

дующем: 1) каналы Р и Т, А и В должны быть расположены соответственно по диагонали; 2) необходимо иметь два исполнения СММ по расположению каналов — Р, Т, А, В и Р, Т, В, А (поменять места каналов А и В во втором случае); 3) каналы А и В должны быть выведены как на присоединительную, так и на боковую плоскости СММ, при этом предусматривается возможность их усечения, т.е. выполнения на выходах резьбы. В табл. 1 расположение каналов Р и Т полностью совпадает с расположением коммуникационных каналов СММ.

Таким образом, реализация предлагаемых схем в гидросистемах автомобилей и тракторов позволит снизить трудоемкость и стоимость изготовления гидроблоков, их материалоемкость. Решения графов схем, приведенных в табл. 1, можно непосредственно использовать при проектировании гидроблоков управления.

Список литературы

1. Пинчук В.В., Кислов Н.В. Компоновка блоков гидроаппаратуры приводов машин // Механизация и автоматизация процессов добычи и переработки торфа. Мн., 1987.
2. А.с. 960472 СССР, МКИ³ 15 С 5/00. Устройство для монтажа гидро- и пневмоаппаратуры / В.В.Пинчук, М.К.Гераймович, В.И.Дорошенко. З. Харари Ф. Теория графов. М., 1973.
4. Габасов Р., Кириллова Ф.М. Методы оптимизации. Мн., 1981.

УДК 631.372.629.114.2-585

А.В.ПРОНЬКО (БПИ)

БАЛАНС МОЩНОСТИ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО ГИДРОХОДОУМЕНЬШИТЕЛЯ

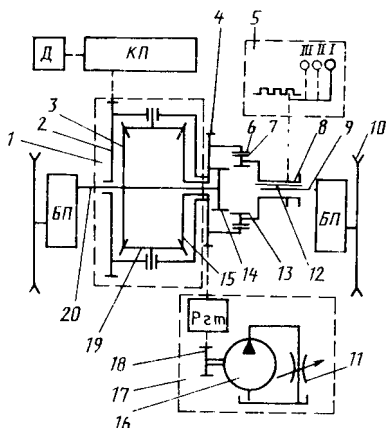
Разработанный НАТИ совместно с МТЗ и применяемый в тракторах "Беларусь" ходоуменьшитель типа ГХУ [1] по ряду причин (отсутствие свободного места на корпусе трансмиссии, особенности ее компоновки, различие в специфике работ, выполняемых самоходным шасси и универсально-пропашным трактором, и др.) не может быть использован в самоходном шасси Т-16М и модульном энергетическом средстве класса 6 кН (МЭС-0,6) на его базе. Модернизация трансмиссии путем введения в нее дополнительного узла ходоуменьшителя сопряжена со значительными затратами и поэтому не является оптимальным вариантом решения проблемы обеспечения дополнительного диапазона пониженных технологических скоростей машин.

В качестве альтернативного варианта предлагается способ получения диапазона бесступенчато регулируемых пониженных скоростей: жесткое соединение между собой полуосей движителей, отсоединение одной из полуосевых шестерен межколесного дифференциала от соответствующей полуоси и затормаживание указанной полуосевой шестерни.

Принципиальная схема устройства, реализующего описанный способ, представлена на рис. 1. В корпусе 2 дифференциала 1 размещена полуосевая шестерня 15, снабженная соединительными элементами 6 и зубчатым венцом 4. Полуось 20 либо жестко закрепленная на ней ведущая полуосевая шестерня

Рис. 1. Принципиальная схема дифференциального гидроходуоменьшителя:

Д — двигатель; КП — коробка передач; БП — бортовая передача; РГТ — редуктор гидротормоза



3 имеют соединительные элементы 14. Шестерни 3 и 15 зацепляются с сателлитами 19. Подвижный элемент 8, связанный с полуосью 9, имеет соединительные элементы 7 и 13 для связи с элементами 6 и 14 соответственно. Управляющий механизм (УМ) 5 (в базовой конструкции — механизм включения блокировки дифференциала) выполнен трехпозиционным и обеспечивает с помощью подвижного элемента 8 связи: в позиции I — полуоси 9 с шестерней 15, в позиции II — обеих полуосей 9 и 20 с шестерней 15, в позиции III — полуоси 9 с полуосью 20. Шестерня 15 посредством венцов 4 и 18 кинематически связана с валом насоса 16 гидротормоза 17, имеющего регулируемый дроссель 11.

