

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Тракторы»

Ч. И. Жданович
М. И. Мамонов

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ДВУХПОТОЧНОЙ ТРАНСМИССИИ

Учебно-методическое пособие
для студентов специальности 1-37 01 04 «Многоцелевые
гусеничные и колесные машины»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением по образованию
в области транспорта и транспортной деятельности*

Минск
БНТУ
2022

УДК 629.3.02-235

ББК 39.3-04я7

Ж42

Р е ц е н з е н т ы:

зав. кафедрой «Тракторы и автомобили» БГАТУ,

канд. техн. наук, доцент *Г. И. Гедроитъ*;

доцент кафедры «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод»,

канд. техн. наук, доцент *П. Р. Бартош*

Жданович, Ч. И.

Ж42 Выбор параметров двухпоточной трансмиссии : учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-37 01 04 «Многоцелевые гусеничные и колесные машины» / Ч. И. Жданович, М. И. Мамонов. – Минск : БНТУ, 2022. – 54 с.

ISBN 978-985-583-437-4.

В данном учебно-методическом пособии изложены параметры и режимы работы машины, которые необходимо знать при выборе параметров двухпоточной трансмиссии. Рассмотрены требования к коробкам передач, обеспечивающим заданные режимы движения машины. Рассмотрены вопросы выбора структуры двухпоточной бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии, представлены ее функциональные схемы. Рассмотрены процессы преобразования механической энергии в гидравлическую и наоборот. Рассмотрены силовые, скоростные потоки в двухпоточной бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии и параметры ее функционирования. Осужден выбор диапазона скоростного и силового регулирования двухпоточной бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии. Осужден выбор планетарных суммирующих механизмов и рабочего объема гидромашин. Представлен пример расчета и выбора параметров двухпоточной трансмиссии. Построены тяговые характеристики.

Учебно-методическое пособие может быть использовано студентами специальностей 1-37 01 04 «Многоцелевые гусеничные и колесные машины» и 1-37 01 03 «Тракторостроение» по курсам «Конструирование и расчет машин», «Конструирование и расчет тракторов», а также при курсовом и дипломном проектировании.

УДК 629.3.02-235

ББК 39.3-04я7

ISBN 978-985-583-437-4

© Жданович Ч. И., Мамонов М. И., 2022

© Белорусский национальный
технический университет, 2022

ВВЕДЕНИЕ

Двухпоточные бесступенчатые гидрообъемно-механические трансмиссии находят все более широкое применение в мобильных машинах. Такой трансмиссией оснащен трактор Fendt, собственная бесступенчатая трансмиссия появилась у компании Argo Tractors, ведется опытная эксплуатация трактора с бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссий на Харьковском тракторном заводе, приступил к разработке подобной трансмиссии ОАО «Гомсельмаш». Данное учебно-методическое пособие позволит ознакомить студентов с выбором и построением структуры двухпоточной коробки передач, расчетом параметров функционирования и диапазона регулирования двухпоточной бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии, а также осуществить расчет и выбор планетарных суммирующих механизмов и рабочего объема гидромашин, параметров элементов трансмиссии.

1. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ ТРАНСМИССИЙ

Система деталей и узлов, передающая энергию двигателя ведущим колесам (звездочкам) и другим рабочим органам машин, называется *трансмиссией*. Трансмиссия изменяет частоту вращения ведущих органов машин и подводимого к ним крутящего момента в заданных пределах по величине и направлению.

Передаточное число изменяется с помощью передач, по типу которых классифицируются трансмиссии. Существуют трансмиссии с механическими, гидравлическими и электрическими передачами (рис. 1).



Рис. 1. Классификация трансмиссий

В механических трансмиссиях изменение передаточного числа может быть как ступенчатым, так и бесступенчатым, а в гидравлических и электрических – всегда бесступенчатым. Однако в чистом виде две последние передачи обычно не применяются. Наряду с электрическими и гидравлическими агрегатами в трансмиссии автомобилей и тракторов, как правило, имеются дополнительные коробки передач, зубчатые редукторы, включенные последовательно или параллельно с бесступенчатыми передачами. Поэтому существующие автотракторные трансмиссии делят на механические, гидромеханические, гидробъемные и электромеханические.

Разработка бесступенчатой трансмиссии для трактора – достаточно сложная инженерная задача, и не многие производи-

тели могут этим похвастать. Одной из первых на рынке появилась бесступенчатая трансмиссия трактора Fendt. За много лет эксплуатации тракторов Fendt бесступенчатые коробки передач доказали свою высокую эффективность и прекрасные эксплуатационные качества, благодаря чему они пользуются повышенной популярностью. Оператор всегда имеет возможность работать на оптимальных оборотах двигателя, что обеспечивает существенный экономический эффект.

2. КОНСТРУКЦИИ ДВУХПОТОЧНЫХ ТРАНСМИССИЙ

На сельскохозяйственных тракторах распространение получили двухпоточные объемные гидромеханические передачи (ОГМП) с внешним разделением потоков мощности. По своим схемам эти ОГМП подразделяются на ОГМП с дифференциалом на входе (схема А1), с дифференциалом на выходе (схема А2) и с дифференциалом на входе и выходе (схема В).

Серийное производство сельскохозяйственных тракторов с ОГМП впервые было реализовано на тракторах Fendt корпорации AGCO GmbH (Германия) в 1996 г. В настоящее время все тракторы этой фирмы мощностью 51–265 кВт выпускаются с ОГМП. Схема ОГМП Fendt Vario представлена на рис. 2.

ОГМП Fendt Vario выполнены по схеме с дифференциалом на входе (А1). Гидропередача выполнена с одним насосом и двумя моторами (по одному мотору на привод задних и передних колес). Все гидромашины регулируемые, реверс обеспечивается обратным наклоном блока насоса. Механическая часть этой ОГМП двухдиапазонная: первый диапазон (0–32 км/ч) для полевых работ, второй (0–50 км/ч) – для транспортных работ. Переключение диапазонов осуществляется синхронизированными зубчатыми муфтами при остановке трактора.

Старейшей фирмой с производством ОГМП является «Zahnradfabrik» (ZF, ФРГ). Она производит ОГМП на основе схемы с дифференциалом на выходе (схема А2). При этой схеме для покрытия всего требуемого диапазона трактора необходимо в механической части ОГМП иметь несколько диапазонов. Фирма ZF производила 3 типа ОГМП – Eccom (рис. 3), Steyr и CNH, в каждом из которых в механической части имелось 4 диапазона.

На выставке Agritechnika 2007 фирма ZF представила новую модель ОГМП Eccom 5.0, которая предназначена для тракторов мощностью 260–370 кВт. В отличие от предыдущих моделей она имеет серьезные изменения в механической части. Макси-

мальная скорость переднего хода составляет 50 км/ч при частоте вращения входа 2000 мин⁻¹ и 40 км/ч при 1600 мин⁻¹.

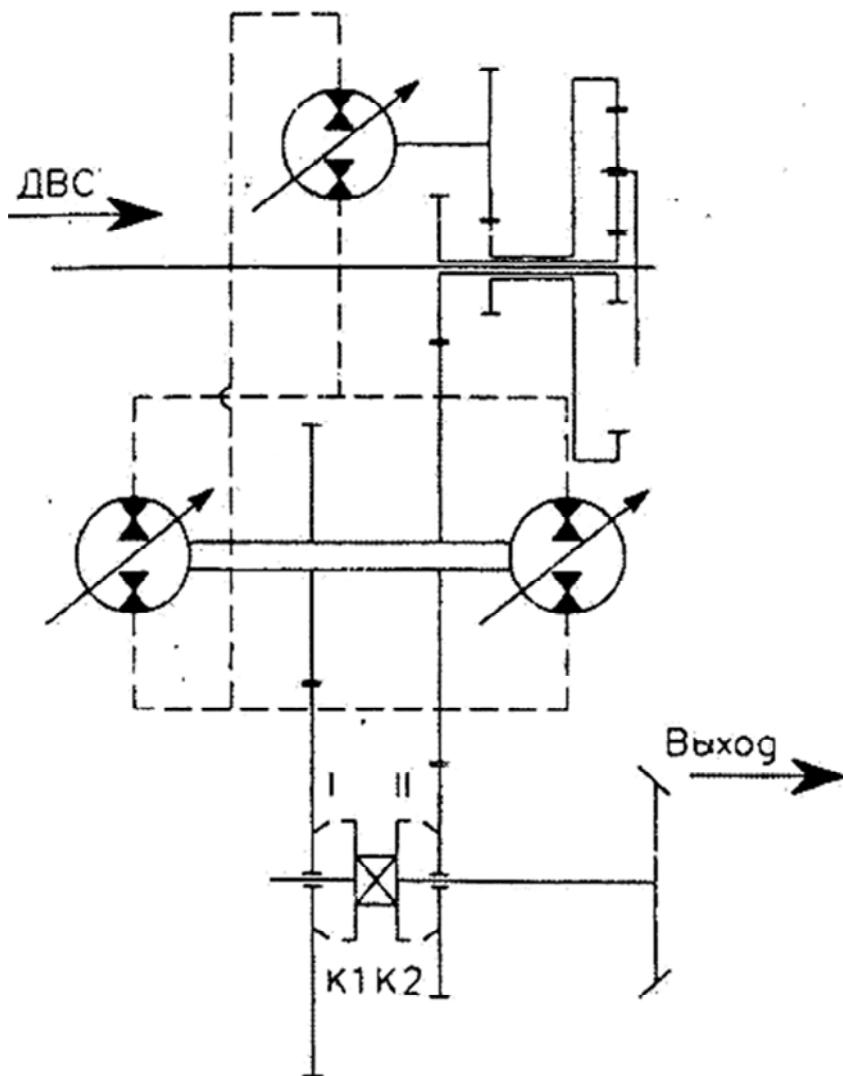


Рис. 2. Кинематическая схема двухпоточной гидромеханической трансмиссии трактора Fendt Vario

