

УДК 622.002.5

В.В. Аксенов, М.Ю. Блащук, В.Ю. Тимофеев

ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ В ТРАНСМИССИИ ГЕОХОДА МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Рассмотрены варианты использования в трансмиссии геодоа электродвигателей, гидромоторов и различных видов механических передач с вращательным движением. Приведены кинематические схемы трансмиссии и рассмотрены их особенности. Ключевые слова: геодоа, трансмиссия, механическая передача, требования к трансмиссии геодоаов.

Увеличение потребности в полезных ископаемых требует повышения темпов добычи и скорости проведения горных выработок. При этом наибольшую трудоемкость составляет проведение подготовительных горных выработок. Наибольшее распространение получили технологии с использованием проходческих машин, таких как, проходческие комбайны и проходческие щиты. Проходческие комбайны и щиты имеют ряд недостатков, связанных с ограничением области применения по углам наклона проводимых выработок; сложностью создания достаточных тяговых и напорных усилий (попытки обеспечить такие усилия за счет увеличения массы проходческих комбайнов, которая уже превышает 100 т, полностью не решают этой проблемы).

На основании ряда проведенных исследований [1, 2] коллективом ученых была предложена альтернативная технология проведения горных выработок, получившая впоследствии название геовинчестерной, базовым элементом которой является геодоа — аппарат, движущийся в подземном пространстве с использованием геосреды. В настоящее время ведутся работы по созданию геодоаов нового

поколения, при этом сдерживающим фактором является отсутствие обоснованных конструктивных решений его основных функциональных узлов и систем. Основной системой геодоа, обеспечивающей передачу усилия внешнему движителю и формирование напорного усилия на исполнительном органе является его трансмиссия перемещения.

Трансмиссии с вращательным движением передач получили в приводах горных машин наибольшее распространение [3, 4]. Их основные преимущества: отсутствие необходимости преобразования поступательного движения во вращательное, достаточно высокий к.п.д., высокая нагрузочная способность.

В качестве источников вращательного движения — двигателей могут выступать электродвигатели, пневмодвигатели, гидромоторы. Наибольшее распространение получили электродвигатели и гидромоторы, а пневмодвигатели применяются в основном там, где невозможно применение электродвигателей по условиям безопасности, а также в механизированном инструменте.

В электроприводах горных машин широкое распространение получили

асинхронные электродвигатели переменного тока во взрывозащищенном исполнении. Их основные достоинства — простота и надежность конструкции, большой пусковой момент, хорошая перегрузочная способность, высокий к.п.д. Напротив, двигатели постоянного тока широкого распространения не получили, так как их трудно сделать взрывобезопасными [3].

Мощность электродвигателей переменного тока составляет от десятков ватт до тысяч киловатт. Синхронная частота вращения $n_{эл.дв}$ составляет ряд 3000, 1500, 1000, 750 об/мин, причем частота вращения 750 об/мин встречается не у всех двигателей. Также необходимо отметить, что габаритные размеры двигателей с частотой вращения 3000 и 1500 об/мин меньше в 1,2...1,3 раз размеров двигателей с частотами вращения 1000 и 750 об/мин (при одинаковой мощности).

Передаточное число редуктора составит:

$$u = \frac{n_{эл.дв}}{n_{ГС}} \quad (1)$$

Учитывая требование реализации частоты вращения головной секции относительно хвостовой ($n_{ГС} = 1/15$ об/мин), необходимое передаточное число составит ряд 45000, 22500, 15000, 11250 при частотах вращения электродвигателей 3000, 1500, 1000, 750 об/мин соответственно.

Как видно из полученного ряда передаточных чисел, с точки зрения упрощения конструктивной реализации привода и снижения массогабаритных характеристик редукторов предпочтительнее использовать более тихоходные двигатели. В данном случае двигатели с частотой вращения 1000 об/мин являются самыми распространенными в широком диапазоне мощностей из тихоходных.