Устройство работает в следующих режимах: 1) дифференциальный привод движителей 10 (УМ в позиции I, шестерня 15 расторможена); 2) заблокированный привод движителей 10 (УМ в позиции II, шестерня 15 расторможена); 3) режим ходуоменьшения (УМ в позиции III, шестерня 15 затормаживается); 4) торможение (УМ в позиции II, шестерня 15 затормаживается); 5) работа с отбором мощности на привод активных рабочих органов агрегируемых машин (УМ в позиции III, в стационарных машинах шестерня 15 расторможена, в мобильных — затормаживается). В последнем режиме каждой скорости движения соответствует i значений частоты вращения синхронного ВОМ (i — число передач в КП).

Предлагаемый способ может быть реализован для большинства существующих конструкций ведущих мостов тракторов и других машин, содержащих межколесный дифференциал с механизмом его блокировки. Один из конструктивных вариантов описанного выше устройства применительно к ведущему мосту шасси Т-16М (СШ-20) изображен на рис. 2. Подвижный элемент 8 представляет собой полый вал, размещенный между укороченными полуосями 9 и 20 и связанный с полуосью 9 посредством шлицевого соединения 12. Он имеет шлицы 7 и 13, зацепляющиеся со шлицами 6 шестерни 15 или шлицами 14 шестерни 3. Полуосевая шестерня 15 и вал насоса гидротормоза 17 связаны цепной передачей. Узел насоса крепится к задней стенке трансмиссии и выполнен легкоъемным. Работоспособность устройства обеспечивается при условии $A > X$ и $B < X$, где X — максимальный ход подвижного элемента 8.

Из условия равенства подводимой к дифференциалу мощности суммарной мощности, передаваемой полуосевым шестерням, имеем

$$P_{дв} = (P_{в} + P_{у}) / \eta_{к.п} \eta_{д}, \quad (1)$$

где $P_{дв}$ — мощность, развиваемая двигателем; $P_{в}, P_{у}$ — мощность, подводимая соответственно к ведущей и управляющей шестерне; $\eta_{к.п}, \eta_{д}$ — КПД коробки передач и дифференциала соответственно.

В свою очередь

$$P_{в} = M_{к} n_{к} \pi / (3 \cdot 10^4 \eta_{б.п}), \quad (2)$$

где $M_{к}$ — крутящий момент на ведущих колесах; $n_{к}$ — частота вращения ведущих колес; $\eta_{б.п}$ — КПД бортовых передач.

Момент на ведущих колесах, ограничиваемый сцеплением движителей с грунтом:

$$M_{к} = (F_{кр} + fG_{ц}) r_{к} = \varphi_{\max} G_{ц} r_{к},$$

где $F_{кр}$ — крюковое усилие; $G_{ц}$ — сцепной вес машины; $r_{к}$ — радиус качения колеса; φ_{\max} — максимальный коэффициент сцепления ведущих колес с грунтом; f — коэффициент сопротивления качению.

Введем коэффициент полезной нагрузки

$$\bar{k} = \frac{F_{кр} + fG_{ц}}{\varphi_{\max} G_{ц}} \quad (\bar{k} = f/\varphi_{\max} \text{ при } F_{кр} = 0, \bar{k} = 1 \text{ при } F_{кр} = G_{ц} (\varphi_{\max} - f)).$$

Тогда выражение (2) можно записать в виде

$$P_{в} = \bar{k} \varphi_{\max} G_{ц} r_{к} n_{к} \pi / (3 \cdot 10^4 \eta_{б.п}). \quad (3)$$

Мощность, подводимая к управляющей полуосевой шестерне:

$$P_{у} = M_{н} n_{н} \pi / (3 \cdot 10^4 \eta_{гт}), \quad (4)$$

где $M_{н}$ — крутящий момент на валу насоса; $n_{н}$ — частота вращения вала насоса; $\eta_{гт}$ — КПД редуктора гидротормоза.

