

тяговые качества и возможность работы с комплексом навесного оборудования и прицепных сельскохозяйственных машин.

В трансмиссии трактора «БИМА-300» не предусмотрены агрегаты и механизмы, присущие тракторам с механической трансмиссией. Колодочные тормоза предназначены для удержания машины на косогорах, хотя конструктивно они могут быть использованы и как остановочные при движении трактора накатом в случае отключения всех цилиндров двухступенчатых гидромоторов.

Выводы

1. Гидрообъемная трансмиссия тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин выполняет все её функции, обеспечивая прогрессивную тяговую характеристику.
2. Диапазоны изменения кинематического и силового передаточных отношений гидрообъемной передачи с регулируемыми гидравлическими машинами d_r соответствуют такому показателю сопротивления движению машины по совокупности грунтовых условий $d_r = d_c = 8...11$.
3. Гидрообъемная передача обладает жесткими механическими характеристиками по крутящему моменту и мощности, снимаемых с вала гидромотора (рисунок 4).
4. В компоновке гидрообъемно-механических трансмиссий универсальных, универсально-пропашных тракторов, самоходных комбайнов средней мощности предпочтительно использовать нераздельно-агрегатные конструкции гидрообъемной передачи с регулируемым насосом и нерегулируемым гидромотором, механическую коробку передач на 2÷3ступени с фрикционным включением, а в заднем мосту стояночные тормоза вместо остановочных.
5. В моторно-трансмиссионной установке если частота вращения коленчатого вала двигателя не равна максимальной скорости вращения приводного вала насоса, то необходимо предусмотреть установку между двигателем и гидрообъемной передачей согласующего редуктора. Установочная мощность гидравлических машин не должна превосходить мощности двигателя.
6. Нагрузка гидрообъемной передаче и кинематически связанных с ней агрегатов и механизмов трансмиссии по давлению рабочей жидкости устанавливается автоматически при любом передаточном отношении, величина её зависит от силы тяги по сцеплению ведущих колес с грунтом.

Литература

1. Крумбольдт Л.Н., Головашкин Ф.П., Стрелков А.Г. Полнопоточные гидрообъемные и двухпоточные гидромеханические трансмиссии самоходных машин. Учебное пособие. Под общей редакцией Л.Н. Крумбольдта. - М.: МГТУ «МАМИ», 2010. 78 с.
2. Петров В.А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин. - М.: Машиностроение, 1988. 244 с.
3. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. - М.: Машиностроение, 2009. 752 с.

Методика подбора основных элементов гидрообъемной трансмиссии колесной машины

к.т.н. Курмаев Р.Х., Круглов С.М., к.т.н. проф. Лепешкин А.В., Медведев А.С., Куру Д.С.
Университет машиностроения
(495) 223-05-23, доб. 1426, lep@tami.ru

Аннотация. В статье представлена методика расчета, предлагаемая для использования при подборе основных элементов гидрообъемных трансмиссий ведущих колес самоходных машин.

Ключевые слова: колесные машины, гидрообъемный привод ведущих колес, методика подбора элементов

В данной статье приведены данные научных исследований, полученные при выполне-

нии Государственного контракта № П1131 от 02.06.2010 и Соглашения от «27» июля 2012 г. № 14.В37.21.0290 на поисковые научно-исследовательские работы для государственных нужд по заданию Министерства образования и науки РФ в рамках ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 – 2013 годы.

Одним из важных вопросов, решаемых при проектировании гидрообъемных трансмиссий (ГОТ) колесных машин, является подбор их основных элементов, которыми являются гидромашины (насосы и гидромоторы) и согласующие редукторы для них. При этом обосновывается тип гидромашин и их максимальные рабочие объемы ($q_{н\max}$ и $q_{м\max}$), а также передаточные числа (i_n и i_m) согласующих редукторов. От степени обоснованности этого выбора существенным образом зависят тяговые и скоростные показатели проектируемой колесной машины, а также ее энергоэффективность в целом.

При этом базовыми исходными данными являются назначение проектируемой колесной машины, ее колесная формула, принятая схема ГОТ и ее статус (основная или дополнительная). Исходя из этого, определяются максимальные нагрузки, реализуемые на ведущих колесах ГОТ, а также на основании планируемого к использованию источника механической энергии, передаваемой ГОТ, обеспечивающийся с ее помощью скоростной диапазон проектируемой машины.

