

УДК 629.114.07

**САМОРОДОВ В.Б.**, д.т.н., проф., НТУ «ХПІ»  
**МАНДРЫКА В.Р.**, к.т.н., доц., НТУ «ХПІ»  
**ОСТРОВЕРХ А.О.**, асп., НТУ «ХПІ»

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ, ОБОРУДОВАННОГО ДЛЯ РЕМОНТА НЕФТЯНЫХ И ГАЗОВЫХ СКВАЖИН

Розроблена математична модель із урахуванням параметрів силової установки, запропонованої двох потокової трансмісії, що використовується як при підйомі, так і під час спуску колони труб, дозволяє проводити дослідження з визначення динамічної завантаженості трансмісії, як для базової, так і модернізованої машини.



Рисунок 1 –  
Установка  
подъемная  
автомобильная  
УПА-80ПХ

**Введение.** Необходимость модернизации мобильного парка оборудования для ремонта нефтяных и газовых скважин диктуется постоянным увеличением их глубины залегания и соответственно весом поднимаемых и опускаемых для ремонта труб. Кризисные явления в экономике предполагают выполнение данных работ с минимальными затратами. На Харьковском заводе транспортного оборудования (ХЗТО) на полноприводном (6х6) шасси автомобиля КрАЗ-63221-02 выпускается установка подъемная автомобильная УПА-80ПХ предназначенная для освоения и ремонта нефтяных и газовых скважин, ведения буровых работ забойными двигателями или роторным способом, которая представлена на рисунке 1. Установка позволяет осуществлять подъем и опускание колонны из труб весом 80 тонн.

В соответствии с техническим заданием необходимо увеличить возможность подъема и опускания колонны из труб до 100 тонн при минимальном изменении характеристик существующей трансмиссии и двигателя базового автомобиля. Поэтому выбор типа трансмиссии, которая наилучшим образом удовлетворяет представленным требованиям, и обеспечение ее долговечности являются актуальной задачей.

### Анализ последних достижений и публикаций.

Одной из характеристик, оценивающих долговечность системы, является динамическая нагруженность трансмиссии. К числу основных режимов следует отнести трогание с места и подъем колонны из труб. Для механических трансмиссий методика решения данных задач является известной [1].

Процесс опускания осуществляется под действием собственного веса. Ленточный тормоз, который удерживает колонну в процессе сборки труб и в дальнейшем при ее опускании в скважину с определенной скоростью, пробуксовывает и перегревается. Это требует дополнительных временных затрат на остывание тормозной системы и приводит к повышенному износу тормозных накладок.

Применение дополнительных тормозных систем в базовой конструкции не предусмотрено, однако известны конструкции, которые предполагают установку гидродинамических передач в качестве основного тормоза, а ленточный тормоз использовать как дополнительный. Исследования по использованию гидрообъемных передач в трансмиссиях автомобильных установок для подъема и опускания колонны труб приведены не в полном объеме.

**Цель и постановка задачи.** Целью исследования является определение динамической нагруженности модернизированной трансмиссии в процессе подъема и торможения колонны труб. В качестве объекта исследования рассматривается разработанная на кафедре «Автомобиле- и тракторостроения» НТУ «ХПИ» модернизированная схема трансмиссии. Она представляет собой модернизированную базовую трансмиссии с дополнением объемного гидропривода (ОГП), который предполагается использовать как при подъеме, так и в процессе торможения.

**Теоретические исследования.** Эквивалентная схема для общего случая движения представляет собой разветвленную многомассовую динамическую систему. Однако динамика подъема и опускания колонны труб существенно отличаются друг от друга. Поэтому рассмотрим их отдельно. На рисунках 2 и 3 представлена динамическая система, обеспечивающая подъем колонны и ее опускание соответственно, которая составлена с учетом демпфирующих свойств валопровода трансмиссии.