Имея в виду, что $M_{н} = V_0 p / (2\pi \eta_{мех})$, и подставляя это выражение в формулу (4), получаем

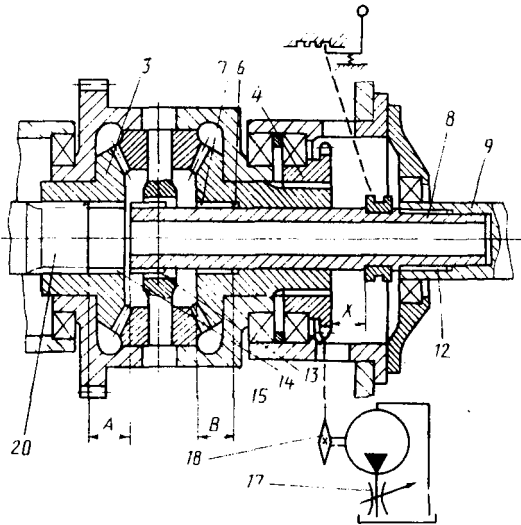
$$P_{у} = V_0 p n_{н} / (6 \cdot 10^4 \eta_{гт} \eta_{мех}), \quad (5)$$

где V_0 — рабочий объем насоса гидротормоза; p — давление рабочей жидкости; $\eta_{мех}$ — механический КПД насоса.

Формула (5) использована в [2] для определения зависимости $\eta_{мех}$ и p от $n_{н}$. Для оценки объемного КПД насоса η_0 и потерь энергии в гидротормозе можно использовать соотношение $P_{н} = Q_{др} p / (60 \eta_0 \eta_{мех})$, предположив, что $\eta_{мех}$ не зависит от $n_{н}$ ($P_{н}$ — мощность, потребляемая насосом; $Q_{др}$ — расход рабочей жидкости через дроссель).

Рис. 2. Конструктивная схема дифференциального ходоуменьшителя применительно к ведущему мосту самоходного шасси Т-16М:

А — зазор между торцами полуоси 20 и подвижного элемента 8 в I позиции управляющего механизма 5; В — длина шлицевого соединения, связывающего подвижный элемент 8 с полуосевой шестерней 15 в I позиции управляющего механизма 5; остальные обозначения соответствуют рис. 1



Пренебрегая потерями на всасывании, можно записать:

$$Q_T = Q_{др} / \eta_o = Q_{др} + Q_y,$$

где Q_T — теоретическая подача насоса; Q_y — объемные утечки жидкости в гидротормозе.

Утечки жидкости (скольжение) Q_y — функция давления p , величины зазоров в гидроагрегатах и вязкости жидкости μ [3]:

$$Q_y = k_c V_o p / (2\pi\mu),$$

где k_c — коэффициент утечек; μ — динамическая вязкость жидкости.

При расчете утечек в широком диапазоне изменения температуры и давления масла по приведенной зависимости имеют место большие погрешности. Определение коэффициента k_c не может быть достаточно точным, поскольку допуски размеров элементов гидромашин в большинстве случаев превышают величину зазоров, а k_c является функцией последней в третьей степени. Поэтому целесообразно получить выражение Q_y в такой форме, которая позволяет определить текущее значение утечек жидкости с использованием экспериментальных данных.

Для этого одну из точек кривой $Q_y = f(p, \mu)$ выберем в качестве базовой для аппроксимирующего уравнения $Q_y = Q_{y,н} f(p, \mu)$. Значение $Q_{y,н}$ определим по номинальному значению объемного КПД насоса $\eta_{o,н}$, которое получают экспериментальным путем при $p = p_n$, $n_n = n_{н.н}$ и $\mu = \mu_n$ (сно приведено в каталогах по гидромашинам).

В соответствии с принятой схемой расчета выражение для теоретического расхода представим в виде

$$Q_T = 10^{-3} V_o (n_{др} + n'_{др} + n_{ск}),$$

где $n_{др}$ — частота вращения вала насоса, формирующая расход жидкости через дроссель; $n'_{др}$, $n_{ск}$ — то же, приходящаяся на утечки соответственно в дросселе и в насосе.