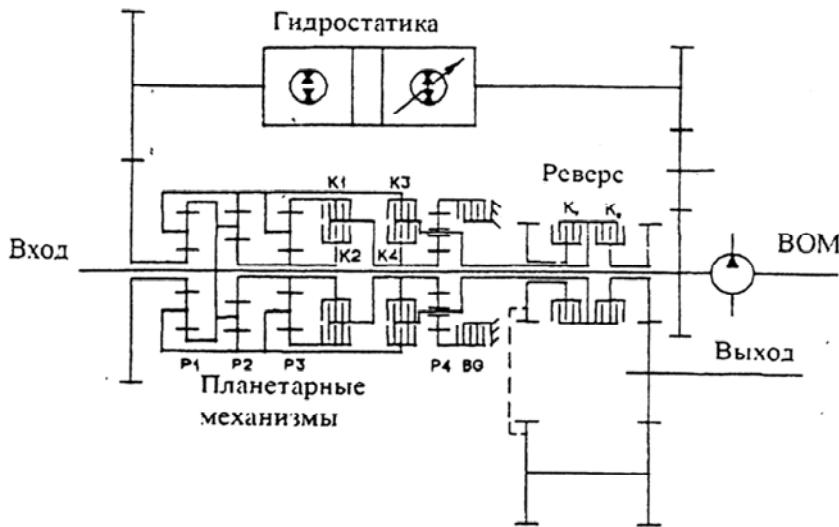


Рис. 3. Кинематическая схема двухпоточной гидромеханической трансмиссии Есом

На рис. 4 представлена ОГМП переменной структуры Auto Power трактора John Deere 8345 мощностью 254 кВт, массой 18 т и максимальной скоростью 50 км/ч.

Механическая часть имеет четыре скоростных диапазона, для создания которых применяется четырехзвеный дифференциал, в котором два звена, большая солнечная и коронная шестерни постоянно соединены, соответственно, с двигателем и гидромашиной 2, а два других звена, малая солнечная шестерня и водило могут соединяться с гидромашиной 1 или выходом ОГМП. Диапазоны переключаются двумя зубчатыми синхронизированными и двумя фрикционными многодисковыми муфтами. Обе гидромашины регулируемые.

В первом диапазоне (0–8 км/ч) реализуется схема А1. Переключение с первого на второй диапазон осуществляется при нулевом угле наклона блока гидромашины 1. Во втором диапазоне (8–20 км/ч) реализуется схема В. Переключение со второго на третий диапазон осуществляется фрикционными

муфтами C-Lo и C-Hi при равенстве их скоростей. В третьем диапазоне (20–40 км) реализуется схема А1, но с другими параметрами, отличными от первого диапазона. Переключение с третьего на четвертый (40–50 км/ч) диапазона осуществляется при нулевом угле гидромашины 1 синхронизированной зубчатой муфтой. При этом реализуется схема В, но с параметрами, отличными от параметров схемы второго диапазона. По данным фирмы John Deere, при скоростях трактора 8–20 и 40–50 км/ч механическим путем передается от 80 до 100 % мощности, что создает высокий КПД. Скорость трактора 50 км/ч обеспечивается при частоте вала двигателя 1750 мин⁻¹, а при 1450 мин⁻¹ максимальная скорость 42 км/ч.

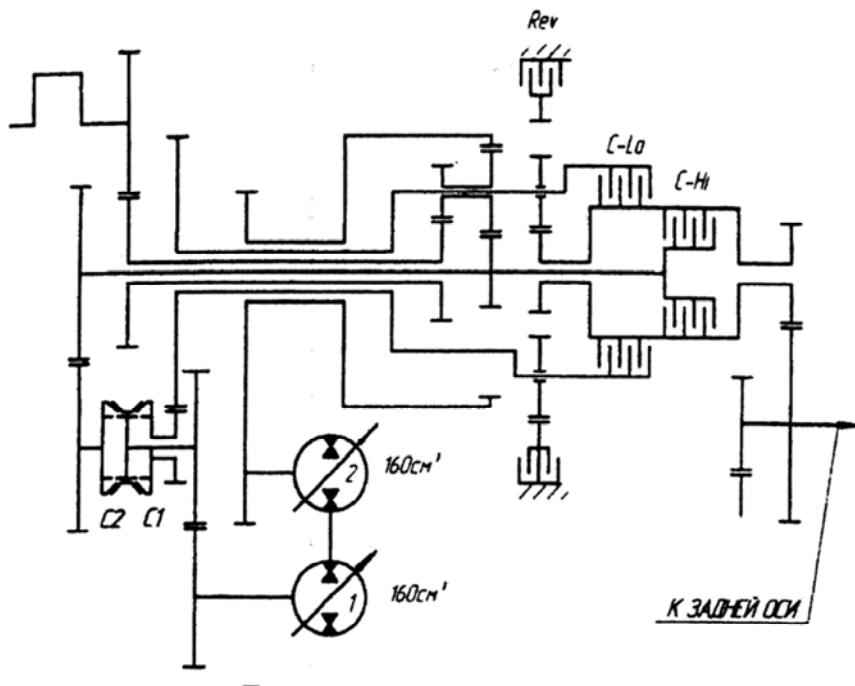


Рис. 4. Кинематическая схема двухпоточной гидромеханической трансмиссии трактора John Deere 8345

ОГМП переменной структуры WSG-500 фирмы MALI (концерн «Lienherr») была представлена на выставке Agritechnika-2009. Ее назначение – тракторы и транспортные средства мощностью до 380 кВт и скоростью до 62 км/ч. В ОГМП (рис. 5) используются регулируемые аксиально-поршневые гидромашины с наклонным до 45° блоком и рабочим объемом до 422 см^3 . В механической части этой ОГМП заложены три скоростных диапазона, образуемые четырехзвенным дифференциалом, два звена которого (большая солнечная шестерня и водило) постоянно соединены с двигателем и выходом ОГМП. Два остальных звена (коронная шестерня и водило) имеют переключаемые связи с гидромашинаами. Переключение обеспечивается четырьмя многодисковыми муфтами. В первом диапазоне (0–16 км/ч) реализуется схема А1, во втором диапазоне (16–48 км/ч) реализуется схема В, а в третьем (48–62 км/ч) – схема А2. Реверс в WSG-500 осуществляется полнопоточной передачей, в которой гидромашина 2 – нанос, а гидромашина 1 – мотор. При этом ОГМП имеет наименьший КПД.

Для сельскохозяйственных тракторов мощностью 90–265 кВт разработали ОГМП фирмы Valtra, CNH и МТЗ.

Valtra демонстрировала на выставке Agritechnika-2009 ОГМП Direct для тракторов мощностью 90–140 кВт серии N и T. ОГМП Direct (рис. 6) имеет общую базу с механической ступенчатой трансмиссией Versu с переключением под нагрузкой. Общая база состоит из планетарных рядов внешнего зацепления с двумя фрикционными многодисковыми муфтами K1 и K2, механизма переключения переднего и заднего ходов, четырехступенчатого редуктора диапазонов. ОГМП Direct образуется заменой блока механических передач, состоящего из муфт K3 и K4, на блок гидропередачи, включающий в себя регулируемую и нерегулируемую гидромашины Linde (75 см^3). ОГМП в сочетании с редуктором диапазонов обеспечивает бесступенчатое регулирование скоростей в четырех диапазонах 0–9, 0–18, 0–30 и 0–50 км/ч при оборотах двигателя 1650 мин^{-1} .

Переключение диапазонов производится при остановке трактора, скорости на реверсе те же, что и на переднем ходу.

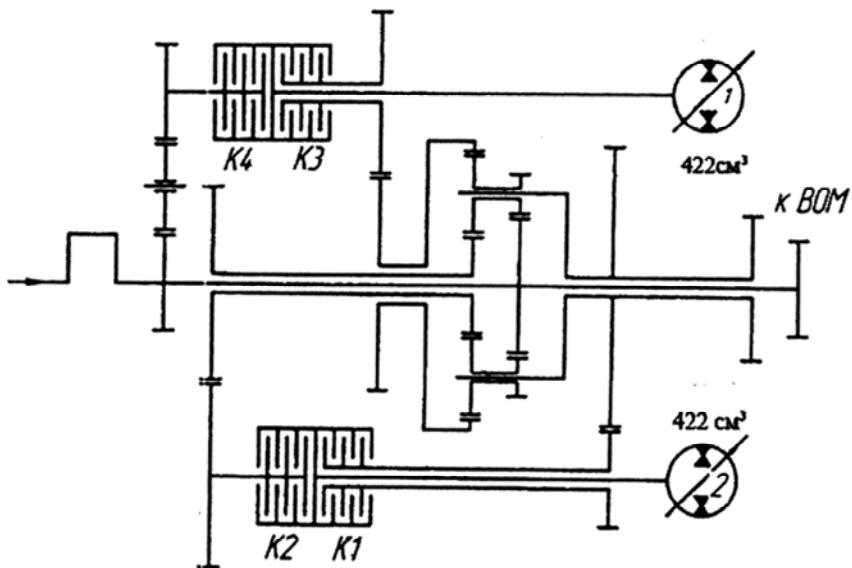


Рис. 5. Кинематическая схема двухпоточной гидромеханической трансмиссии Mali WSG-500

Фирма CNH разработала ОГМП с использованием в механической части двойного сцепления. Это ОГМП устанавливается на тракторы Puma CVX фирмы Case IH, T7000 Auto Command фирмы New Holland, CVT фирмы Steyr мощностью 123–165 кВт (рис. 7). ОГМП образуется из четырехзвенного дифференциала на входе, двух гидромашин: регулируемого насоса 110 см³ и нерегулируемого мотора 90 см³ (производство Bosch-Rexroth). Механическая часть образует четыре диапазона переднего хода и два диапазона заднего хода. Количество диапазонов переднего хода совпадает с ОГМП ZF-Eccom, однако у последней для переключения используется семь многодисковых муфт, а у CNH только две. Это позволяет снизить потери в механической части и увеличить КПД ОГМП.