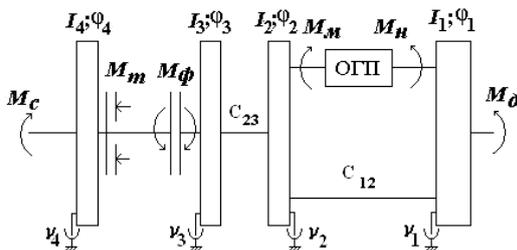


Рисунок 2 - Динамическая модель модернизированной трансмиссии (режим подъема)

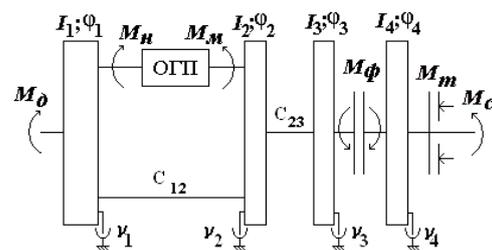


Рисунок 3 - Динамическая модель модернизированной трансмиссии (режим опускания)

Обозначим инерционные массы и коэффициенты демпфирования через  $I_i, \nu_i$ , где  $i=1..4$ . В этом случае моменты инерции вращающихся масс и коэффициенты демпфирования, приведенные к валу двигателя, соответствуют таким значениям:  $I_1, \nu_1$  - двигателю, части трансмиссии и насосу ОГП;  $I_2, \nu_2$  - гидромотору ОГП и планетарному редуктору;  $I_3, \nu_3$  - коническому редуктору, цепной передаче в масле и ведущим частям фрикционной муфты включения нарезного барабана лебедки;  $I_4, \nu_4$  - ведомым частям фрикционной муфты и нарезному барабану лебедки с винтовым ограничителем подъема крюкоблока и талевой системы, приведенным моментам инерции и коэффициентам демпфирования поступательно движущихся масс поднимаемой и опускаемой колонны труб;  $c_{12}, c_{23}$  - приведенные значения жесткости соответствующих участков валопровода.

Углы закрутки соответствующих масс обозначим через  $\varphi_i$ , где  $i=1\dots4$ . Значения моментов инерции, жесткости и коэффициентов демпфирования получены расчетным путем или экспериментально, а также заимствованы из литературы. В качестве обобщенных координат принято положение рейки топливного насоса, углы закрутки соответствующих масс расчетной схемы и их скорости вращения, разность давлений в напорной и сливной магистралях ОГП и величина параметра регулирования, скорость подъема и опускания колонны труб.

Составление математической модели (ММ) для исследования процесса подъема колонны труб будем выполнять с использованием принципа Даламбера. На расчетной схеме введены следующие обозначения:  $M_n, M_m$  - приведенные значения крутящих моментов, развиваемых насосом и гидромотором ОГП;  $M_\phi$  - приведенный момент сцепления фрикционной муфты включения нарезного барабана;  $M_c$  - приведенный момент сопротивления перемещению колонны труб;  $M_m$  - приведенный момент сцепления ленточного тормоза;  $M_\delta$  - крутящий момент, развиваемый на коленчатом валу двигателя.

Дифференциальные уравнения, описывающие динамику модернизированной трансмиссии в режиме подъема, имеют вид:

$$\begin{aligned} I_1\ddot{\varphi}_1 + v_1\dot{\varphi}_1 &= M_\delta - (M_n + c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2)); \\ I_2\ddot{\varphi}_2 + v_2\dot{\varphi}_2 &= M_m + c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) - c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3); \\ I_3\ddot{\varphi}_3 + v_3\dot{\varphi}_3 &= c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) - M_\phi; \\ I_4\ddot{\varphi}_4 + v_4\dot{\varphi}_4 &= M_\phi - (M_c + M_m) \end{aligned} \quad (1).$$

Дифференциальные уравнения, описывающие динамику модернизированной трансмиссии в режиме опускания, имеют вид:

$$\begin{aligned} I_4\ddot{\varphi}_4 + v_4\dot{\varphi}_4 &= M_c - (M_m + M_\phi); \\ I_3\ddot{\varphi}_3 + v_3\dot{\varphi}_3 &= (M_m + M_\phi) - c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3); \\ I_2\ddot{\varphi}_2 + v_2\dot{\varphi}_2 &= c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) - (M_m + c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2)); \\ I_1\ddot{\varphi}_1 + v_1\dot{\varphi}_1 &= (M_n + c_{12}) - M_\delta \end{aligned} \quad (2).$$