Приравнявая в выражении

$$Q_{др} = \frac{Q_{н.н}}{\eta_{о.н}} \left(\frac{n_n}{n_{н.н}} - (1 - \eta_{о.н}) \frac{\rho \mu_n}{\rho_n \mu} \right)$$

левую часть нулю (дроссель закрыт), получим выражение для $n_{ск}$:

$$n_{ск} = n_{н.н} (1 - \eta_{о.н}) F_{prt} \quad (6)$$

где

$$F_{prt} = \rho \mu_n / (\rho_n \mu). \quad (7)$$

Для интерполирования вязкостно-температурных характеристик жидкост и зависимости ее вязкости от давления используется ряд формул [4], пригодных для различных интервалов изменения давления p и температуры t .

После соответствующих преобразований выражение (7) можно записать в виде

$$F_{prt} = \frac{\rho \nu_n \rho_n (1 + \beta_T (t - 15))}{\rho_n \nu_T \rho_T (t_{TV}/t)^k (1 + \beta_T (t_{Tp} - 15))} \times e^{a_T (\rho_n - \rho_0) - a_T (\rho - \rho_0)}, \quad (8)$$

где ν_n , ρ_n — номинальные значения вязкости и плотности жидкости (принятые при испытаниях гидромашин); β_T — коэффициент объемного расширения жидкости; ν_T , ρ_T — табличные значения кинематической вязкости и плотности масла, для которого производятся расчеты; t_{TV} , t_{Tp} — значения температуры, при которой определены ν_T и ρ_T соответственно (табличные значения); k — коэффициент, определяемый в зависимости от кинематической вязкости масла при $t = 50^\circ\text{C}$; a_T — пьезокэффициент вязкости; ρ_0 — атмосферное давление.

Расход рабочей жидкости через золотниковый дроссель

$$Q_{др} = 60 \mu_3 A \sqrt{2p/\rho}, \quad (9)$$

где μ_3 — коэффициент расхода через золотниковый дроссель; A — площадь окна дросселя; ρ — текущее значение плотности рабочей жидкости.

Разделив правую часть выражения (9) на V_0 и зная зависимость ρ от p и t , получаем выражение для $n_{др}$:

$$n_{др} = \frac{1,5 \cdot 10^4 \pi D^2 \mu_3}{V_0} \bar{\varphi} C_{prt} \quad (10)$$

где D_y — условный проход дросселя; $\bar{\varphi}$ — параметр регулирования дросселя ($\bar{\varphi} = 0 \dots 1$);

$$C_{\rho t} = \sqrt{\frac{2\rho(1 + \beta_T(t - 15))}{\rho_T(1 + \beta_T(t_T - 15))(1 + m\rho + n\rho^2)}}; \quad (11)$$

m, n — коэффициенты, зависящие от температуры.

Выражение для $n'_{др}$ имеет вид

$$n'_{др} = \frac{10^3 Q_{y.др}}{V_0} (1 - \bar{\varphi}) F_{\rho t}; \quad (12)$$

где $Q_{y.др}$ — табличное значение максимальных утечек в полностью закрытом дросселе.

С учетом выражений (6), (10), (12), принимая во внимание выражения (8) и (11), запишем формулу для определения частоты вращения вала насоса

$$n_n = \frac{1,5 \cdot 10^4 \pi D_y^2}{V_0} \bar{\varphi} C_{\rho t} + (n_{н.н} (1 - \eta_{о.н}) + \frac{10^3 Q_{y.др}}{V_0} (1 - \bar{\varphi})) F_{\rho t}. \quad (13)$$

КПД дифференциала зависит от частоты вращения полуосевых шестерен относительно его корпуса:

$$\eta_d = 1 - (1 - \eta_d^i) \Delta n, \quad (14)$$

где η_d^i — минимальное значение КПД дифференциала при n_b или n_y , равных $2n_k$; n_b, n_y, n_k — частота вращения соответственно ведущей управляющей полуосевых шестерен и корпуса дифференциала; $\Delta n = |n_b - n_y| / (2n_k)$.

После преобразований выражение (14) записывается в виде

$$\eta_d = 1 - (1 - \eta_d^i) |1 - n_n u_{гт} u_{к.п} / n_{дв}|, \quad (15)$$

где $n_{дв}$ — частота вращения вала двигателя; $u_{гт}, u_{к.п}$ — передаточное число редуктора гидротормоза и коробки передач соответственно.