Диапазон возможных частот вращения у гидромоторов значительно шире — максимальные значения могут быть до десяти тысяч и выше об/мин, минимальная частота вращения около 20...30 об/мин. При этом гидромоторы в несколько раз меньше электродвигателей по массе и габаритам при равной мощности [5]. Кроме того, в схему с гидроприводом несложно ввести плавное регулирование частоты вращения с неизменной величиной развиваемого момента во всем диапазоне. Отдельного внимания заслуживают так называемые LSHT (Low Speed High Torque) гидромоторы — низкоскоростные высокомоментные радиально-поршневые гидромоторы, например фирм Denison Calzoni, Riva Calzoni [6]. Минимальная частота вращения до 0,5 об/мин, максимальная — в зависимости от типоразмера. Тем не менее, частота вращения таких гидромоторов требует применения редукторов, кроме того, требуется оставить запас для регулирования скорости вращения в сторону как уменьшения, так и увеличения. Таким образом, чтобы обеспечить хотя бы десятикратный запас по регулированию необходимая частота должна быть около 10 об/мин.

Тогда требуемое передаточное число трансмиссии по формуле (1):

$$u = \frac{10}{1/15} = 150.$$

Полученные требуемые передаточные числа для электропривода и гидропривода отличаются более чем в сто раз.

Рассмотрим возможные варианты построения кинематической схемы трансмиссии, реализующей полученные передаточные числа на основе известных кинематических передач.

Вращательный характер движения головной секции относительно хво-

стовой накладывает ограничения на возможные варианты компоновки последней ступени редуктора. Наиболее простым и очевидным решением будет применение зубчатой передачи внутреннего зацепления с передаточным числом около десяти. Выбор достаточно большого значения передаточного числа обусловлен необходимостью разнесения элементов передачи на периферию секции и оставлением максимально возможного свободного пространства внутри секций геолода [7]. Пример кинематической схемы приведен на рис. 1.

В данной схеме венец с зубьями внутреннего зацепления закреплен на внутренней поверхности головной секции, а редуктор с двигателем размещены в хвостовой невращающейся секции.

В приложении к ГОСТ 21354-87 для проекторочного определения межосевого расстояния зубчатых передач a_w рекомендована следующая формула:

$$a_w = K_a (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}$$

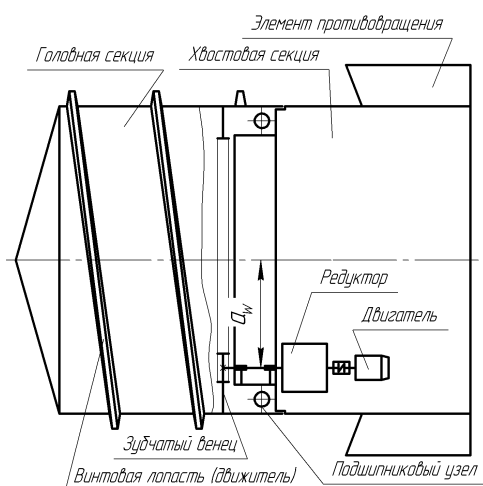


Рис. 1. Кинематическая схема трансмиссии геолода с редукторным приводом

где K_a — вспомогательный коэффициент, $K_a = 490 (\text{МПа})^{1/3}$; u — передаточное число; T_2 — вращающий момент на ведомом колесе, Н·м; $K_{H\beta}$ — коэффициент концентрации нагрузки; $[\sigma_H]$ — допускаемая величина контактных напряжений, МПа; ψ_{ba} — коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния.

