

УДК 622.002.5

В.В. Аксенов, А.А. Хорешок, В.И. Нестеров, М.Ю. Блащук

СИЛОВЫЕ ПАРАМЕТРЫ ТРАНСМИССИИ ГЕОХОДА С ГИДРОПРИВОДОМ

Трансмиссия является одной из основных систем геохода. Трансмиссия передаёт усилие внешнему движителю, и обеспечивает формирование напорного усилия на исполнительном органе. Отсутствие конструктивных решений трансмиссии, а также методик определения их основных параметров затрудняют дальнейшее совершенствование и разработку геоходов нового поколения. Поэтому исследования в этом направлении являются актуальными.

Одним из направлений развития схемных и конструктивных решений трансмиссии геоходов, реализующих непрерывный режим его работы, является использование гидропривода с гидроцилиндрами, работающими в разных фазах [1, 2]. При разработке новых конструктивных решений трансмиссий особый интерес представляют её основные параметры – силовые, кинематические, конструктивные. В данной статье рассмотрено влияние пространственно-компоновочного расположения гидроцилиндров трансмиссии на основной параметр – развиваемый врачающий момент.

На расчетной схеме (рис. 1) гидроцилиндры расположены внутри секций по хордам в одной плоскости, перпендикулярной оси секций геохода. При этом корпус гидроцилиндра закреплен шарнирно на хвостовой (неподвижной) секции, а шток гидроцилиндра соединен с механизмом свободного хода, передающим вращение на головную секцию. Данная схема расположения является кулисным механизмом и служит для преобразования поступательного движения штоков гидроцилиндров во вращательное движение головной секции. При выдвижении штоков будет наблюдаться из-

менение пространственного положения гидроцилиндров относительно секций.

Вращающий момент M_{Bpi} развивающийся одним гидроцилиндром, определяется выражением (рис. 1)

$$M_{Bpi} = F_i \cdot h_{ГЦi} \quad (1)$$

где F_i – усилие на штоке i -го гидроцилиндра, Н; $h_{ГЦi}$ – плечо приложения силы i -го гидроцилиндра, м.

Усилие на штоке гидроцилиндра F_i при условии подачи жидкости в поршневую полость

$$F_i = S_{\Pi} \cdot p_{TP} \quad (2)$$

где $S_{\Pi} = \frac{\pi \cdot D_{\Pi}^2}{4}$ – площадь поршня гидроцилиндра, м²; D_{Π} – диаметр поршня гидроцилиндра, м;

p_{TP} – давление, подводимое в поршневую полость гидроцилиндра, Па.

Плечо $h_{ГЦi}$ определяется из конструктивных размеров геохода. Для расчетной схемы (рис. 1) в произвольном положении штока гидроцилиндра плечо $h_{ГЦi}$ будет определяться как

$$h_{ГЦi} = \frac{D_{УСТ.ШТ} \cdot \sin \alpha}{2}, \quad (3)$$

где $D_{УСТ.ШТ}$ – диаметр окружности вращения цапфы (установки цапфы) штока на головной секции, м;

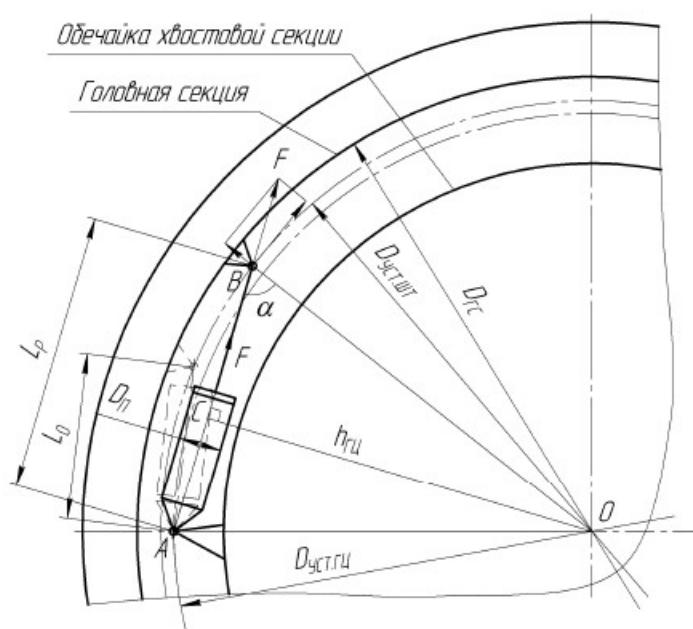


Рис. 1. Расчетная схема к определению врачающего момента

α – угол между направлением действия силы на штоке гидроцилиндра и линией, проведенной через центр вращения O и точку B на цапфе штока.