Динамическая модель, представленная на рисунке 4, описывающая динамику трансмиссии серийной машины в режиме опускания, и ее математическое описание имеет вид:

$$I_4\ddot{\varphi}_4 + v_4\dot{\varphi}_4 = M_c - M_m \quad (3).$$

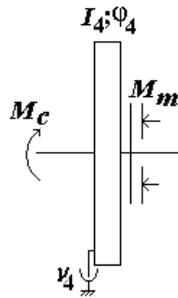


Рисунок 4 - Динамическая модель серийной трансмиссии (режим опускания)

ММ двигателя может быть представлена в виде зависимости крутящего момента от скорости вращения коленчатого вала и положения рейки топливного насоса. Принимаем, что динамические характеристики центробежного регулятора топливных насосов для двигателей СМД-60 и ЯМЗ-238Д являются подобными. Это дает возможность использовать отдельные выражения из [1] для составления ММ двигателя, которая имеет вид:

$$\begin{aligned}
 M_{\delta} &= A + B\dot{\varphi}_1 + Ch_{\delta} + Dh_{\delta}^2; \\
 \nu_p \dot{z} + E_{p(\kappa)} &= A_{\dot{\varphi}_1} \cdot \dot{\varphi}_1^2; \\
 z &= h_{\delta \max} - h_{\delta}; \\
 E_p &= 5,6 - 1727 \cdot X_p - 6,2635 \cdot h_{\delta} + 1826 \cdot X_p \cdot h_{\delta} + 267 \cdot X_p^2 - 15030 X_p^2 \cdot h_{\delta}; \\
 E_{\kappa} &= 13,4 - 33,55 \cdot h_{\delta}; \\
 A_{\dot{\varphi}_1} &= 10,15 \cdot 10^{-5} - 0,62 \cdot 10^{-4} \cdot h_{\delta}; \\
 \nu_p &= 2,343 - 0,00154 \cdot \dot{\varphi}_1 - 1,91 \cdot 10^{-5} \cdot \dot{\varphi}_1^2
 \end{aligned} \tag{4}$$

где:  $A, B, C, D$  - коэффициенты аппроксимации;

$h_{\delta}$  - положение рейки топливного насоса;

$E_p, E_{\kappa}$  - сила пружин регулятора, определяющая его работу на регуляторной или корректорной ветви внешней характеристики;

$X_p$  - положение рычага настройки регулятора топливного насоса.

ММ ОГП составлена в соответствии с методикой [2].

$$\begin{aligned}
 \dot{p} + k_w L \cdot p &= k_w \cdot W \cdot (e_n \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2); \\
 k_w &= \frac{\chi_0 + k_{\chi 1} p + k_{\chi 2} p^2}{V_0 + k_{v1} p + k_{v2} p^2}; \\
 M_{*} &= \frac{e_n \cdot W \cdot p}{\eta_{cm}} \\
 M_m &= W \cdot p \cdot \eta_{cm}
 \end{aligned} \tag{5}$$

где:  $L$  - коэффициент, учитывающий расход утечек жидкости при работе ОГП;

$k_w$  - коэффициент, учитывающий расход на сжатие жидкости при работе ОГП;

$k_{x1}, k_{x2}, k_{v1}, k_{v2}$  - коефіцієнти апроксимації;

$V_0$  - об'єм робочої рідини в робочій магістралі;

$\chi_0$  - модуль об'ємної еластичності робочої рідини;

$W$  - характерний об'єм гідромашини;

$p$  - різниця тисків в напорній і сливній магістралях ОГП;

$e_n$  - параметр регулювання насоса;

$e_m = 1$  - параметр регулювання гідромотора при постійному максимальному куті нахилу упорно-розподільного диска.