В большинстве случаев главной целью использования ГОТ на многоприводных колесных машинах является увеличение их проходимости. Поэтому важнейшим режимом работы, обеспечиваемым ГОТ, является режим реализации ей максимальных силовых нагрузок на ведущих колесах. Вследствие этого подбор основных элементов ГОТ начинается с выбора используемого в ней гидромотора и необходимого для него согласующего редуктора. При этом, прежде всего, решается вопрос о типе гидромашин, который выбирается исходя из ее стоимости, срока службы, энергетических характеристик и т.д. В результате этого из соответствующих каталогов определяются параметры, характерные для гидромашин этого типа. Основными из них являются номинальные и максимальные значения рабочих давлений и частот вращения вала, а также значения объемного, механического и полного КПД на номинальном режиме. При этом следует помнить, что эти параметры меняются для данного типа гидромашин в зависимости от величины рабочего объема гидромашин.

Основная расчетная формула, используемая при определении необходимого максимального рабочего объема гидромотора, имеет вид [1]:

$$q_{м\max} = \frac{2\pi \cdot M_m}{[p] \cdot \eta_{мм}} [\text{м}^3], \quad (1)$$

где: M_m – максимальный расчетный момент на валу гидромотора, [Н·м];

$[p]$ – номинальное значение рабочего давления для принятого типа гидромашин, [Па];

$\eta_{мм}$ – механический КПД гидромотора на номинальном режиме.

Расчетный момент M_m , входящий в формулу (1), является параметром, характеризующим максимальную силовую нагрузку, реализуемую ГОТ на ведущих колесах проектируемой машины:

$$M_m = \frac{M_{к\max} \cdot Z_k}{i_m \cdot \eta_{мр}}, \quad (2)$$

где: $M_{к\max}$ – максимальный расчетный момент, реализуемый на ведущем колесе проектируемой машины при помощи ГОТ, [Н·м];

Z_k – количество ведущих колес машины, имеющих привод от одного гидромотора;

$\eta_{мр}$ – механический КПД согласующего редуктора гидромотора.

На основании рекомендаций [2] в общем случае при определении $M_{к\max}$ можно воспользоваться формулой:

$$M_{\kappa \max} = \frac{m_m \cdot g \cdot r_c \cdot D_{\max}}{Z_{\kappa} \cdot Z_m}, \quad (3)$$

где: m_m – часть эксплуатационной массы машины, создающая вертикальную нагрузку на ведущие колеса, привод которых обеспечивает ГОТ, [кг];

Z_m – количество гидромоторов, используемых в ГОТ;

r_c – статический радиус шины ведущего колеса, [м];

g – ускорение свободного падения, [м/с²];

$D_{\max}$ – максимальный динамический фактор, безразмерный параметр.

Величина $D_{\max}$ характеризует возможные эксплуатационные перегрузки ГОТ. В соответствии с рекомендациями [2] $D_{\max}$ выбирается из таблицы 1.

Таблица 1

Дорожные условия	Коэффициент сопротивления, f	Диапазон значений динамического фактора (для 10% подъёма)	Диапазон значений динамического фактора (для 20% подъёма)
Асфальтовое покрытие (лёд)	0,018...0,02	0,036...0,04	0,054...0,06
Грунтовая (сухая)	0,025...0,035	0,05...0,07	0,075...0,105
Грунтовая (после дождя)	0,05...0,15	0,1...0,3	0,15...0,45
Песчаная поверхность (сухая)	0,1...0,3	0,2...0,6	0,3...0,9
Песчаная поверхность (влажная)	0,06...0,15	0,12...0,3	0,18...0,45
Снежная укатанная	0,03...0,05	0,06...0,1	0,09...0,15

Анализ приведенных расчетных формул (1) и (2) указывает на то, что выбор конкретного значения максимального рабочего объема $q_{m\max}$ гидромотора неразрывно связан с определением величины передаточного отношения i_m его согласующего редуктора.