Подставляя в формулу (1) выражения (3), (5) и (15), с учетом соотношения $n_k = (2n_{дв} / u_{к.п} - n_n u_{гт}) / u_{б.п}$, где $u_{б.п}$ — передаточное число бортовой передачи, получим формулу баланса мощности

$$P_{дв} = \left(\frac{\bar{k}\varphi_{\max} G_{сц} r_k \pi (2n_{дв} / u_{к.п} - n_n u_{гт})}{3 \cdot 10^4 \eta_{б.п} u_{б.п}} + \frac{V_0 \rho n_n}{6 \cdot 10^4 \eta_{гт} \eta_{мех}} \right) / \left(\eta_{к.п} \left(1 - (1 - \eta_d^i) \left| 1 - \frac{n_n u_{гт} u_{к.п}}{n_{дв}} \right| \right) \right). \quad (16)$$

Единицы величин в формулах: мощность — киловатт; частота вращения — оборот в минуту; сила — ньютон; давление — мегапаскаль; расход — литр

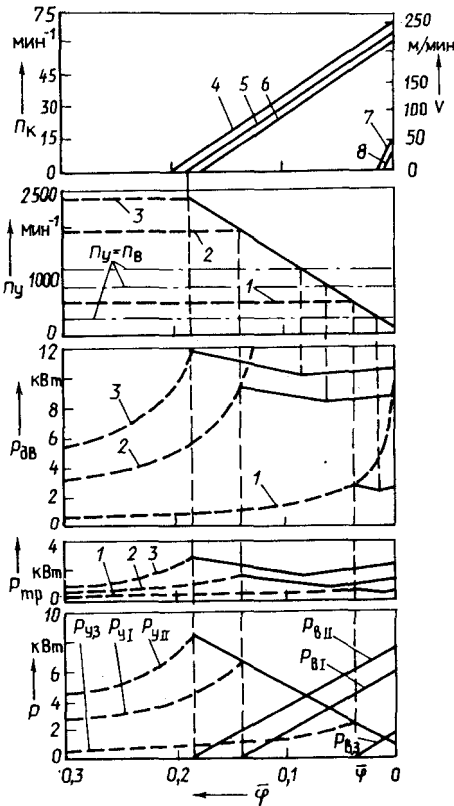


Рис. 3. Теоретические зависимости показателей энергетического средства класса 6 кН на базе самоходного шасси Т-16М от параметра регулирования дросселя $\bar{\varphi}$ при работе в режиме хо- доуменьшения (рабочая жидкость — масло И-30А, $t = 60^\circ\text{C}$, кривоковое усилие $F_{кр} = 2\text{ кН}$):
 - - - изменение показателя при неподвижном МЭС ($v = 0$); — изменение показателя при движении МЭС ($v > 0$); $P_{у.з}$ — мощность, подводимая к управляющей полуосевой шестерне на замедленной передаче; $P_{уI}$ — то же на I передаче; $P_{уII}$ — на II передаче; $P_{в.з}$ — мощность, подводимая к ведущей полуосевой шестерне на замедленной передаче; $P_{вI}$ — то же на I передаче; $P_{вII}$ — на II передаче; $P_{тр}$ — мощность, теряемая в коробке передач и дифференциале; v — скорость движения; 1 — движение на замедленной передаче; 2 — I передаче; 3 — II передаче; 4 — при $t = 30^\circ\text{C}$; 5 — $t = 60^\circ\text{C}$; 6 — $t = 90^\circ\text{C}$; 7 — при $F_{кр} = 8\text{ кН}$; $t = 30^\circ\text{C}$; 8 — $F_{кр} = 8\text{ кН}$, $t = 60^\circ\text{C}$

в минуту; плотность — килограмм на кубический метр; температура — градус Цельсия; r_k — метр; D_y — миллиметр; V_0 — кубический сантиметр.

