарубежных сельскохозяйственных тракторах находят применение механические ступенчатые трансмиссии, переключение передач в которых осуществляется с помощью фрикционных элементов – муфт (тормозов). Трогание с места и разгон тракторного агрегата сопровождается переключением передач и включением в работу фрикционных элементов. Поскольку фрикционные муфты являются гидродожимными и процесс их включения – выключения растянуты во времени, то возможно перекрытие передач сопровождающееся появлением дополнительных крутящих моментов на валах и буксованием фрикционных муфт.

В настоящей статье проведен анализ динамических процессов, протекающих в трансмиссии мобильных машин при переключении передач.

### **Анализ последних достижений и публикаций**

Аналізу динамической нагруженности автомобилей и тракторов, посвящено значительное количество научных работ. В работе [1] исследованы динамические процессы в трансмиссии гусеничных машин. Определено, что при переключении с низшей на высшую передачу гусеничной машины с тяговой нагрузкой в промежутке времени 0-2,4 с отмечен колебательный переходной процесс, при котором все элементы трансмиссии

перегружены в 1,4 – 2,3 раза. При переключении с высшей на низшую передачу отмечены кратковременные отрицательные крутящие моменты, не превышающие по своей величине среднего момента при установившемся движении машины [1]. Однако в рассматриваемой работе [1] не исследованы принципы появления дополнительных как положительных, так и отрицательных крутящих моментов в трансмиссии. Эти моменты обусловлены перекрытием передач, вызванным нахождением процессов включения – выключения гидродожимных фрикционных муфт. В работе [2,3] предложен оригинальный способ эффективного разгона тракторного агрегата одновременно на двух передачах. Однако в работах [2,3] не рассмотрено влияние динамически гидродожимных муфт на динамические процессы, протекающие в трансмиссии.

### Цель и постановка задач исследования

Целью исследования является определение причин возникновения дополнительных крутящих и тормозных моментов в трансмиссии при переключении передач гидродожимными фрикционными муфтами.

Для достижения поставленной цели необходимо решить задачу определения момента в трансмиссии при переключении передач гидродожимными фрикционными муфтами.

### Изложение основного материала

При использовании гидродожимных фрикционных муфт в механизмах переключения передач тракторных трансмиссий происходят дополнительные потери энергии, обусловленные буксованием фрикционных дисков [2,3]. Рассмотрим в качестве примера простейшую трехвальную коробку передач, оборудованную гидродожимными фрикционными муфтами (рис.1).

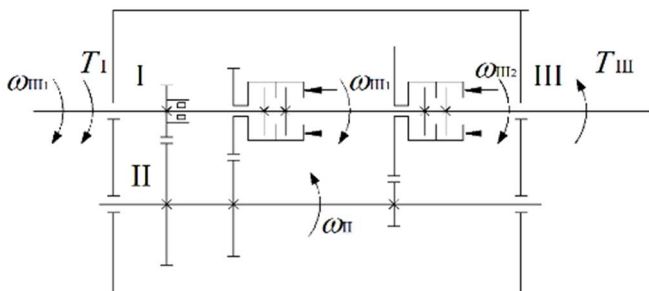


Рис. 1. Схема коробки передач с гидродожимными муфтами

Рассмотрим процессы переключения с высшей на нижнюю передачу (рис. 2а) и с низшей на высшую передачу (рис. 2б)

При переключении с высшей передачи на низшую происходит одновременное снижение приводного давления в гидродожимной муфте зубчатого колеса высшей передачи и повышение приводного давления в гидродожимной муфте зубчатого колеса низшей передачи (см. рис.2а). При этом начинается буксование фрикционных поверхностей обеих муфт. На выходном валу коробки передач возникает крутящий момент, равный алгебраической сумме моментов трения в обеих фрикционных муфтах