При этом величина i_m непосредственным образом сказывается на реализации требуемого скоростного диапазона проектируемой машины. Объясняется это тем, что современные гидромоторы имеют жесткие ограничения по их использованию на частотах вращения вала выше максимально допустимых и эти ограничения часто входят в противоречие с необходимостью преодоления максимальных значений моментов на ведущих колесах. Такое противоречие возникает при нарушении справедливости неравенства:

$$n_{m\max} = \frac{V_{a\max} \cdot i_m}{2\pi \cdot r_c} \leq [n_{m\max}], \quad (4)$$

где: $V_{a\max}$ – максимальная скорость машины, реализуемая при помощи ГОТ, [м/с];

$n_{m\max}$ – максимальное значение частоты вращения вала гидромотора при использовании согласующего редуктора с принятым значением i_m и при рабочем объеме гидромотора равном $q_{m\max}$, [с⁻¹];

$[n_{m\max}]$ – максимально допустимое значение частоты вращения вала гидромотора по паспортным данным для выбранного типа гидромашины, [с⁻¹].

В случае не выполнения неравенства (4) на практике приходится использовать для гидромоторов (особенно для нерегулируемых) двух ступенчатые согласующие редукторы. Такой редуктор призван обеспечить работу проектируемой колесной машины на двух скоростных диапазонах: тяговом (с максимальной силовой нагрузкой) и транспортном (с возможностью получения максимальной по техническим требованиям скорости $V_{a\max}$ машины). При

этом на тяговом режиме в редукторе реализуется величина i_m , а на транспортном – передаточное отношение i'_m , вычисляемое по формуле:

$$i'_m = \frac{2\pi \cdot r_c \cdot [n_{m\max}]}{V_{a\max}}. \quad (5)$$

Следует также отметить, что на практике часто встречается ситуация при которой из конструктивных соображений между валом гидромотора и осью соответствующего ведущего колеса уже имеются механические элементы, в совокупности обладающие некоторым передаточным отношением i_0 . Этими элементами могут быть, например, главная передача ведущего моста или штатный колесный редуктор. В этом случае i_m следует рассматривать как произведение $i_m = i_0 \cdot i_x$ и искомой величиной при этом становится параметр i_x .

Следующим этапом расчета является подбор насоса, используемого ГОТ, и определение передаточного отношения i_n его согласующего редуктора. При этом следует обращать внимание на то, что насос должен относиться к такому типу гидромашин, для которого рабочий диапазон давлений соответствует рабочему диапазону давлений принятого гидромотора.

Основная расчетная формула, используемая при определении необходимого максимального рабочего объема насоса, имеет вид [1]:

$$q_{n\max} = \frac{Q_{n\max}}{n_{n\max} \cdot \eta_{он}} [\text{м}^3], \quad (6)$$

где: $Q_{n\max}$ – необходимая максимальная подача насоса, $[\text{м}^3/\text{с}]$;

$n_{n\max}$ – максимальное значение частоты вращения вала насоса, $[\text{с}^{-1}]$;

$\eta_{он}$ – объемный КПД насоса на номинальном режиме.

Значение входящей в формулу (6) необходимой максимальной подачи насоса $Q_{n\max}$ при использовании в ГОТ нерегулируемых гидромоторов определяется из формулы:

$$Q_{n\max} = Z'_m \cdot q_{m\max} \cdot n_{m\max} \cdot \eta_{ом}, \quad (7)$$

где: Z'_m – количество параллельно включенных гидромоторов, работающих от одного насоса;

$\eta_{ом}$ – объемный КПД гидромотора на номинальном режиме.

Если в ГОТ используются регулируемые гидромоторы, то после выбора основных элементов ГОТ необходима дополнительная проверка обеспечения насосом требуемой величины расхода гидромоторов на частичных рабочих объемах при движении проектируемой машины с максимальной скоростью. При этом следует также контролировать энергетические возможности двигателя, обеспечивающего привод насоса.

Следует отметить, что используемое в формуле (6) максимальное значение частоты вращения вала насоса должна соответствовать неравенству:

$$n_{n\max} \leq [n_n], \quad (8)$$

где: $[n_n]$ – максимально допустимое значение частоты вращения вала насоса по паспортным данным для принятого типа гидромашин, $[\text{с}^{-1}]$.