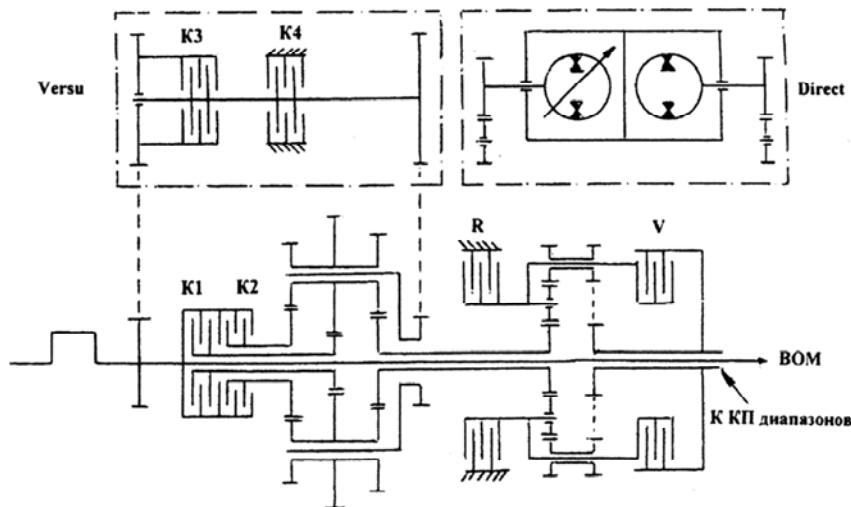


Рис. 6. Кинематическая схема трансмиссии Versu и Direct

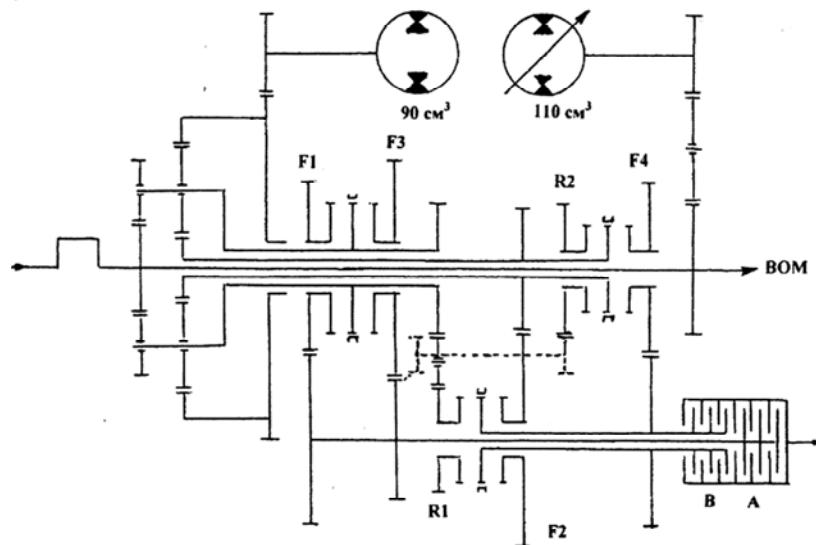


Рис. 7. Кинематическая схема двухпоточной гидромеханической трансмиссии CNH

На Минском тракторном заводе разработана конструкция ОГМП (рис. 8) для колесных тракторов мощностью 60–88 кВт (90–120 л. с.). ГМП содержит две реверсивные аксиально-поршневые гидромашины с наклонным блоком, четырехзвен-ный дифференциальный механизм, механические передачи, согласующие гидромашины с дифференциальным механизмом и диапазонный редуктор, обеспечивающий режимы полевых работ (0–24 км/ч), транспортных работ (0–50 км/ч) и заднего хода. Особенностью конструкции ОГМП МТЗ является малая (до 30 %) доля мощности, проходящая по ветви гидромашин, что обеспечивает высокий КПД (до 94 %). При установке ОГМП на трактор не требуется главная муфта сцепления.

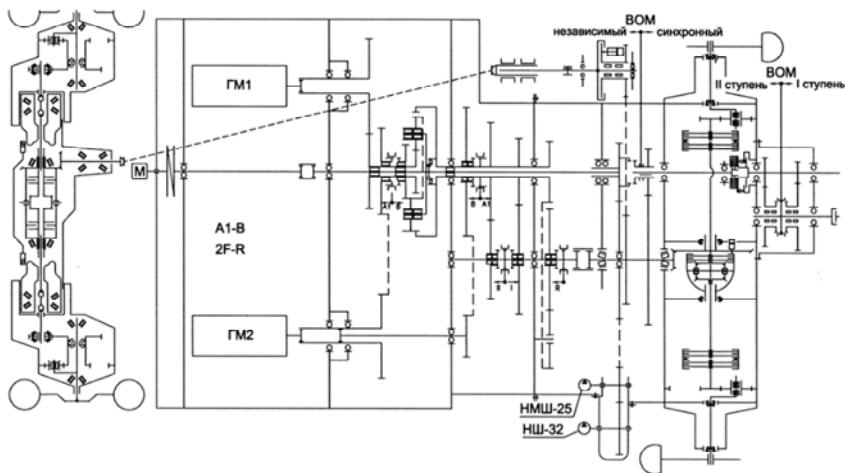


Рис. 8. Кинематическая схема двухпоточной гидромеханической трансмиссии трактора «Беларус»

Собственная бесступенчатая трансмиссия появилась и у компании Argo Tractors (а это бренды Landini и McCormick). Первые вариаторы установлены в трех моделях тракторов McCormick X6 VT-Drive - X6.420 (111/121 л.с.), X6.430 (121/133 л.с.) и X6.440 (130/140 л.с.). Трансмиссия имеет режимы «Дорога»

и «Поле». Режим «Дорога» может иметь максимальную скорость 40 либо 50 км/ч, а в режиме «Поле» задействован редуктор, и максимальная возможная скорость – около 30 км/час. В обоих случаях привод сначала гидростатический до тех пор, пока компоненты сцепления плавно не подключат механический привод, который включается в работу по мере увеличения скорости.

В 2015 году АО «Харьковский тракторный завод» создана двухпоточная бесступенчатая гидрообъемно-механическая трансмиссия. Она ориентирована на установку в новые тракторы серии ХТЗ-170/240 и может применяться на вторичном рынке для тракторов серий ХТЗ-150К, ХТЗ-170 и ХТЗ-172. В 2018 году Харьковский тракторный завод выпустил усовершенствованную версию двухпоточной бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии (ГОМТ-2С). ГОМТ-2С имеет усовершенствованную конструкцию, 4 технологических тягово-скоростных диапазона при движении вперед и 2 – при движении назад, на каждом из них бесступенчато регулируется скорость и тяговые усилия трактора.

3. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА

Схема дифференциального планетарного механизма представлена на рис. 9. Связь между угловыми скоростями элементов планетарного ряда определяется по известной формуле:

$$(K+1)\omega_b = K\omega_k \pm \omega_c, \quad (1)$$

где K – коэффициент планетарного ряда;

(+) – направление вращения солнца совпадает с направлением вращения короны;

(-) – направление вращения солнца противоположно направлению вращения короны.

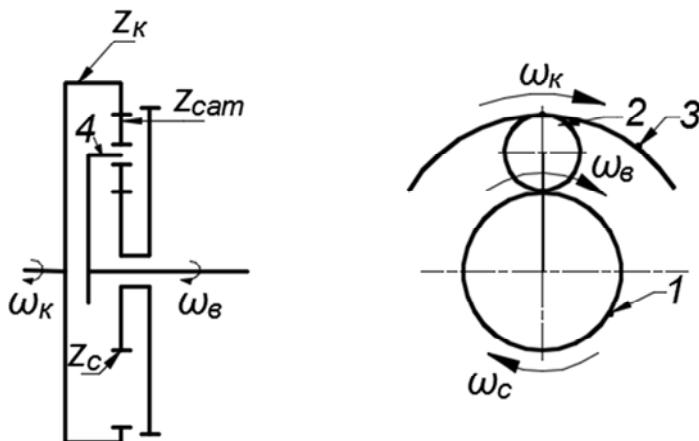


Рис. 9. Схема планетарного механизма
 1 – солнечная шестерня (z_c) – количество зубьев;
 2 – сателлит (z_{cat}) – количество зубьев;
 3 – корона (эпиклик) (z_k) – количество зубьев; 4 – водило;
 ω_c – угловая скорость солнца; ω_b – угловая скорость водила;
 ω_k – угловая скорость короны

Коэффициент планетарного ряда определяется отношением количества зубьев короны к количеству зубьев солнечной шестерни:

$$K = \frac{z_k}{z_c}, \quad (2)$$

где z_k – количество зубьев короны;

z_c – количество зубьев солнца.

В зависимости от функционального назначения планетарного ряда и требуемого передаточного числа каждый из элементов может выполнять функцию ведущего, ведомого и тормозного.

Если в планетарном ряду один элемент ведущий, второй ведомый и третий тормозной, то планетарный ряд выполняет функцию редуктора.