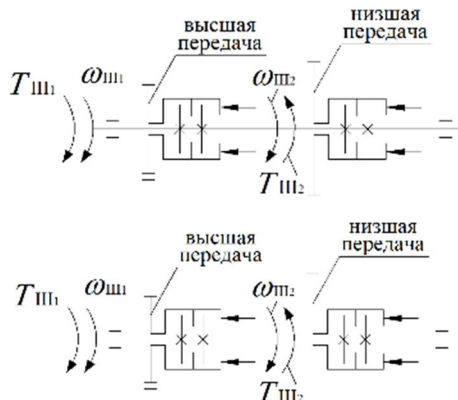


Рис. 2. Фрагменты кинематической схемы коробки передач, иллюстрирующей переключение передач: а – с высшей на низшую; б – с низшей на высшую.

$$T_{III} = T_{III1} + T_{III2} \quad (1)$$

где  $T_{III}$  - крутящий момент на выходном валу коробки передач;

$T_{III1}; T_{III2}$  - моменты трения, возникающие на поверхностях трения муфт зубчатых колес высшей и низшей передач, соответственно.

Направление момента трения, передаваемого от зубчатого колеса на выходной вал зависит от направления вектора разности угловых скоростей вала и зубчатого колеса. В рассматриваемом случае зубчатое колесо низшей передачи вращается медленнее, чем вал. Поэтому  $T_{III2} < 0$ . Тогда выражение (1) примет вид

$$T_{III} = T_{III1} - T_{III2} \quad (2)$$

Поскольку крутящий момент, передаваемый выходным валом на низшей передаче больше, чем на высшей, то  $|T_{III1}| > |T_{III2}|$ . Это значит, что  $T_{III} < 0$  и выходной вал действует тормозной момент.

При переходе с низшей передачи на высшую (рис.2б) зубчатое колесо высшей передачи вращается быстрее выходного вала и поэтому момент трения, передаваемый на вал, по направлению совпадает с направлением

угловой скорости выходного вала. В этом случае справедливо соотношение (1), что означает увеличение крутящего момента на выходном валу и улучшение динамики разгона машины. Этот эффект и был обнаружен авторами работ [2,3] при рассмотрении разгона машинно-тракторных агрегатов с выключением сразу двух передач.

При переходе с высшей передачи на низшую возникает в трансмиссии тормозной момент, что влечет за собой дополнительные потери энергии двигателя. Остановимся подробнее на этом вопросе. Зависимости моментов трения гидроподжимных муфт от давления жидкости имеют вид

$$T_{III1} = K_1 \cdot \rho_{max} - K_1 \rho_1 = K_1 (\rho_{max} - \rho_1); \quad (3)$$

$$T_{III2} = K_2 \cdot \rho_2, \quad (4)$$

где  $K_1; K_2$  – коэффициенты пропорционально между давлением в приводе и моментами трения в гидроподжимных муфтах;

$\rho_{max}$  – максимальное давление в гидроприводе;

$\rho_1; \rho_2$  – текущие значения давления в приводе гидроподжимных муфт соответствующих передач.

Предположим, что давление жидкости в гидроподжимной муфте зубчатого колеса пониженной передачи изменяется по закону

$$\rho_2 = \rho_{max} \cdot \frac{t}{t_n}, \quad (5)$$

а повышенной передачи

$$\rho_1 = \rho_{max} - \rho_{max} \frac{t}{t_n} = \rho_{max} \left(1 - \frac{t}{t_n}\right), \quad (6)$$

где  $t_n; t_n$  – время нарастания приводного давления от 0 до  $\rho_{max}$  и падения от  $\rho_{max}$  до нуля, соответственно.

Таким образом, подставляя (5) и (6) соответственно в (4) и (3), получим

$$T_{III1} = K_1 \rho_{max} \left(1 - \frac{t}{t_n}\right), \quad (7)$$

$$T_{III2} = K_2 \rho_{max} \frac{t}{t_n}, \quad (8)$$

Выражение (2) с учетом (7) и (8) примет вид

$$T_{III} = \rho_{max} \left[ K_1 \left(1 - \frac{t}{t_n}\right) - K_2 \left(1 - \frac{t}{t_n}\right) \right], \quad (9)$$