Исходя из этого передаточное отношение i_n согласующего редуктора насоса в общем случае определяется из формулы:

$$i_n = \frac{n_{e\max}}{n_{n\max}}, \quad (9)$$

где: $n_{e\max}$ – максимальное значение частоты вращения вала двигателя или другого устройства, от которого обеспечивается привод насоса, $[\text{с}^{-1}]$.

Итак, приведенная выше методика используется для вычисления расчетных значений параметров гидромашин, на основании которых из соответствующих каталогов выбираются наиболее близкие по характеристикам насосы и гидромоторы (обычно несколько вариантов)

и определяются для них передаточные отношения согласующих редукторов. Далее для каждого из принятых вариантов определяется фактические значения максимального динамического фактора $D_{\max}$ и обеспечиваемого скоростного диапазона проектируемой колесной машины в оговоренных условиях ее эксплуатации. Сравнительная оценка этих показателей позволяет обоснованно выбрать наилучший вариант параметры элементов проектируемой ГОТ.

В заключении ниже в качестве примера приводятся результаты использования рассмотренной методики, применительно к ГОТ ведущих колес активного полуприцепа для перевозки крупногабаритных и тяжеловесных грузов, в том числе и в условиях бездорожья. Одним из вариантов такой ГОТ рассматривалась схема [3], представленная на рисунке 1.

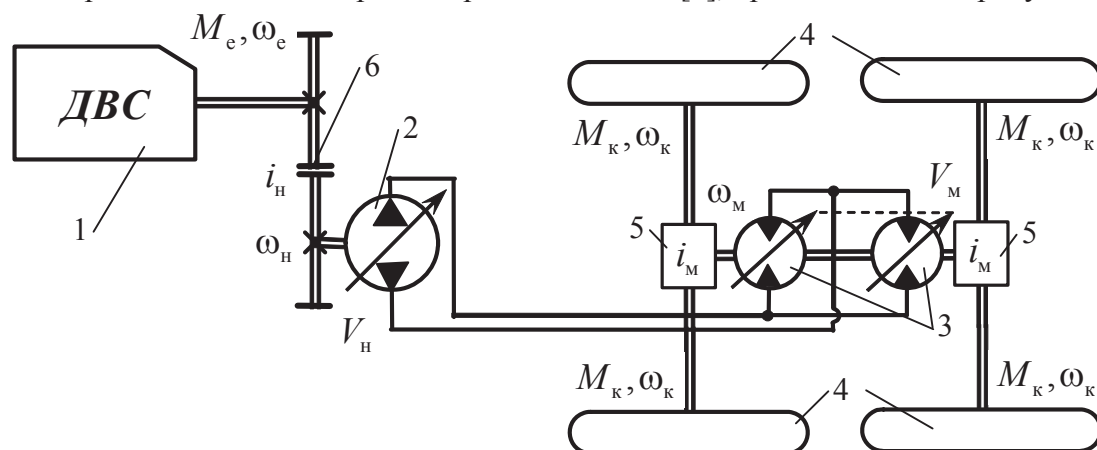


Рисунок 1. Схема ГОТ активного прицепного звена: 1 – ДВС; 2 – насос; 3 – гидромотор; 4 – ведущее колесо; 5 – согласующий редуктор гидромотора; 6 – согласующий редуктор насоса

Исходными данными для выполнения расчета являются:

- полная масса прицепного звена (в данном случае определяется количеством осей прицепа и максимально допустимой нагрузкой на одно колесо);
- максимальный динамический фактор $D_{\max}$ (так как в активном режиме прицепное звено выполняет вспомогательные функции, а именно служит для уменьшения силы на крюке тягача, то достаточно, чтобы значение динамического фактора находилось в интервале от 0,1 до 0,5);
- максимальная скорость движения $V_{a \max}$ (в активном режиме не более 35 км/ч);
- характеристика двигателя, установленного на прицепном звене (максимальная мощность ДВС $N_{e \max}$ на рабочих оборотах коленчатого вала $n_{e \max}$);
- параметры шин ведущих колес прицепа (статический радиус r_c);
- передаточное отношение i_0 используемых элементов механической части привода от гидромотора до ведущего колеса прицепного звена.