При подстановке в эту формулу следующих числовых значений ($K_a = 490 (\text{МПа})^{1/3}$; $u = 10$; $T_2 = 3,5 \cdot 10^6$ Н·м; $K_{H\beta} = 1,25$; $[\sigma_H] = 770$ МПа; $\psi_{ba} = 0,25$) получается ориентировочное межосевое расстояние передачи $a_w = 3$ м, а диаметр делительной окружности зубчатого венца составляет 6,6 м, что значительно превышает диаметр секций геолода ЭЛАНГ-4 (3,7 м) и свидетельствует о невозможности передачи вращающего момента головной секции в один поток в указанных габаритах.

Приемлемых размеров передачи (рис. 2) с сохранением максимального расстояния внутри геолода можно добиться увеличением количества параллельных потоков передачи мощности на последней ступени до восьми и более или разбиением на отдельные потоки с отдельными редукторами и двигателями (рис. 3, 4), но также не менее восьми. Похожие конструктивные решения с меньшим числом потоков применяются в механизмах поворота платформы экскаваторов [8], а также в приводах роторных исполнительных органов проходческих щитов ПЩМ-3,2 и ПЩМ-5,6 [9].

При реализации по данным схемам (рис. 3, 4) трансмиссии передаточное число без последней ступени получает-

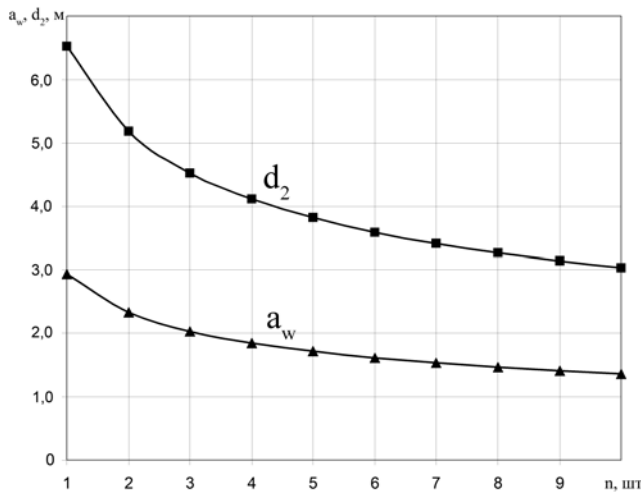


Рис. 2. Зависимости межосевого расстояния передачи a_w и диаметра делительной окружности зубчатого венца d_2 от количества потоков передачи мощности – n

ся равным $u_{ред} = 1500$ (при использовании электродвигателей). При столь высоких передаточных числах сложно реализовать достаточно компактный по размерам редуктор с помощью известных кинематических передач.

Так, при построении редукторов с использованием только зубчатых передач, исходя из требований обеспечения минимальных габаритов, понадобится большое число ступеней с небольшими передаточными числами ($u_{ст} = 1,5...3$).

Червячные передачи в сравнении с зубчатыми имеют большие передаточные числа (до 80), но низкий к.п.д., который снижается по мере увеличения передаточных чисел. Кроме того, эти передачи отличаются повышенным тепловыделением, износом и склонностью к заеданию, а при применении многоредукторного привода возможны проблемы со смазкой отдельных редукторов вследствие их периферийной компоновки [10]. Также проблемы со смазкой могут

появиться в различных пространственных положениях геохода при значительном его наклоне, что вызовет ограничение области применения по углам проводимых выработок. Необходимо отметить, что проблема смазки может возникнуть при применении и других зубчатых передач.

Планетарные передачи обеспечивают наиболее высокие передаточные числа (до 1000 и более), но, как правило, с увеличением передаточных чисел их к.п.д. значительно снижается, и такие переда-

чи рассчитаны только на кратковременную работу [10]. Масса и размеры планетарных редукторов меньше в 2...4 раза по сравнению с цилиндрическими, но конструкция существенно сложнее и менее технологична. Учитывая, что планетарные редукторы чаще всего выполняют многопоточными, возможно их применение и в последней ступени трансмиссии, но здесь возникает несколько трудноустраняемых проблем: необходимость реализации подвижного водила дополнительно скрадет пространство внутри геохода; при больших размерах передач трудно обеспечить высокую кинематическую точность, в результате, сателлиты будут неравномерно нагружены.