Если в планетарном ряду один элемент – водило – ведущий, а два – корона и солнце – ведомые, то планетарный ряд выполняет функцию ассиметричного дифференциала и используется в раздаточных коробках полноприводных автомобилей с различной развесовкой по осям.

Если в планетарном ряду два элемента ведущих и один ведомый, то такой дифференциальный планетарный ряд выполняет функцию суммирующего ряда и используется, как правило, в двухпоточных трансмиссиях, где мощность передается двумя потоками по механической и гидравлической ветвям. К примеру, механический привод короны и гидравлический привод солнца (или наоборот). В этом случае на водиле происходит суммирование энергии, передаваемой по двум потокам.

Проведем анализ режимов работы планетарного ряда (рис. 9), в котором механический поток мощности передается через корону, а гидравлический – с помощью объемной гидропередачи, через солнце.

При этом могут иметь место следующие режимы работы.

Режим 1. Корона остановлена $\omega_k = 0$.

Мощность передается только по гидравлической ветви. План скоростей представлен на рис. 10. Суммирующий ряд выполняет функцию понижающего редуктора.

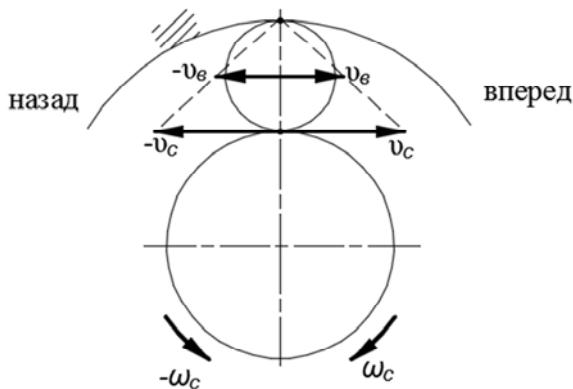


Рис. 10. План скоростей планетарного ряда на *режиме 1*

Угловая скорость водила определяется по формуле

$$\omega_b = \frac{\omega_c}{K + 1}. \quad (3)$$

При вращении солнца по часовой стрелке, знак (+), машина движется вперед. При вращении солнца против часовой стрелки, знак (-), машина движется назад.

Скорость движения водила определяется по формуле

$$v_b = 0,5 v_c. \quad (4)$$

Угловая скорость сателлита определяется по формуле

$$\omega_{\text{cat}} = \frac{K \omega_b}{1 - K}. \quad (5)$$

При таком режиме двухпоточная передача превращается в полнопоточную гидрообъемную передачу.

Режим 2. Остановлено солнце $\omega_c = 0$. Мощность передается только по механической ветви. План скоростей на *режиме 2* представлен на рис. 11.

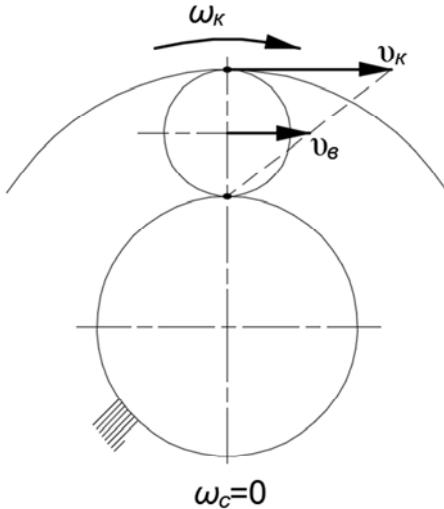


Рис. 11. План скоростей планетарного ряда на *режиме 2*

Угловая скорость вращения водила определяется по формуле

$$\omega_B = \frac{K\omega_K}{K+1}. \quad (6)$$

Скорость движения водила:

$$v_B = 0,5v_K. \quad (7)$$

Угловая скорость вращения сателлита определяется по формуле

$$\omega_{\text{sat}} = \frac{2\omega_B}{K-1}. \quad (8)$$

На таком режиме двухпоточная трансмиссия превращается в механическую передачу с понижающим редуктором.

Режим 3. Угловая скорость вращения солнца совпадает с угловой скоростью вращения короны. План скоростей на *режиме 3* представлен на рис. 12. Мощность передается двумя потоками по механической ветви (короне) и по гидравлической (солнце).

Угловая скорость вращения водила определяется по формуле

$$\omega_B = \frac{K\omega_K}{K+1} + \frac{\omega_c}{K+1}. \quad (9)$$

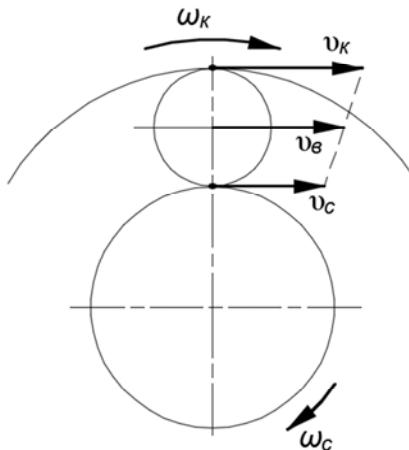


Рис. 12. План скоростей планетарного ряда на *режиме 3*

Скорость движения водила определяется по формуле

$$v_B = 0,5(v_K + v_c). \quad (10)$$

Угловая скорость вращения сателлита определяется по формуле

$$\omega_{\text{сат}} = \frac{2K(\omega_K - \omega_B)}{K-1}. \quad (11)$$

Чем выше угловая скорость вращения солнца, тем больше энергии передается по гидравлической ветви.

Режим 4. Вращение солнца противоположно направлению вращения короны. План скоростей на *режиме 4* представлен на рис. 13, *а* и 13, *б*. На рис. 13, *б* $v_B = 0$, т. е. выходной элемент остановлен.

Угловая скорость вращения водила определяется по формуле

$$\omega_B = \frac{K\omega_K}{K+1} - \frac{\omega_c}{K+1}. \quad (12)$$

Скорость движения водила определяется по формуле

$$v_B = 0,5(v_K - v_c). \quad (13)$$

При $v_K = -v_c$, $v_B = 0$ машина остановлена. Угловая скорость вращения солнца определяется по формуле

$$\omega_c = K\omega_K. \quad (14)$$

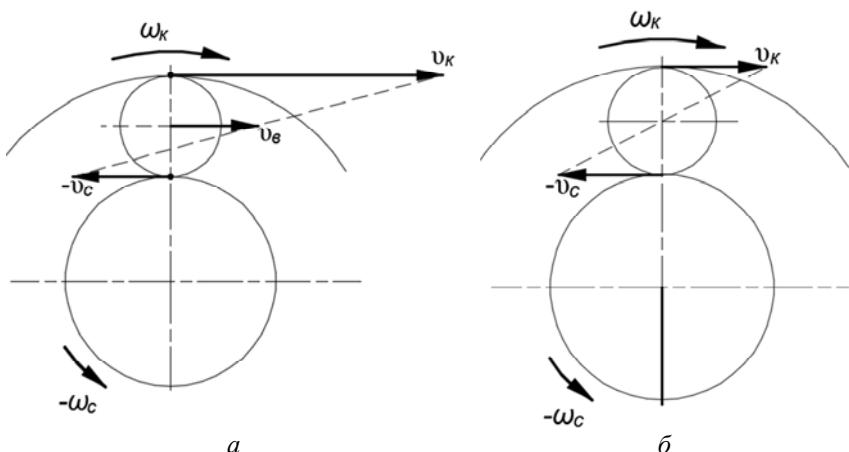


Рис. 13. План скорости планетарного ряда на *режиме 4*

Угловая скорость вращения сателлита определяется по формуле

$$\omega_{\text{cat}} = \frac{2K(\omega_{\text{K}} - \omega_{\text{B}})}{K-1}. \quad (15)$$

Наибольшее значения угловая скорость сателлита имеет при $\omega_{\text{B}} = 0$:

$$\omega_{\text{cat}} = \frac{2K\omega_{\text{K}}}{K-1}. \quad (16)$$

На указанном режиме происходит циркуляция энергии. Часть мощности посредством гидропередачи с солнечной шестерни передается на вход короны. Циркулирующая мощность нагружает планетарный ряд, снижает его надежность и долговечность.

Анализ указанных режимов показывает, что наиболее нагруженным по оборотам сателлита является *режим 4*. На нем так же происходит циркуляция мощности. Он является определяющим в выборе параметров планетарного ряда.

Выбор параметров планетарного ряда необходимо осуществлять исходя из технологических возможностей изготовления шестерен, обеспечения прочности подшипников сателлитов, массово-габаритных характеристик и возможности компоновки трансмиссии. Если ведущим элементом является корона, планетарный ряд является высокооборотным низкомоментным. Если ведущим элементом является солнечная шестерня, планетарный ряд является высокомоментным низкооборотным.

4. СИЛОВОЙ АНАЛИЗ РЕЖИМОВ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА

В планетарном механизме сателлит выполняет роль равноплечего рычага. Окружная сила, действующая на сателлит со стороны короны, равна силе, действующей на сателлит со стороны солнечной шестерни.

Под действием сил сателлит находится в равновесии. Равнодействующая этих сил нагружает подшипники сателлита. План сил действующих в планетарном ряду, показан на рис. 14.