В результате тягово-динамического расчёта для рассматриваемого прицепного звена автопоезда были выбраны наиболее оптимальные для заданных условий эксплуатации два регулируемых гидромотора с рабочими объёмами $q_{m \max} = 233 \text{ см}^3$, выполненные в едином агрегате с редуктором, имеющим передаточное число $i_x = 2,2$. Для питания этих гидромоторов используется один регулируемый реверсивный насос с рабочим объёмом $q_{n \max} = 250 \text{ см}^3$, привод которого обеспечивается от ДВС, установленного на прицепном звене. Вал этого двигателя вращает насос с частотой $n_{e \max} = n_{n \max} = 2000 \text{ об/мин}$ (то есть передаточное отношение согласующего редуктора насоса i_n принято равным 1).

При этом на прицепном звене для привода ведущих колес установлены ведущие мосты от автомобиля КраЗ-6446 с общим передаточным числом $i_0 = 8,173$ и колёса с шинами ИД-370 (1300х530-533), допускающими нагрузку 5000 кг. Максимальный перепад давлений на

гидромоторах $[p] = 40$ МПа. Полная масса прицепного звена принимается равной 20 тонн.

В результате расчёта получены следующие данные:

- на тяговом режиме при $q_m = q_{m\max}$:
 $D_{\max} = 0,368$; $V_{a\max} = 11,0$ км/ч;
- на транспортном режиме при $q_m = 0,4 \cdot q_{m\max}$:
 $D_{\max} = 0,147$; $V_{a\max} = 30,0$ км/ч.

Данные результаты расчета были признаны перспективными.

Литература

1. Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Ч. 2. Гидравлические машины и гидропневмопривод. Под редакцией А.А. Шейпака. – М., МГИУ, 2007. – 352 с.
2. Шухман С.Б., Соловьев В.И., Прочко Е.И. Теория силового привода колёс автомобиля высокой проходимости. Книга. – М., 2007.
3. Курмаев Р.Х., Коркин С.Н., Крамер А.С. Применение активных колёсных модулей в автопоездах для перевозки крупногабаритных и тяжеловесных грузов. Известия МГТУ «МАМИ». Научный рецензируемый журнал. М., МГТУ «МАМИ», № 2 (14), 2012, с. 160-168.

Улучшение пусковых характеристик бензоэтанольных ДВС на режимах холодного пуска и прогрева

Лавров С.В., Абрамов А.А.
Университет машиностроения
bioethanol_mami@mail.ru

Аннотация. В статье рассмотрены методы улучшения пусковых характеристик двигателей внутреннего сгорания с искровым зажиганием, работающих на бензоэтанольных топливах с различной концентрацией этанола.

Ключевые слова: ДВС, этанол, бензоэтанольная смесь, режим холодного пуска и прогрева.

Непрекращающийся рост мирового автомобильного парка, особенно в городах и промышленных мегаполисах, ведет к глобальному загрязнению окружающей среды вредными выбросами автомобильных двигателей и, соответственно, к критическому загрязнению атмосферы. Кроме того, уменьшаются запасы нефти, а разработка труднодоступных месторождений нефти увеличивает себестоимость добычи, а следовательно, и стоимость сырой нефти.

С точки зрения сокращения запасов нефти и снижения вредных выбросов, большое внимание в последние годы уделяется применению биоэтанола, используемого в качестве альтернативного возобновляемого источника энергии в машиностроении. С энергетической точки зрения преимущества спиртов заключаются главным образом в высоком КПД рабочего процесса и в высокой детонационной стойкости. КПД спиртового двигателя выше бензинового, благодаря чему удельный расход энергии на единицу мощности снижается. Одновременно при использовании спиртов существенно снижается содержание вредных выбросов [1].

В настоящее время в некоторых странах введены в эксплуатацию бензоэтанольные смеси с различным соотношением концентраций биоэтанола и бензина. Так, например, в странах Европы в широкой эксплуатации находятся три вида бензоэтанольных топлив Е5, Е10, Е85. В Бразилии и Аргентине доминируют смеси Е20-Е100, в США Е10, Е15 и Е85. В России в соответствии со стандартами ГОСТ Р 51866-2002, ГОСТ Р 52201-2004, ГОСТ Р 54290-2010 разрешается выпускать бензоэтанольное топливо с содержанием этанола 5, 10 и 85% соответственно [2].

Одной из основных проблем, препятствующей широкому использованию высококон-