По «теореме косинусов» из треугольника OAB

$$\cos \alpha = T, \quad (4)$$

$$T = \frac{\left(\frac{D_{уст.шт}}{2}\right)^2 + (L_0 + \delta)^2 - \left(\frac{D_{уст.гц}}{2}\right)^2}{2\left(\frac{D_{уст.шт}}{2}\right)(L_0 + \delta)} \quad (5)$$

где $D_{уст.гц}$ – диаметр окружности установки цапф корпусов гидроцилиндров на обечайке хвостовой секции, м (фиксированное значение, определяемое конструктивно); $(L_0 + \delta)$ – расстояние между осью цапфы корпуса гидроцилиндра A и осью цапфы штока в произвольном положении, м; L_0 – расстояние между цапфами корпуса и штока гидроцилиндра в сложенном состоянии (при минимальной раздвижности), м; δ – текущая величина выдвижения штока гидроцилиндра, м.

После подстановки выражения (4-5) в (3) получим

$$h_{гц} = \frac{D_{уст.шт}}{2} \cdot \sqrt{1 - T^2} \quad (6)$$

После подстановки выражений (6) и (2) в (1) получим выражение для определения момента, развиваемого одним гидроцилиндром

$$M_{BPl} = p_{TP} \cdot D_{уст.шт} \cdot \frac{\pi \cdot D_{\Pi}^2}{8} \cdot \sqrt{1 - T^2} \quad (7)$$

Возможен конструктивный вариант, когда цапфы штока корпуса гидроцилиндра размещаются на одной окружности, т. е. $D_{уст.шт} = D_{уст.гц} = D_{гц}$. В этом случае выражение (7) примет вид

$$M_{BPl} = p_{TP} \cdot D_{гц} \cdot \frac{\pi \cdot D_{\Pi}^2}{8} \cdot \sqrt{1 - \frac{(L_0 + \delta)^2}{D_{гц}^2}}. \quad (8)$$

Из (7) и (8) следует, что по мере выдвижения штока гидроцилиндра расстояние L_0 будет увеличиваться на величину δ . Соответственно, расстояние между опорами гидроцилиндра со штоком составит $(L_0 + \delta)$, а плечо $h_{гц}$ силы, реализующей вращающий момент на головной секции, будет изменяться, соответственно, будет изменяться и вращающий момент M_{BPl} . Величина изменения плеча силы $h_{гц}$, и соответственно, развиваемого момента M_{BPl} будет зависеть от геометрических параметров расстановки опор гидроцилиндров – $D_{уст.шт}, D_{уст.гц}, D_{гц}$, а

также конструктивных размеров гидроцилиндров – L_0, L_p , и длины хода штока – L_X .

Таким образом, при выдвижении штока гидроцилиндра, развиваемый вращающий момент M_{BPl} будет носить переменный характер.

В компоновочных схемах, где гидроцилиндры работают в разных фазах, в каждой момент времени штоки гидроцилиндров будут выдвинуты на различную величину, соответственно, будут отличаться величины плеч $h_{гц}$ приложения силы и развивающий вращающий момент M_{BPl} на каждом гидроцилиндре

$$h_{гц} = \frac{D_{уст.шт}}{2} \cdot T * \quad (9)$$

где $T^* =$

$$1 - \left(\frac{\left(\frac{D_{уст.шт}}{2}\right)^2 + \left(L_0 + \frac{L_X(i-1)}{n_{ФA3}-1} + \delta_i\right)^2 - \left(\frac{D_{уст.гц}}{2}\right)^2}{D_{уст.шт} \left(L_0 + \frac{L_X(i-1)}{n_{ФA3}-1} + \delta_i\right)} \right)^2$$

$n_{ФA3}$ – количество промежуточных положений штоков (фаз) (выражение (10));

$$n_{ФA3} = \frac{n_{гц}}{n_{ОБР}} \quad (10)$$

$n_{гц}$ – общее количество гидроцилиндров вращения, задействованных в трансмиссии; $n_{ОБР}$ – количество гидроцилиндров совершающих обратный ход. $i = 1, 2, \dots n_{гц}$ – порядковый номер гидроцилиндра в группе; δ_i – текущее положение штока i -го гидроцилиндра; $\delta_i = 0 \dots \frac{L_X}{n_{ФA3}-1}$.

При конструктивном исполнении, когда диаметры окружностей установки цапф штока и корпуса гидроцилиндра совпадают, т. е.