Значення кінематических і силових КПД для гідромашин типу «Зауэр» [3] приведені в формі функціональних залежностей від часу між значеннями КПД і змінними, характеризуючими режим роботи ОГП: різниця тисків; кутові швидкості обертання валів насоса і гідромотора; параметра регулювання насоса.

$\eta_{кн} = 1 - A_n(t)$  - кінематический КПД насоса;

$\eta_{км} = \frac{1}{1 + A_m(t)}$  - кінематический КПД гідромотора;

$\eta_{сн} = \frac{1}{1 + B_n(t)}$  - силового КПД насоса;

$\eta_{см} = 1 - B_m(t)$  - силового КПД гідромотора.

Відомі [4] характерні частки роботи муфти тертя при її включенні: початок роботи ведучого диска, початок роботи ведомого диска і процес буксування, замикання муфти і спільний розгон ведучих і ведомих частин муфти, визначаються початковими умовами і величиною навантаження. В досліджуваному об'єкті час включення муфти є постійною величиною, визначається параметрами (налаштуваннями) пневматического привода. Довжина включення муфти не перевищує 1с.

Величину  $M_\phi$  приймаємо в функції від часу включення, в припущенні, що величина коефіцієнта запасу муфти відома і становить  $\beta = 1,5$ .

$$M_\phi = \begin{cases} M_{\phi \max} = k_1 \cdot t, & \text{при } 0 < t < 0,5; \\ \left[ \exp\left(-\frac{t}{k_t}\right) \right] \cdot M_{\phi \max}, & \text{при } 0,5 < t < 1; \\ M_{\phi \text{уст}}, & \text{при } t > 1 \end{cases} \quad (6),$$

де:  $k_1, k_t$  - коефіцієнти апроксимації, отримані при побудові залежності  $M_\phi = f(t)$ , на основі експериментальних досліджень;  $M_{\phi \text{уст}}$  - встановившеся значення крутячого моменту на фрикційній муфті, визначається величиною навантаження (вагом піднімаємої колонни труб, яка з часом зменшується з-за величини демонтуємих ділянок).

Значение  $M_m$  для ленточного тормоза подбираются из условия, что будет остановлена поднятая колонна труб весом в 100 т. Так как в режиме подъема трубы момент  $M_m$  не принимает участия, т.е.  $M_m=0$  до тех пор, пока поднятая из скважины колонна труб не потребует остановки для демонтажа одной или двух труб. На базовой трансмиссии ленточные тормоза применяются для остановки колонны трубы при ее спуске в скважину.

Поэтому для работы применен простой ленточный тормоз с одним закрепленным концом, математическая модель которого имеет вид [5]:

$$M_m = P \frac{l}{d} (e^{\mu\alpha} - 1) R \quad (7),$$

где:  $P$  - усилие на рычаге;  $R$  - радиус тормозного барабана;

$\frac{l}{d}$  - конструктивные параметры, определяющие длину тормозного рычага и расстояние от концов ленты до шарнира рычага.

$\mu$  - коэффициент трения между поверхностью тормозного барабана и фрикционными накладками тормозной ленты;

$\alpha$  - угол охвата барабана тормозной лентой.

Из анализа характеристик зависимости (7) следует, что параметры  $R$ ,  $l$ ,  $d$ ,  $\alpha$  принимаются постоянными, закон изменения величины  $P$  определяется величиной загрузки системы и носит случайный характер. Первоначально принимаем  $P=const$ . Величина  $\mu$  зависит от скорости скольжения, величины удельного давления тормозных накладок на барабан и материала накладок. Известна зависимость [5] коэффициента трения  $\mu$  от скорости скольжения чугуна СЧ 12-32 по стали при удельном давлении 0,2 МПа, полученная экспериментально, рисунок 5.