или

$$T_{III} = \rho_{max} \left[ K_1 - \left( \frac{K_1}{t_n} + \frac{K_2}{t_n} \right) t \right], \quad (10)$$

Преобразуем выражение (10) к виду

$$T_{III} = \rho_{max} K_1 \left[ 1 - \frac{t}{t_n} \left( \frac{t_n}{t_n} + \frac{K_2}{K_1} \right) \right], \quad (11)$$

Максимальные моменты трения фрикционных гидроподжимных

муфт

$$T_{III1max} = \rho_{max} K_1, \quad (12)$$

$$T_{III2max} = \rho_{max} K_2, \quad (13)$$

Разделив почленно уравнение (13) на уравнение (12), получим

$$\frac{T_{III2max}}{T_{III1max}} = \frac{K_2}{K_1}, \quad (14)$$

Передаточное отношение от промежуточного вала к выходному на высшей передаче

$$u_{II-III}^B = \frac{T_{III1max}}{T_{II}} \cdot \frac{1}{\eta_{II-III}}, \quad (15)$$

на низшей передаче

$$u_{II-III}^H = \frac{T_{III2max}}{T_{II}} \cdot \frac{1}{\eta_{II-III}}, \quad (16)$$

где  $\eta_{II-III}$  – КПД зубчатой пары.

Очевидно, что

$$\frac{T_{III2max}}{T_{III1max}} = \frac{K_2}{K_1} = \frac{u_{II-III}^H}{u_{II-III}^B}, \quad (17)$$

Выражение (11) с учетом (17) преобразуется к виду

$$T_{III} = \rho_{max} K_1 \left[ 1 - \frac{t}{t_n} \left( \frac{t_n}{t_n} + \frac{u_{II-III}^H}{u_{II-III}^B} \right) \right], \quad (18)$$

График зависимости  $T_{III}(t)$  приведен на рис 3.

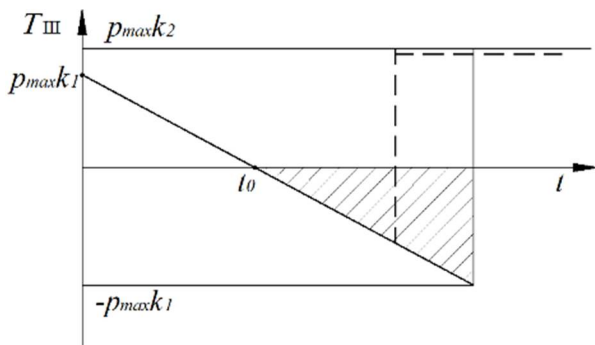


Рис. 3. Зависимость  $T_{III}(t)$  крутящего момента на выходном валу от времени при переключении с высшей передачи на низшую (в заштрихованной области на выходном валу действует тормозной момент)

Крутящий момент  $T_{III} = 0$  в момент времени  $t_0$  (см. рис. 3). Из уравнения (18) определим

$$t_0 = \frac{t_n}{\frac{t_n + \frac{u_{II-III}^H}{u_{II-III}^B}}{t_n + \frac{u_{II-III}^H}{u_{II-III}^B}}} = \left( \frac{1}{t_n} + \frac{1}{t_n} \frac{u_{II-III}^H}{u_{II-III}^B} \right)^{-1} \quad (19)$$

В рассматриваемой коробке передач

$$\frac{u_{II-III}^H}{u_{II-III}^B} = \frac{u_K^H}{u_K^B} \quad (20)$$

где  $u_K^H$ ;  $u_K^B$  – преработанные числа коробки на низшей и высшей передачах, соответственно.