При расчете хо- доуменьшителя для МЭС-0,6 принимали следующие исходные данные: насос гидротормоза — НШ32У-3, дроссель — МПГ55-22, $u_{гт} = 0,15$, $G_{сн} = 11,8\text{ кН}$, $n_{дв} = 1800\text{ мин}^{-1}$, рабочая жидкость — масло индустриальное И-30А и трансмиссионное ТСП-15К. В программу расчетов входило определение следующих зависимостей: $P_{дв}$, $P_{у}$, $P_{в}$, $P_{тр}$, n_n , n_k , ρ от $\bar{\varphi}$, $f(k)$, $n_{др}$, $n'_{др}$, $n_{ск}$, F_{pt} и C_{pt} от ρ и t . Расчетный диапазон значений температуры — 20 — 100°C , $F_{кр} = 0, 2, 4, 6, 8\text{ кН}$. Расчеты проводили для замедленных I и II передач.

Установлено, что при работе на масле И-30А, $F_{кр} > 5,5\text{ кН}$ ($k > 0,6$) и $t > 85^\circ\text{C}$ на замедленной передаче в режиме хо- доуменьшения МЭС-0,6 двигаться не будет. Как следует из графиков на рис. 3, наиболее экономичными в режиме хо- доуменьшения являются низшие передачи (замедленная и первая), однако на этих передачах существенно уменьшается рабочий диапазон изменения параметра регулирования дросселя $\bar{\varphi}$, что затрудняет выбор оптимальной скорости движения. Использовать для реализации "ползущих" скоростей передачи III—VI нельзя, так как при этом частота вращения вала насоса превышает максимальное допустимое значение.

При проектировании ходоуменьшителя по рассмотренной схеме необходимо учитывать следующие ее недостатки: 1) в результате блокирования полусей в режиме ходоуменьшения снижается маневренность МЭС. Один из возможных путей устранения этого недостатка — автоматическое либо ручное переключение одного из ведущих колес в ведомый режим при совершении маневра; 2) при высоких частотах вращения полуосевых шестерен относительно корпуса интенсифицируется изнашивание трущихся поверхностей дифференциала. Повысить долговечность фрикционных пар можно путем подвода смазочного материала к парам полуосевая шестерня—корпус дифференциала и сателлит—корпус дифференциала. При этом подвод масла целесообразно осуществлять из напорной магистрали гидротормоза.

Список литературы

1. *Скойбеда А.Т.* и др. Гидроходопреобразователь трактора "Беларусь" // Автотракторостроение. Мн., 1984. Вып. 19. 2. *Мастеровой В.М., Ворончихин Ф.Г.* Об особенностях изменения давления рабочей жидкости и уточнении его расчета в гидроходоуменьшителе // Тракторы и сельхозмашины, 1981. № 9. 3. *Башта Т.М.* Расчеты и конструкции самолетных гидравлических устройств. М., 1961. 4. *Воскресенский В.А., Дьяков В.И.* Расчет и проектирование опор скольжения. М., 1980.

УДК 629.114.2.073.386

А.Ф.АНДРЕЕВ, канд. техн. наук (БПИ)

КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА, ДВИЖУЩЕГОСЯ ПОПЕРЕК СКЛОНА

Рассмотрим движение на поперечном склоне полноприводного, n -осного трактора с заблокированным межосевым приводом. Будем предполагать равенство радиусов качения в ведомом режиме левого и правого колес i -го моста и отсутствие трения в симметричном межколесном дифференциале.

При работе трактора на поперечном склоне или на пахоте, когда правые колеса идут по дну борозды, нормальные нагрузки на колеса i -го моста неодинаковы. Кроме того, бороздовое колесо идет по более плотному грунту, чем полевое. Если межколесный дифференциал не заблокирован, коэффициент буксования δ_{i1} менее нагруженного колеса превышает коэффициент буксования δ_{i2} колеса с большей нормальной нагрузкой, а относительное изменение скорости i -го моста характеризуется коэффициентом буксования [1]

$$\delta_{oi} = 1 - (1 - \delta_{i1})(1 - \delta_{i2}) / (1 - 0,5(\delta_{i1} + \delta_{i2})). \quad (1)$$

Если заблокировать межколесный дифференциал, то $\delta_{oi} = \delta_{i1} = \delta_{i2}$.

Касательная сила $F_{ij}(\delta_{ij})$ тяги j -го колеса i -го моста в окрестности точки $(\delta_{ij}^*, F_{ij}^*)$ определяется по формуле [2]

$$F_{ij} = C_{ij} + K_{ij}\delta_{ij}. \quad (2)$$