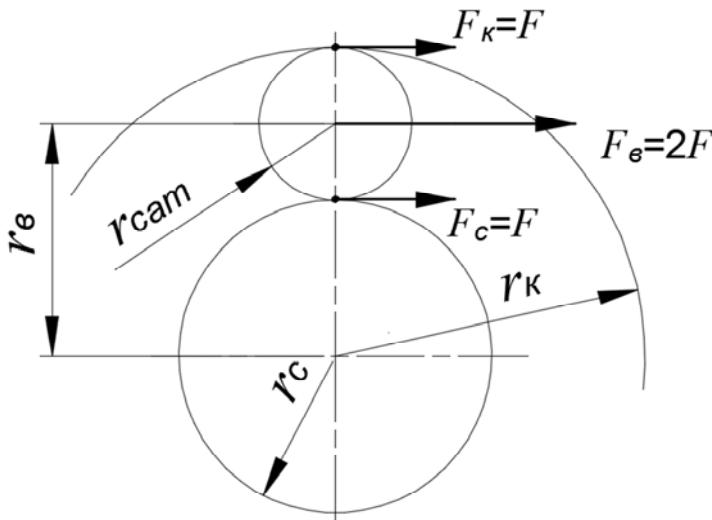


Рис. 14. План сил в планетарном механизме:
 $r_c, r_{\text{cat}}, r_k, r_v$ – радиусы соответственно солнца, сателлита, короны, водила; M_k, M_v, M_c – крутящие моменты соответственно на короне, водиле, солнце; F_k, F_v, F_c – окружное усилие соответственно на короне, водиле, солнце

Пренебрегая потерями в подшипниках сателлитов, силы F_k и F_c равны между собой. Обозначим $F_k + F_c = F$.

Сила, действующая на ось сателлита, определяется по выражению

$$F_{\text{в}} = F_{\text{к}} + F_{\text{с}} = 2F. \quad (16)$$

Крутящие моменты на элементы планетарного ряда от сил, действующих в зацеплении, определяются по формулам

$$M_{\text{к}} = Fr_{\text{к}}, \quad (17)$$

$$M_{\text{с}} = Fr_{\text{с}}, \quad (18)$$

$$M_{\text{в}} = 2Fr_{\text{в}}. \quad (19)$$

Радиусы элементов планетарного ряда определяются по формулам

$$r_{\text{к}} = \frac{mz_{\text{к}}}{2}, \quad (20)$$

$$r_{\text{с}} = \frac{mz_{\text{с}}}{2}, \quad (21)$$

$$r_{\text{к}} = \left(\frac{mz_{\text{к}}}{2} + \frac{mz_{\text{с}}}{2} \right) / 2, \quad (22)$$

где m – модуль зубьев шестерен планетарного ряда.

Из выражения 17 находится F и подставляется в формулы (18), (19), получается

$$F = \frac{M_{\text{к}}}{r_{\text{к}}}, \quad (23)$$

$$M_{\text{с}} = \frac{M_{\text{к}}r_{\text{с}}}{r_{\text{к}}}, \quad (24)$$

$$M_{\text{в}} = \frac{2M_{\text{к}}r_{\text{в}}}{r_{\text{к}}}. \quad (25)$$

Выражая радиусы через количество зубьев и модуль, получается:

$$M_c = \frac{M_k}{K}, \quad (26)$$

$$M_k = M_c K, \quad (27)$$

$$M_b = \frac{M_k (K+1)}{K}. \quad (28)$$

Крутящий момент на водиле зависит от сопротивления движению машины (трактора) и ограничивается сцеплением ведущих колес с грунтом или мощностью двигателя.

Касательная сила тяги ограничивается сцеплением колес с грунтом и определяется по формуле

$$F_{k \max(\varphi_{\max})} = G_{\text{сц}} \varphi_{\max}, \quad (29)$$

где $G_{\text{сц}}$ – сцепной вес машины, или вес машины, приходящийся на ведущие колеса (Н);

φ_{\max} – максимальный коэффициент сцепления ведущих колес с грунтом. Для колесных машин $\varphi_{\max} \leq 0,8$, для гусеничных $\varphi_{\max} \leq 1$.

Для обеспечения максимальной скорости движения машины общее передаточное число трансмиссии определяется по формуле

$$i_{\text{тр}} = \frac{2\pi r_d n_{\text{дв}} (1 - \delta)}{v_{\max}}, \quad (30)$$

где r_d – динамический радиус колеса;

$n_{\text{дв}}$ – номинальная частота вращения вала двигателя;

δ – буксование колес;

v_{\max} – максимальная скорость движения машины.

При максимальной скорости движения машины касательная сила ограничиваемая мощностью двигателя и определяется по формуле

$$F_{k \min(v_{\max})} = \frac{N_{\text{дв}} \eta_{\text{тр}}}{v_{\max}}, \quad (31)$$

где $N_{\text{дв}}$ – номинальная мощность двигателя;

$\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии.

Минимальная и максимальная скорости движения машины определяются техническим заданием на машину и зависят от ее функционального назначения и выполняемых ею работ.

Скоростной диапазон регулирования трансмиссии определяется по формуле

$$D_{\text{скор}} = \frac{v_{\max}}{v_{\min}}, \quad (32)$$

где v_{\min} – минимальная скорость движения машины.

Силовой диапазон определяется соотношением

$$D_{\text{с}} = \frac{F_{k \max(\phi_{\max})}}{F_{k \min(v_{\max})}}. \quad (33)$$

Общее передаточное число трансмиссии состоит из

$$i_{\text{тр}} = i_{\text{дгм}} i_{\text{дк}} i_{\text{тп}} i_{\text{бп}} i_{\text{кл}} = i_{\text{дгм}} i_{\text{мтр}}, \quad (34)$$

где $i_{\text{дгм}}$ – передаточное число двухпоточной гидрообъемно-механической передачи;

$i_{\text{мтр}} = i_{\text{дк}} i_{\text{тп}} i_{\text{бп}} i_{\text{кл}}$ – передаточное число механической части трансмиссии, которое может состоять из следующих передаточных чисел:

$i_{\text{дк}}$ – диапазонной коробки передач;

$i_{\text{гп}}$ – главной передачи;

$i_{\text{бп}}$ – бортовой передачи;

$i_{\text{кл}}$ – колесной передачи.

Крутящий момент на выходном валу двухпоточной гидрообъемно-механической передачи определяется по двигателю и сцеплению.

$$M_{\text{в max(дв)}} = M_{\text{дв max}} i_{\text{дгм}} \eta_{\text{дгм}}, \quad (35)$$

$$M_{\text{в max}(\varphi)} = \frac{F_k \max(\varphi_{\text{max}}) r_{\text{д}}}{i_{\text{мтр}} \eta_{\text{мтр}}} = \frac{G_{\text{сц}} \varphi_{\text{max}} r_{\text{д}}}{i_{\text{мтр}} \eta_{\text{мтр}}}, \quad (36)$$

где $M_{\text{дв max}}$ – максимальный крутящий момент двигателя;

$\eta_{\text{дгм}}$ – КПД двухпоточной гидрообъемно-механической передачи;

$\eta_{\text{мтр}}$ – КПД механической части трансмиссии.

Расчет проводится по наименьшему крутящему моменту. Если диапазон регулирования большой, целесообразно после двухпоточной гидрообъемно-механической передачи установить диапазонную коробку, обеспечивающую возможность сузить диапазон регулирования двухпоточной гидрообъемно-механической передачи и обеспечить бесступенчатое регулирование скорости движения при выполнении различных работ.

К примеру, для трактора $D_{\text{скор}} = 27$:

– технологический диапазон – скорость движения 1,67–5 км/ч – $D_{\text{скор}} = 3$;

– рабочий диапазон – скорость движения 5–15 км/ч – $D_{\text{скор}} = 3$;

– транспортный диапазон – скорость движения 15–45 км/ч – $D_{\text{скор}} = 3$.

Сужение диапазона регулирования двухпоточной гидрообъемно-механической передачи позволяет снизить ее массово-габаритные характеристики, применить серийно-изготавливаемые гидромашины, обеспечить работу объемной гидропередачи в зоне оптимального КПД.

Для выбора диапазона регулирования двухпоточной трансмиссии проводится анализ работы машины в условиях эксплуатации:

1. Определяются режимы работы машины и ее тягово-скоростные характеристики на каждом режиме.
2. Определяются силовой и скоростной диапазоны регулирования на каждом режиме.
3. Оценивается длительность работы машины на выбранном режиме.
4. Оценивается возможность плавного изменения скорости движения машины и ее разгона.
5. Оценивается возможность перехода с режима на режим.
6. Оценивается необходимость реверса машины и возможность движения машины задним ходом.
7. Оцениваются скоростные и тяговые характеристики машины при движении задним ходом.

При движении машины (трактора) с малой скоростью (технологический диапазон) мощность двигателя не может быть реализована, максимальная касательная сила тяги ограничивается сцеплением колес с грунтом.

Поэтому для двухпоточной трансмиссии целесообразно на технологическом диапазоне и режиме заднего хода использовать *режим 1* работы планетарного ряда. Это позволит обеспечить плавность хода, повысить КПД, исключить режим работы с циркуляцией мощности, улучшить маневренность машины за счет исключения необходимости переключения передний–задний ход, уменьшить диапазон силового и скоростного регулирования передачи.

5. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПЛАНЕТАРНОГО РЯДА И ОБЪЕМНОЙ ГИДРОПЕРЕДАЧИ

На основании проведенного кинематического и силового анализов планетарного ряда выбранного диапазона регулирования назначается:

- схема планетарного ряда;
- максимальная частота вращения элементов планетарного ряда;
- элементы привода по механической ветви (солнце или корона);
- элементы привода по гидравлической ветви (корона или солнце);
- компоновка планетарного ряда и объемной гидропередачи;
- исполнение объемной гидропередачи (раздельное исполнение гидромашин: моноблок с параллельным выходом валов на одну сторону; моноблок с осевым выходом валов на обе стороны);
- выбирается планетарный ряд (количество зубьев шестерен z_k , z_{cat} , z_c);
- определяется коэффициент планетарного ряда – $K = \frac{z_k}{z_c}$;
- назначается ведущий элемент по механической и гидравлической ветвям (к примеру, по механической – корона, по гидравлической – солнце);
- угловая скорость вращения ведущего элемента:

$$\omega_{k_{\text{зад}}} = \omega_{\text{дв}} \text{ или } \omega_{k_{\text{зад}}} = \omega_{\text{дв}} / i_{\text{pk}},$$

где i_{pk} – передаточное число редуктора привода короны;

- угловая скорость регулируемого элемента – $|\omega_{c \text{ max}}|$ и диапазон изменения – $\omega_{c \text{ max}} \dots 0 \dots + \omega_{c \text{ max}}$;

– диапазон скоростного и силового регулирования – $D_{\text{скор(дгм)}}$, $D_{\text{с(дгм)}}$;

– максимальный перепад давления рабочей жидкости в гидропередаче Δp_{max} .