$D_{уст.шт} = D_{уст.гц} = D_{гц}$ выражение (9) примет вид

$$h_{гц} = \frac{D_{гц}}{2} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{L_0 + \frac{L_X}{n_{ФA3}-1} \cdot (i-1) + \delta_i}{D_{гц}} \right)^2}.$$

Момент, развиваемый i -м гидроцилиндром в группе

$$M_{BPl} = p_{TP} \cdot D_{уст.шт} \cdot \frac{\pi \cdot D_{\Pi}^2}{8} \cdot T *$$

Результирующий момент, развиваемый гидроцилиндрами в разных фазах движения, представляет сумму моментов, развиваемых каждым гидроцилиндром в текущем положении

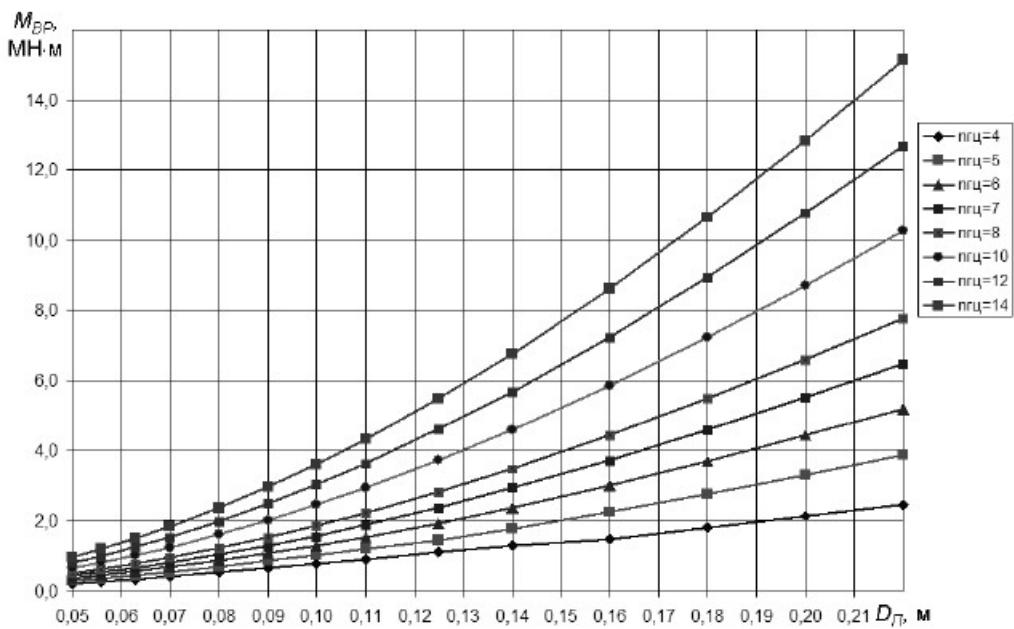


Рис. 2. Зависимости развивающегося трансмиссией врачающего момента от количества гидроцилиндров $n_{ГЦ}$ и диаметра поршня ($D_{П}$)

Таблица 1. Силовые параметры трансмиссии геоходов типоразмерного ряда проходческих щитов ЦНИИподземмаша

Параметры геохода	$n_{ГЦ}$, шт							
$D_{ГС}=2,1$ м; $M_{BP,TP}=0,37$ МН·м	4	5	6	7	8	10	12	14
$D_{П},$ м	0,125	0,09	0,08	0,07	0,063	0,056	0,05	0,045
$M_{BP},$ МН·м	0,447	0,381	0,406	0,393	0,383	0,403	0,402	0,391
$D_{ГС}=2,6$ м; $M_{BP,TP}=0,73$ МН·м								
$D_{П},$ м	0,16	0,125	0,1	0,09	0,08	0,07	0,063	0,056
$M_{BP},$ МН·м	0,896	0,887	0,785	0,799	0,763	0,78	0,789	0,75
$D_{ГС}=3,2$ м; $M_{BP,TP}=1,43$ МН·м								
$D_{П},$ м	0,18	0,16	0,125	0,1	0,09	0,08	0,07	0,063
$M_{BP},$ МН·м	1,441	1,597	1,505	1,471	1,465	1,578	1,561	1,44
$D_{ГС}=4,1$ м; $M_{BP,TP}=4,43$ МН·м								
$D_{П},$ м	—	0,2	0,18	0,16	0,125	0,1	0,09	0,08
$M_{BP},$ МН·м	—	4,119	4,096	4,032	3,631	3,86	3,751	3,752
$D_{ГС}=5,6$ м; $M_{BP,TP}=10,7$ МН·м								
$D_{П},$ м	—	—	—	—	0,22	0,18	0,16	0,16
$M_{BP},$ МН·м	—	—	—	—	11,96	10,85	10,76	12,79

$$M_{BP} = n_{ГР} \sum_{i=1}^{n_{РАБ,ГР}} M_{BPi} L$$

где $n_{ГР}$ – количество групп гидроцилиндров, находящихся в разных фазах выдвижения; $n_{РАБ,ГР}$ – число гидроцилиндров в группе, совершающих рабочий ход.