Выражение (19) с учетом (20) можно преобразовать к виду

$$t_0 = \left( \frac{1}{t_n} + \frac{1}{t_n} \frac{u_K^H}{u_K^B} \right)^{-1} \quad (21)$$

На рис. 3 заштрихованная область соответствует получению тормозного момента на выходном валу коробки передач. Действие тормозного момента прекращается после того как учитывая скорость зубчатого колеса низшей передачи становится равной угловой скорости выходного вала. В этот момент времени тормозной момент меняет свой знак и становится крутящим (см. пунктирную линию на рис. 3). Чем раньше это пройдет, тем меньшее количество энергии двигателя будет потеряно при переключении с высшей передачи на низшую. Указанные потери снижаются с увеличением времени  $t_0$ . Последнее возможно с увеличением  $t_n$  и  $t_n$ . При  $t_n = t_n = t_d$  выражение (21) примет вид

$$t_0 = \frac{t_d}{1 + \frac{u_K^H}{u_K^B}} \quad (22)$$

где  $t_d$  – время динамической стадии процесс включения – выключения гидроподжимных муфт.

Если  $t_n \neq t_n$ , то (см. зависимость (19)) целесообразно обеспечить  $t_n > t_n$ .

### Выводы

1. В результате проведенного исследования определены причины появления дополнительных крутящих и тормозных моментов при переключении передач в трансмиссиях, мобильных машин с гидроподжимными фрикционными муфтами.

2. При переходе с низших передач на высшие, предложенная динамическая модель позволила подтвердить результаты известных исследований, посвященных более эффективному разгону машин при одновременном включении двух передач.

3. При переходе с высших передач на низшие на входном валу транс-

миссии и на двигателе машины возникает тормозной момент, что приводит к дополнительному расходу энергии двигателя. Для уменьшения указанных потерь необходимо увеличивать время  $t_n$  нарастания давления жидкости от нуля до  $\rho_{max}$  и время  $t_p$  этого давления от  $\rho_{max}$  до нуля. Если нельзя обеспечить равенство  $t_n = t_p$ , то нужно стремиться к тому, чтобы  $t_p > t_n$ .

## Список литературы

1. Полянский А.С. Динамическая нагруженность трансмиссии тяговой гусеничной машины при переключении передач / А.С. Полянский, А.Т. Хворост // Системи управління, навігації та зв'язку, 2009. Випуск 1(9). – с. 129-132.
2. Ромашат В.А. Новый способ трогания и разгона тракторного агрегата / В.А. Ромашат // Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции молодых специалистов «Повышение технического уровня тракторов и их элементов: - М.: ОНТИ – НАТИ, 1977. – с.18.
3. Львовский К.Я. Трогание с места и разгон трактора одновременно на двух передачах / К.Я. Львовский и др. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1976.- №2.

## Анотація

### АНАЛІЗ ДИНАМІКИ ТРАНСМІСІЇ МОБІЛЬНИХ МАШИН ПРИ ПЕРЕМИКАННІ ПЕРЕДАЧ ФРИКЦІЙНИМИ МУФТАМИ

Полянський О. С., д. т. н., проф., Хворост О.Г., аспірант

*Визначено причини появи додаткових крутних і гальмівних моментів при перемиканні передач в трансмісіях, мобільних машин з гідроподжимними фрикційними муфтами. При переході з нижчих передач на вищі, запропонована динамічна модель дозволила підтвердити результати відомих досліджень, присвячених більш ефективного розгону машин за одночасного включення двох передач.*

*При переході з вищих передач на нижчі на вхідному валу трансмісії і на двигуні машини виникає гальмівний момент, що призводить до додаткової витрати енергії двигуна.*

**Ключові слова:** трансмісія, мобільні машини, перемикання передач, фрикційні муфти, розгін, гальмування

**Abstract:**

**THE ANALYSIS OF THE DYNAMICS OF THE  
TRANSMISSION OF MOBILE MACHINES WHEN  
SHIFTING FRICTION CLUTCHES**

**Polyansky A. S., Khvorost A. G.**

*the causes of the appearance of additional torques and braking moments when switching gears in transmissions, mobile machines with hydraulic friction clutches are Determined. In the transition from lower to higher gears, the proposed dynamic model has confirmed the results of well-known studies on more efficient overlocking with the simultaneous inclusion of two gears.*

*In the transition from higher gear to lower on the input shaft of the transmission and the engine braking torque occurs, which leads to additional energy consumption of the engine.*

***Key words: transmission, mobile machines, gear shift, clutch, acceleration, braking***