На основании выбранных параметров строится функциональная схема двухпоточной гидрообъемно-механической передачи. Схема может иметь различное исполнение с регулированием в пределах всего диапазона с двух- или трехдиапазонной коробкой и т. д. Рассмотрим вариант исполнения двухпоточной гидрообъемно-механической передачи, представленный на рис. 15.

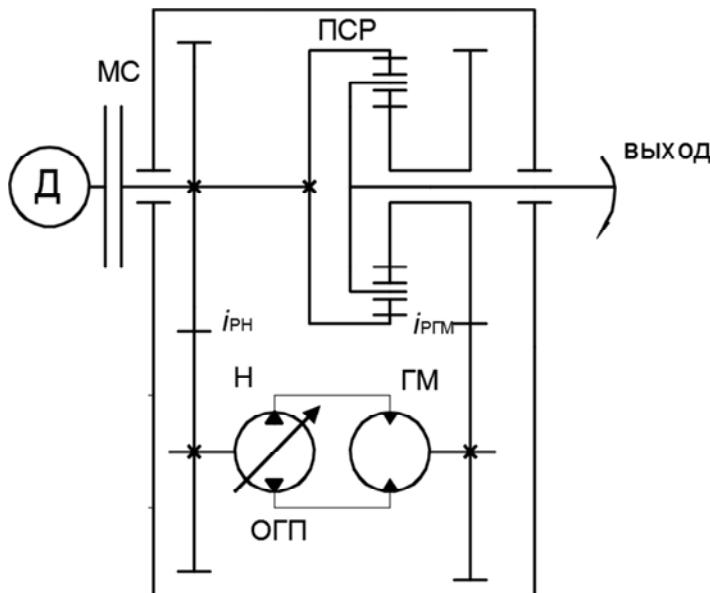


Рис. 15. Функциональная схема двухпоточной гидромеханической трансмиссии:

Д – двигатель; МС – муфта сцепления; i_{ph} – передаточное число редуктора привода насоса; i_{pgm} – передаточное число редуктора гидромотора; ПСР – планетарный суммирующий ряд; ОГП – объемная гидропередача; Н – насос; ГМ – гидромотор

5.1. По выбранным параметрам $\omega_{\kappa_{\text{зад}}}$, $\omega_{\text{c max}}$ и K определяется максимальная угловая скорость выходного элемента планетарного ряда:

$$\omega_{\text{в max}} = \frac{K\omega_{\kappa_{\text{зад}}}}{K+1} + \frac{\omega_{\text{c max}}}{K+1}. \quad (37)$$

5.2. Минимальная скорость выходного вала выбирается по заданному диапазону регулирования $D_{\text{скор(дгм)}}$:

$$\omega_{\text{в min}} = \frac{\omega_{\text{в max}}}{D_{\text{скор(дгм)}}}. \quad (38)$$

5.3. По полученному значению $\omega_{\text{в min}}$ определяется требуемая частота вращения солнечной шестерни по формуле

$$\omega_{\text{c min}} = (K+1)\omega_{\text{в min}} - K\omega_{\kappa_{\text{зад}}}. \quad (39)$$

5.4. Для повышения работоспособности можно провести корректировку диапазона регулирования и подбора максимальной частоты вращения солнечной шестерни, приняв $\omega_{\text{c min}} = 0$, тогда

$$\omega_{\text{в min}} = \frac{K\omega_{\kappa_{\text{зад}}}}{K+1}. \quad (40)$$

5.5. Определяется максимальный крутящий момент на солнечной шестерне при максимальном крутящем моменте на водиле. Преобразовав выражения (26–28), получится

$$M_{\text{c max}} = \frac{M_{\text{в max}}(\phi)}{K+1}. \quad (41)$$

5.6. Привод солнечной шестерни осуществляется от гидромотора через редуктор с передаточным числом $i_{\text{прм}}$. Выбор передаточного числа редуктора осуществляется по соотношению максимальной скорости вращения гидромотра ($\omega_{\text{гм max}}$) и максимальной скорости солнечной шестерни ($\omega_{\text{с max}}$):

$$i_{\text{прм}} = \frac{\omega_{\text{гм max}}}{\omega_{\text{с max}}}. \quad (42)$$

5.7. Крутящий момент на валу гидромотра определяется по формуле

$$M_{\text{гм max}} = \frac{M_{\text{с max}}}{i_{\text{прм}} \eta_{\text{прм}}}, \quad (43)$$

где $\eta_{\text{прм}}$ – КПД редуктора привода гидромотора.

5.8. По полученному значению крутящего момента на валу гидромотра $M_{\text{гм max}}$ и выбранному максимальному давлению рабочей жидкости в гидропередаче Δp_{max} определяется рабочий объем гидромотора по формуле

$$V_{\text{гм(расч)}} = \frac{2\pi M_{\text{гм max}}}{\Delta p_{\text{max}} \eta_{\text{гм(гм)}}}, \quad (44)$$

где $\eta_{\text{гм(гм)}}$ – гидромеханический КПД гидромотора.

По полученному значению $V_{\text{гм(расч)}}$ подбирается гидромотор из числа серийно изготавливаемых, уточняется его объем $V_{\text{гм}}$.

В зависимости от величины диапазона регулирования D_c выбирается тип гидромашин. Диапазон регулирования гидропередачи состоит из двух диапазонов. Диапазон регулирования

насосом и диапазон регулирования гидромотором. Оптимальный диапазон регулирования насосом – $D_H = 2-3$, максимум 4; оптимальный диапазон регулирования гидромотором – $D_{GM} = 1-2$, максимум 3. Если диапазон регулирования гидромотора равен 1, то можно применить не регулируемый гидромотор, что упрощает систему управления, снижает габариты и стоимость гидропередачи, повышает работоспособность привода.

5.9. Максимальная подача рабочей жидкости, потребляемая гидромотором, определяется по формуле

$$Q_{GM(\text{потр})} = \frac{\varepsilon_{GM} V_{GM} n_{c \max} i_{pGM}}{\eta_{ob(GM)}}, \quad (45)$$

где ε_{GM} – параметр регулирования гидромотора, $\varepsilon_{GM} = 1/D_{GM}$;

$n_{c \ max}$ – максимальная частота вращения солнечной шестерни;

$\eta_{ob(GM)}$ – объемный КПД гидромотора.

5.10. Подача рабочей жидкости насосом определяется по формуле

$$Q_H = \varepsilon_H V_H n_H \eta_{ob(H)}, \quad (46)$$

где ε_H – параметр регулирования насоса;

V_H – рабочий объем насоса;

n_H – частота вращения вала насоса;

$\eta_{ob(H)}$ – объемный КПД насоса.

Рабочая жидкость, подаваемая насосом, потребляется гидромотором:

$$Q_H = Q_{GM(\text{потр})}. \quad (47)$$

Частота вращения насоса выбирается исходя из номинальной частоты вращения применяемой гидромашины: $n_h = n_{h(\text{ном})}$.

Привод насоса осуществляется через редуктор. Передаточное число редуктора определяется по формуле

$$i_{ph} = \frac{n_{dv(\text{ном})}}{n_{h(\text{ном})}}, \quad (48)$$

где $n_{dv(\text{ном})}$ – номинальная частота вращения вала двигателя;

$n_{h(\text{ном})}$ – номинальная частота вращения вала насоса.

5.11. Максимальный рабочий объем насоса при $\varepsilon_h = 1$ определяется по формуле

$$V_{h(\text{расч})} = \frac{Q_{GM(\text{потр})} i_{ph}}{\varepsilon_h n_{dv(\text{ном})} \eta_{об\ h}}. \quad (49)$$

По полученному значению $V_{h(\text{расч})}$ выбирается насос из числа серийно изготовленных с рабочим объемом V_h .

По результатам проведенных расчетов выбираются параметры планетарного ряда, передаточные числа редукторов привода насоса и гидромотора, параметры объемной гидропередачи: рабочий объем насоса; рабочий объем гидромотора.

По полученным параметрам осуществляется расчет режимов функционирования двухпоточной гидрообъемно-механической передачи. Строится тяговая характеристика машины.

6. ПРИМЕР ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ ДВУХПОТОЧНОЙ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные:

1. Тяговая машина колесной формулы 4×4.
2. Мощность двигателя – 153,4 кВт.
3. Номинальная частота вращения вала двигателя – 2300 об/мин.
4. Максимальный крутящий момент $M_{\text{дв max}} = 773,3 \text{ Н}\cdot\text{м}$

при частоте вращения 1200–1600 об/мин.

5. Максимальная скорость движения – 36 км/ч.
6. Динамический радиус колеса – 0,8 м.
7. Эксплуатационный вес машины – 40 кН.

Выбирается схема двухпоточной трансмиссии, представленная на рис. 15.