При совпадении диаметров окружностей размещения цапф корпусов и штоков гидроцилиндров, т. е. $D_{уст,шт} = D_{уст,ГЦ} = D_{ГЦ}$, момент, развиваемый i -м гидроцилиндром будет определяться выражением

$$M_{BPi} = p_{TP} D_{ГЦ} \frac{\pi D_{П}^2}{8} \left[1 - \left(\frac{L_0 + \frac{L_X}{n_{РАБ}} (i-1) + \delta_i}{D_{ГЦ}} \right)^2 \right]$$

Результирующий момент,ываемый всеми гидроцилиндрами совершающими рабочий ход

$$M_{BP} = n_{ГР} \sum_{i=1}^{n_{РАБ}}$$

По полученным аналитическим выражениям построены зависимости и определено влияние конструктивных параметров (диаметр поршня) и количества гидроцилиндров на величину разви-

ваемого трансмиссией вращающего момента (рис. 2) для заданного диаметра головной секции геохода ($D_{ГС}$) и величины давления в гидросистеме P_{TP} .

Полученные графические зависимости (рис. 2), построенные для диаметров геоходов типоразмерного ряда проходческих щитов ЦНИИподзем-

маша (таблица) позволяют определить соотношение количества гидроцилиндров ($n_{ГЦ}$) в трансмиссии и диаметра поршня (D_p) в зависимости от требуемого вращающего момента (M_{BPTP}) на головной секции.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Разработка и анализ возможных вариантов гидропривода в трансмиссии геохода / Аксенов В.В., Ефременков А.Б., Тимофеев В.Ю., Блащук М.Ю. // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2010. – ОВ № 3. – С. 184–193.
2. Разработка вариантов компоновочных решений гидравлической трансмиссии геохода / Аксенов В.В., Ефременков А.Б., Тимофеев В.Ю., Блащук М.Ю. // Инновационные технологии и экономика в машиностроении: Сборник трудов Междунар. научно-практ. конф. с элементами научной школы для молодых ученых. – Томск, 2010. – С. 461–466.
3. Выгодский М.Я. Справочник по элементарной математике. – М: АСТ: Астрель, 2006. – 509 с.

□ Авторы статьи:

Аксенов

Владимир Валерьевич,
докт. техн. наук, профессор
ЮТИ ТПУ, зав. лаб.
угольной геотехники Ин-
ститута угля СО РАН.
E-mail:
v.aksenov@icc.kemsc.ru

Хорешок

Алексей Алексеевич,
докт. техн. наук, профессор,
зав. кафедрой горных машин
и комплексов КузГТУ,
тел. 8(3842) 39-69-40.

Нестеров

Валерий Иванович,
докт. техн. наук, профес-
сор, зав. кафедрой горных
машин и комплексов, пре-
зидент КузГТУ,
тел. 8(3842) 39-69-40.

Блащук

Михаил Юрьевич,
ст. преп. каф. горношахт-
ного оборудования ЮТИ
ТПУ. E-mail:
mby.tpu@gmail.com.

УДК 622.271.4

В.Ф. Колесников, А.И. Корякин

ПРИМЕНЕНИЕ ЭКСКАВАТОРОВ БОЛЬШОЙ ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ МОЩНОСТИ НА РАЗРЕЗАХ КУЗБАССА

В настоящее время открытые горные работы Кузбасса обусловили применением новой техники на буровзрывных, выемочных и транспортных процессах.

Наряду с отечественными буровыми станками СБШ применяются зарубежные станки DML и DM с более высокой производительностью. На выемочных работах применяются мобильные гидравлические экскаваторы, а также мощные экска-

ваторы с вместимостью ковшей $20\text{--}50 \text{ м}^3$ в сочетании с автосамосвалами грузоподъемностью 220–320 т. [1]

Возможность работать мощных экскаваторов с высокой производительностью требует разработки таких технологических схем, которые обеспечивают их непрерывную работу, что весьма сложно при таком цикличном транспорте, как автомобильный. Поэтому была предложена схема

Таблица 1. Параметры технологических схем

Показатели	Обозна- чение	Тип экскаватора	
		РН-2300	РН-2800
Вместимость ковша, м^3		20	33
Тип автосамосвала		БелАЗ-75215	БелАЗ-75600
Грузоподъемность, т		190	220
Вместимость кузова, м^3		80	139
Высота уступа, м	H	20	22
Ширина экскаваторной заходки	A	22	22
Ширина транспортной полосы, м	T	18	20
Ширина рабочей площадки (м) при ширине раз渲а: Br=40 м	Ш _{рп}	70	72
Br=50 м		80	82
Br=60 м		90	92