При использовании гидромоторов требуемые передаточные числа редукторов значительно меньше (в 100 раз, т. е. около 15), что позволит уменьшить число ступеней редуктора. Но вращающие моменты в такое же число раз выше, соответственно для

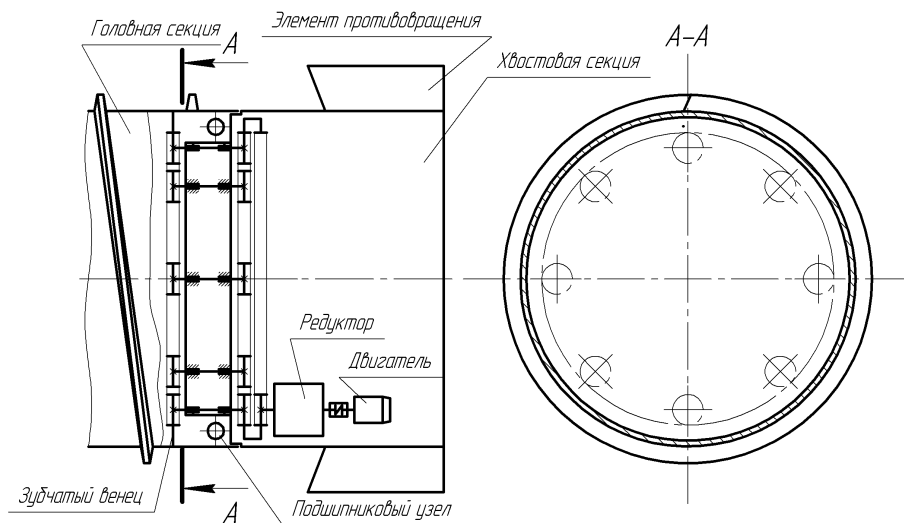


Рис. 3. Кинематическая схема трансмиссии геостопа с редукторным приводом с многопоточной выходной ступенью

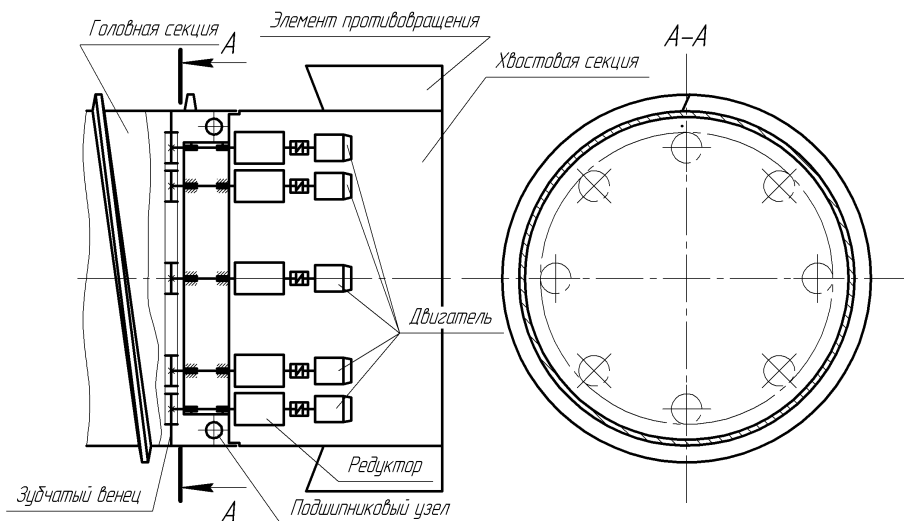


Рис. 4. Кинематическая схема трансмиссии геостопа с многопоточным редукторным приводом

обеспечения требуемой нагрузочной способности передач необходимо будет увеличить их размеры. Необходимо отметить, что габаритные размеры и масса радиально-поршневых гидромоторов также достаточно велики. Очевидно, что такие трансмиссии не удовлетворяют требованиям обеспе-

чения достаточного пространства внутри геостопа и снижения массогабаритных показателей [7].