В качестве планетарного ряда выбирается серийно выпускаемый планетарный ряд механизма поворота гусеничного трактора с параметрами: $z_k = 67$, $z_c = 26$, $z_{\text{кат}} = 20$. Коэффициент планетарного ряда: $K = 67/26 = 2,57$. Ведущим элементом является корона. Номинальная частота вращения $n_k = 2300 \text{ об/мин}$. Привод короны осуществлен напрямую от вала двигателя. Регулируемым элементом является солнечная шестерня $n_c \text{ max} = 6000 \text{ об/мин}$. Максимальная касательная сила тяги, развиваемая ведущими колесами, определяется по формуле (29):

$$F_{k \text{ max}}(\varphi_{\text{max}}) = 40\ 000 \cdot 0,85 = 34\ 000 \text{ Н.}$$

Минимальная касательная сила тяги ограничивается мощностью двигателя и определяется по формуле (31):

$$F_{k \text{ min}}(v_{M \text{ max}}) = \frac{153\ 400 \cdot 0,85}{10} = 13\ 039 \text{ Н,}$$

при $v_{\text{макс}} = 36 \text{ км/ч}$ (10 м/с), $N_{\text{дв}} = 153,4 \text{ кВт}$, $\eta_{\text{тр}} = 0,85$.

Диапазон силового регулирования определен по формуле (33):

$$D_c = \frac{34\ 000}{13\ 039} = 2,6.$$

Определяется максимальная частота вращения водила по формуле

$$n_{\text{в макс}} = \frac{Kn_{\text{зад}}}{K+1} + \frac{n_{\text{с макс}}}{K+1}, \quad (50)$$

$$n_{\text{в макс}} = \frac{2,57 \cdot 2300}{2,57+1} + \frac{6000}{2,57+1} = 3335 \text{ об/мин.}$$

Определяется минимальная частота вращения водила:

$$n_{\text{в мин}} = \frac{n_{\text{в макс}}}{D_c}, \quad (51)$$

$$\omega_{\text{в мин}} = \frac{3335}{2,6} = 1283 \text{ об/мин.}$$

Определяется частота вращения солнца, при которой водило будет иметь минимальную частоту:

$$n_{\text{с мин}} = (K+1)n_{\text{в мин}} - Kn_{\text{зад}}, \quad (52)$$

$$n_{\text{с мин}} = (2,57+1) \cdot 1283 - 2,57 \cdot 1283 = 1331 \text{ об/мин.}$$

Определяется частота вращения колес при максимальной скорости движения машины по формуле

$$n_{k \max} = \frac{v_{\max}}{2\pi r_d}, \quad (53)$$

$$n_{k \max} = \frac{10}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,8} = 1,99 \text{ об/с} = 119,4 \text{ об/мин.}$$

Для обеспечения максимальной скорости движения $v_{\max} = 36 \text{ км/ч}$ при максимальной частоте вращения вала водила передаточное число механической части трансмиссии должно составлять

$$i_{\text{МТР}} = \frac{n_{\text{в max}}}{n_{k \max}} = \frac{3335}{119,4} = 27,93.$$

Максимальный крутящий момент на водиле, ограниченный сцеплением колес с грунтом, определяется по формуле (36):

$$M_{\text{в max}(\phi)} = \frac{34\,000 \cdot 0,8}{27,93 \cdot 0,96} = 1014 \text{ Нм,}$$

при КПД механической части трансмиссии $\eta_{\text{МТР}} = 0,96$.

Максимальный кутящий момент на солнечной шестерне определяется по формуле (41) и составляет

$$M_{\text{с max}} = \frac{1014}{2,57 + 1} = 270,4 \text{ Нм.}$$

Для полученных значений $M_{\text{с max}} = 270,4 \text{ Нм}$ и принятого $n_{\text{с max}} = 6000 \text{ об/мин}$ выбирается гидромотор A2FM с парамет-

рами $M_{\text{ГМ max}} = 285 \text{ Нм}$ при $\Delta p_{\text{max}} = 45 \text{ МПа}$, $V_{\text{ГМ}} = 45,6 \text{ см}^3/\text{об}$, $n_{\text{c max}} = 6900 \text{ об/мин}$.

Т. к. максимальная частота вращения гидромотора выше принятой $n_{\text{c max}} = 6000 \text{ об/мин}$, передаточное число редуктора $i_{\text{прГМ}} = 1$. Т. е. гидромотор можно установить непосредственно на солнечную шестерню.

Для привода гидромотора потребная величина подачи рабочей жидкости определяется по формуле (45) $\varepsilon_{\text{ГМ}} = 1$, $i_{\text{прГМ}} = 1$, $\eta_{\text{об ГМ}} = 0,95$.

$$Q_{\text{ГМ(потр)}} = \frac{1 \cdot 45,6 \cdot 6000 \cdot 1}{0,95} = 288\,000 \text{ см}^3/\text{мин}.$$

Рабочий объем насоса определяется по формуле (49):

$$V_{\text{Н(расч)}} = \frac{288\,000 \cdot 0,682}{1 \cdot 2300 \cdot 0,95} = 89,9 \text{ см}^3/\text{об}.$$

Для уменьшения габаритов насоса целесообразно частоту вращения вала насоса увеличить до 3372 об/мин, тогда передаточное число редуктора привода насоса определяется по формуле (48): $i_{\text{прН}} = 2300/3372 = 0,682$.

Из числа серийно изготавливаемых насосов целесообразно выбрать насос A4VG, его параметры $V_{\text{Н}} = 90 \text{ см}^3/\text{об}$, $n_{\text{Н max}} = 3500 \text{ об/мин}$, $\Delta p_{\text{max}} = 45 \text{ МПа}$.

Т. к. солнечную шестерню можно установить непосредственно на валу гидромотора, целесообразно схему двухпоточной передачи изменить по сравнению с исходной. Функциональная схема двухпоточной гидрообъемно-механической передачи представлена на рис. 16.

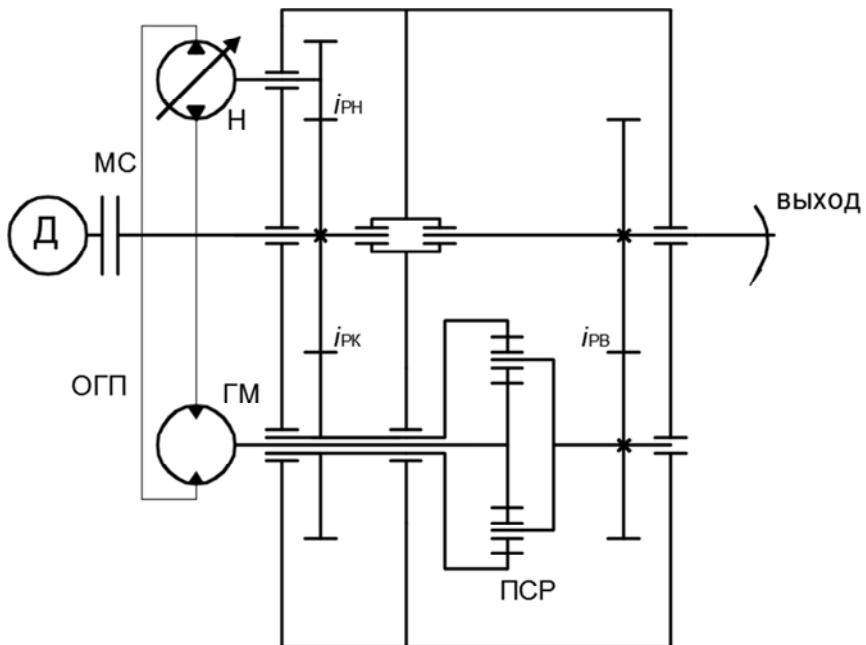


Рис. 16. Функциональная схема двухпоточной гидромеханической трансмиссии:

Д – двигатель; МС – муфта сцепления; i_{ph} – передаточное число редуктора привода насоса; i_{pk} – передаточное число редуктора привода короны; i_{pb} – передаточное число редуктора водила; ПСР – планетарный суммирующий ряд; ОГП – объемная гидропередача; Н – насос; ГМ – гидромотор

7. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ. ТЯГОВАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА МАШИНЫ

Изменения скорости движения машины осуществляется изменением частоты вращения солнца от $-\omega_{c \max}$ до $+\omega_{c \ max}$.

При этом имеет место 3 режима работы: 1-ый – при остановленном солнце, 2-ой – солнце вращается по направлению вращения короны $+\omega_c$ и 3-ий – солнце вращается в противоположном направлении вращению короны $-\omega_c$.

При остановленном солнце передача энергии осуществляется только по механической ветви. Однако, на указанном режиме работа неустойчива, т. к. имеют место переходные процессы, обусловленные изменением режимов работы гидромашин при изменении нагрузки. Т. е. гидромотор может работать как в режиме гидромотора, так и в режиме насоса. При этом силовые гидролинии меняются местами, гидролинии высокого давления при работе гидромашины в качестве гидромотора становятся гидролиниями низкого давления при работе гидромашины в качестве насоса.

При изменении угловой скорости солнца от 0 до $+\omega_{c \ max}$ передача энергии осуществляется двумя потоками. Одна часть – по механической ветви, вторая часть – по гидравлической ветви. При изменении угловой скорости солнца от 0 до $-\omega_{c \ max}$ мощность передается по механической ветви, при этом часть мощности по гидравлической ветви возвращается на вход. Происходит циркуляция энергии.

Скоростной поток передается от двигателя к движителю. Скорость движения машины задается частотой вращения двигателя и величиной подачи рабочей жидкости в объемной гидропередаче. Силовой поток передается от движителя к двигателю. Крутящий момент на валу двигателя зависит от сопротивления движению машины.

Схема передачи энергии двигателя к движителю двумя потоками представлена на рис. 17.