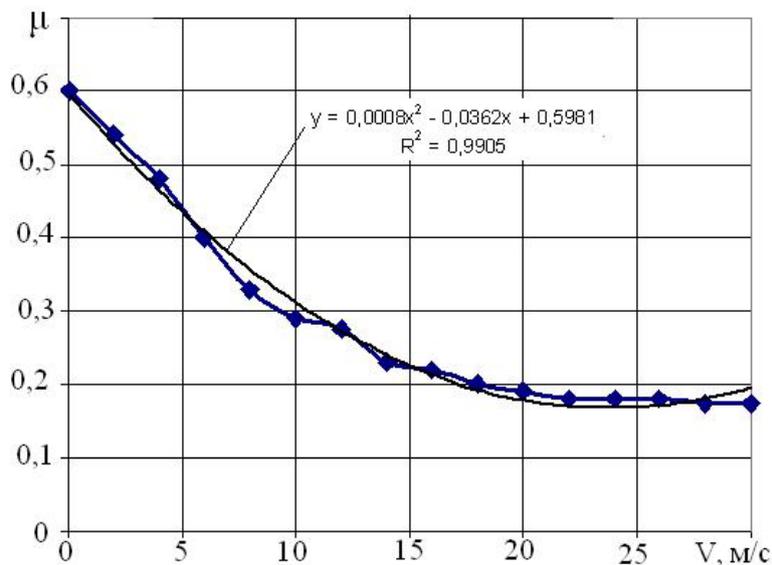


Рисунок 5 – Зависимость коэффициента трения  $\mu$  от скорости скольжения  $V$

После аппроксимации коэффициент трения  $\mu$  в функции от скорости скольжения  $V$  имеет вид

$$\mu = 0,5981 + 0,0008V^2 - 0,0362V \quad (8).$$

Из анализа зависимости (8) следует, что наибольшее значение коэффициент трения имеет при скоростях скольжения близких к нулю.

Момент  $M_c$  принимаем в функции от скорости  $V_n$  подъема колонны труб. В первом приближении эта зависимость может быть принята линейной. Приведенная к валу тормозного барабана величина  $M_c$  имеет вид:

$$M_c = (M_{c0} + k_{co}V_n) \cdot i_m \quad (9),$$

где  $M_{c0}$  - момент сопротивления колонны при скорости подъема близкой к нулю;

$$M_{c0} = G_k \cdot R_{тб};$$

$G_k$  - вес поднимаемой колонны труб;

$R_{тб}$  - радиус тормозного барабана;

$k_{po}$  - коэффициент аппроксимации;

$i_m$  - передаточное число тальблока.

После подстановки в (1-3) выражений (4-9) получим искомую математическую модель трансмиссии автомобиля для исследования динамики неустановившегося движения на основных режимах работы с колонной труб.

### Выводы

Разработанная математическая модель с учетом параметров силовой установки, предлагаемой двухпоточной трансмиссией, используемой как при подъеме, так и опускании колонны труб, позволяет проводить исследования по определению динамической нагруженности трансмиссии, как для базовой, так и модернизированной машины.

**Список литературы:** 1. Коденко М.Н., Артюшенко А.Д., Мандрыка В.Р., Мироненко В.И. Системы автоматического управления режимами работы сельскохозяйственных тракторов / Под ред. Коденко М.Н. Х.: Выща шк. Изд-во при Харьк. ун-те, 1988. 152 с. 2. Мандрыка В.Р. Математическая модель объемного гидропривода сельскохозяйственного трактора Х.: Вища шк. Изд-во при Харьк. ун-те, 1985. №222. Конструирование и исследование тракторов. Вып. 6, с. 35-37. 3. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Александров Е.Е., Волонцевич Д.О., Карпенко В.А., Лебедев А.Т., Перегон В.А., Самородов В.Б., Туренко А.Н. – Харьков : Издательство ХГАДТУ (ХАДИ), 2001. – 642 с. 4. Сцепление транспортных и тяговых машин/И.Б. Барский, С.Г. Борисов, В.А. Галягин и др.; Под ред. Ф.Р. Геккера и др.- М.: Машиностроение, 1989.-344 с. 5. Носов Н.А., Галышев В.Д., Волков Ю.П., Харченко А.П. Расчет и конструирование гусеничных машин. Л., Машиностроение, 1972,- 560 с.