При многопоточном исполнении трансмиссии также могут возникнуть проблемы обеспечения кинематической точности в зацеплении зубчатых колес последней ступени, поскольку


даже небольшие перекосы осей секций будут приводить к нарушениям условий контакта зубьев колес, что потребует серьезного усложнения конструкции и повышения точности элементов узла сопряжения секций, а также увеличения общей жесткости секций. Частично данную проблему можно решить применением в последней ступени передачи с цевочным зацеплением, которая менее чувствительна к загрязнениям и перекосам. Такие передачи применяются в приводе роторного исполнительного органа шита ПШМ-3,2 [9] или бесцеп-

ных приводах подачи очистных комбайнов [3].

Таким образом, в качестве основных недостатков трансмиссий геогодов с использованием редукторов с электродвигателями или гидромоторами следует отметить: сложность обеспечения достаточного свободного пространства внутри геогода, значительное усложнение конструкции, снижение надежности и увеличение массы.

В качестве положительных сторон стоит отметить возможность реализации непрерывной подачи геогода на забой, а также простую реализацию реверса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Эллер А.Ф., Горбунов В.Ф., Аксенов В.В. Винтоповоротные проходческие агрегаты. — Новосибирск: ВО «Наука». Сибирская издательская фирма, 1992. — 192 с.
2. Аксенов В.В. Геовинчестерная технология проведения горных выработок. — Кемерово: Институт угля и углехимии СО РАН, 2004. — 264 с., с ил.
3. Солод В.И., Гетоганов В.Н., Рачек В.М. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов. — М.: Недра, 1982. — 350 с.
4. Аксенов В.В., Ефременков А.Б., Тимофеев В.Ю., Блашук М.Ю. Обзор трансмиссий горной техники // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2010 — ОВ № 3. — С. 55–66.
5. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: Справочник — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1995. — 448 с.
6. DENISON CALZONI. Radial Piston Motor. Type MR, MRE. Product catalog // Parker Hydraulic Pumps, piston pumps, hydraulic pumps, hydraulic motors. URL: <http://www.launchn.com/hpd/pdfs/RCOA1806-03-03.pdf> (дата обращения 13.02.2012)
7. Разработка требований к трансмиссии геогодов / Аксенов В.В., Ефременков А.Б., Тимофеев В.Ю., Блашук М.Ю. // Известия вузов. Горный журнал. — 2009. — № 8. — С. 101–103.
8. Бритарев В.А., Замышляев В.Ф. Горные машины и комплексы. — М.: Недра, 1984. — 288 с.
9. Бреннер В.А. и др. Шитовые проходческие комплексы. — М.: Изд-во «Горная книга», МГУ, 2009. — 447 с.
10. Анализ возможных вариантов электропривода и механических передач в трансмиссии геогода / Аксенов В.В., Ефременков А.Б., Тимофеев В.Ю., Блашук М.Ю. Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2010 — ОВ № 3. — С. 154–163. 

КОРОТКО ОБ АВТОРАХ

Аксенов Владимир Валерьевич — доктор технических наук, профессор, Юргинский технологический институт (филиал) ТПУ, зав. лабораторией угольной геотехники Института угля СО v.aksenov@icc.kemsc.ru,

Блашук Михаил Юрьевич — старший преподаватель Юргинского технологического института (филиала) ТПУ, младший научный сотрудник лаборатории угольной геотехники Института угля СО РАН, mby.tpu@gmail.com.

Тимофеев Вадим Юрьевич — старший преподаватель Юргинского технологического института Национального исследовательского Томского политехнического университета, младший научный сотрудник лаборатории угольной геотехники Института угля СО РАН, tv-ytitpu@mail.ru.