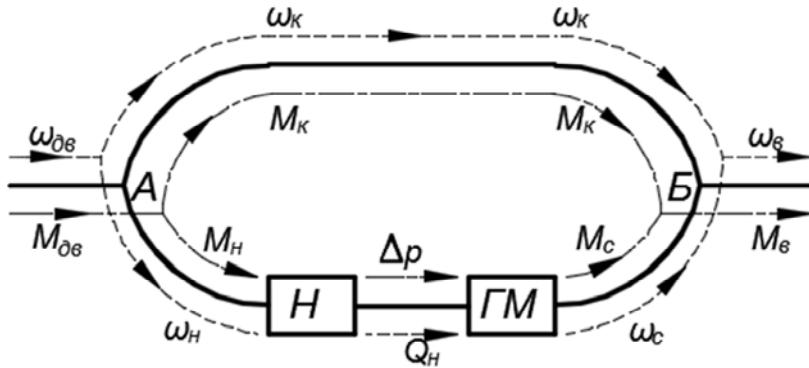


Рис. 17. Схема передачи энергии от двигателя к движителю двумя потоками

Крутящий момент на солнце определяется в зависимости от крутящего момента на водиле по формуле

$$M_c = \frac{M_b}{(K+1)\eta_{cb}}, \quad (59)$$

где K – коэффициент планетарного ряда;

η_{cb} – КПД планетарного ряда от солнца к водиле.

Если солнце соединено с гидромотором через редуктор, то

$$M_c = M_{gm} i_{prgm} \eta_{prgm} = \frac{\varepsilon_{gm} V_{gm} \Delta p \eta_{gm(gm)} i_{prgm} \eta_{prgm}}{2\pi}, \quad (60)$$

где ε_{gm} – параметр регулирования гидромотора,

V_{gm} – рабочий объем гидромотора,

Δp – перепад давления между гидролинией высокого и низкого давлений силового контура ОГП,

$\eta_{gm(gm)}$ – гидромеханический КПД гидромотора,

i_{prgm} – передаточное число редуктора гидромотора,

η_{prgm} – КПД редуктора гидромотора.

Для рассматриваемой схемы (рис. 16) солнце соединено с гидромотором напрямую $i_{\text{рГМ}} = 1$ и $\eta_{\text{рГМ}} = 1$.

Приравнивая (59) и (60), получается

$$\Delta p = \frac{2\pi M_{\text{в}}}{(K+1)\eta_{\text{cb}}\varepsilon_{\text{ГМ}}V_{\text{ГМ}}\eta_{\text{ГМ(ГМ)}}i_{\text{рГМ}}\eta_{\text{рГМ}}}. \quad (61)$$

Момент на насосе определяется по формуле

$$M_{\text{h}} = \frac{\varepsilon_{\text{h}} V_{\text{h}} \Delta p}{2\pi \eta_{\text{ГМ(Н)}}} = \frac{\varepsilon_{\text{h}} V_{\text{h}} M_{\text{в}}}{\eta_{\text{ГМ(Н)}} (K+1) \eta_{\text{cb}} \varepsilon_{\text{ГМ}} V_{\text{ГМ}} \eta_{\text{ГМ(ГМ)}} i_{\text{рГМ}} \eta_{\text{рГМ}}}. \quad (62)$$

Максимальный крутящий момент на водиле, ограничивающий давлением рабочей жидкости в гидропередаче, определяется по формуле

$$M_{\text{в max}(\Delta p_{\text{max}})} = \frac{\Delta p_{\text{max}} (K+1) \eta_{\text{cb}} \varepsilon_{\text{ГМ}} V_{\text{ГМ}} \eta_{\text{ГМ(ГМ)}} i_{\text{рГМ}} \eta_{\text{рГМ}}}{2\pi}. \quad (63)$$

С другой стороны, максимальный крутящий момент на водиле, ограничиваемый сцеплением ведущих колес с грунтом, определяется по формуле

$$M_{\text{в max}(\phi_{\text{max}})} = \frac{G_{\text{сд}} \phi_{\text{max}} r_{\text{д}}}{i_{\text{мтр}} \eta_{\text{мтр}}}. \quad (64)$$

Момент, передаваемый по гидравлической ветви:

$$\begin{aligned} M_{\text{A(H)}} &= \frac{M_{\text{h}}}{i_{\text{ph}} \eta_{\text{ph}}} = \\ &= \frac{\varepsilon_{\text{h}} V_{\text{h}} M_{\text{в}}}{i_{\text{ph}} \eta_{\text{ph}} \eta_{\text{ГМ(Н)}} (K+1) \eta_{\text{cb}} \varepsilon_{\text{ГМ}} V_{\text{ГМ}} \eta_{\text{ГМ(ГМ)}} i_{\text{рГМ}} \eta_{\text{рГМ}}}. \end{aligned} \quad (65)$$

Момент, передаваемый по механической ветви:

$$M_{A(K)} = \frac{KM_B}{i_{pk}\eta_{pk}\eta_{kb}(K+1)}; \quad (66)$$

$$M_{db} = M_{A(H)} + M_{A(K)}. \quad (67)$$

Решая совместно выражения, получается

$$M_B = M_{db} / \left(\frac{K}{i_{pk}\eta_{pk}\eta_{kb}(K+1)} + \frac{\varepsilon_H V_H}{i_{ph}\eta_{ph}\eta_{gm(H)}(K+1)\eta_{cb}\varepsilon_{gm}V_{gm}\eta_{gm(gm)}i_{pgm}\eta_{pgm}} \right). \quad (68)$$

Частота вращения водила зависит от частоты вращения короны и солнца:

$$n_B = \frac{Kn_K}{K+1} + \frac{n_c}{K+1}; \quad (69)$$

$$n_K = \frac{n_{db}}{i_{pk}}; \quad (70)$$

$$n_H = \frac{n_{db}}{i_{ph}}; \quad (71)$$

$$Q_H = \varepsilon_H V_H n_H \eta_{ob(H)}; \quad (72)$$

$$Q_{gm} = \frac{\varepsilon_{gm} V_{gm} n_{gm}}{\eta_{ob(gm)}}; \quad (73)$$

$$Q_H = Q_{gm}. \quad (74)$$

Приравнивая уравнения (72) и (73), получается

$$n_{\text{ГМ}} = \frac{\varepsilon_{\text{H}} V_{\text{H}} n_{\text{H}} \eta_{\text{об(H)}} \eta_{\text{об(ГМ)}}}{\varepsilon_{\text{ГМ}} V_{\text{ГМ}}}. \quad (75)$$

Подставляя (70) и (75) с учетом $n_{\text{c}} = \frac{n_{\text{ГМ}}}{i_{\text{рГМ}}}$ в (69), получается

$$n_{\text{B}} = n_{\text{ДВ}} \left(\frac{K}{(K+1)i_{\text{рК}}} + \frac{\varepsilon_{\text{H}} V_{\text{H}} \eta_{\text{об(H)}} \eta_{\text{об(ГМ)}}}{(K+1)\varepsilon_{\text{ГМ}} V_{\text{ГМ}} i_{\text{рН}} i_{\text{рГМ}}} \right). \quad (76)$$

На режиме циркуляции энергии передача энергии осуществляется по схеме (рис. 18).

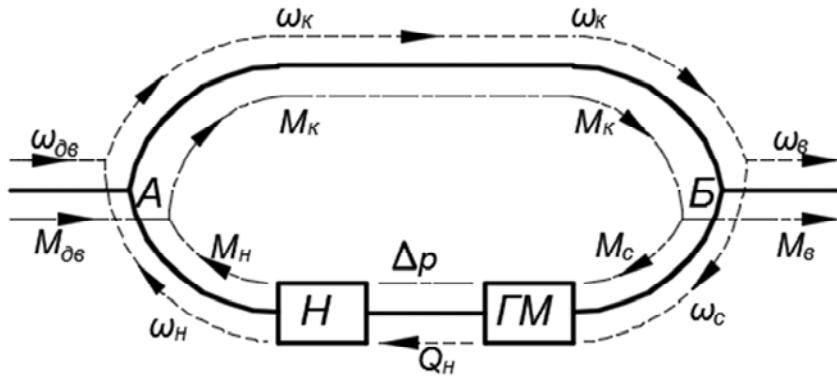


Рис. 18. Схема передачи энергии от двигателя к движителю двумя потоками на режиме циркуляции энергии

Связь между частотами вращения водила, солнца и короны определяется по выражению

$$n_{\text{B}} = \frac{Kn_{\text{K}}}{K+1} - \frac{n_{\text{c}}}{K+1}, \quad (78)$$

где $n_{\kappa} = \frac{n_{\text{дв}}}{i_{\text{пр}}}$, $n_{\text{H}} = \frac{n_{\text{дв}}}{i_{\text{прн}}}$, $n_{\text{c}} = \frac{n_{\text{ГМ}}}{i_{\text{прГМ}}}$, $i_{\text{пр}} -$ передаточное число редуктора привода короны;

$i_{\text{прн}} -$ передаточное число редуктора привода насоса;

$i_{\text{прГМ}} -$ передаточное число редуктора гидромотора.

Подача рабочей жидкости насосом определяется по формуле

$$Q_{\text{H}} = \frac{\varepsilon_{\text{H}} V_{\text{H}} n_{\text{дв}}}{i_{\text{прн}} \eta_{\text{об(H)}}}. \quad (79)$$

Подача рабочей жидкости, потребляемой гидромотором, определяется по формуле

$$Q_{\text{ГМ}} = \varepsilon_{\text{ГМ}} V_{\text{ГМ}} n_{\text{ГМ}} \eta_{\text{об(ГМ)}}. \quad (80)$$

Т. к. $Q_{\text{H}} = Q_{\text{ГМ}}$, приравниваются выражения (79) и (80), получается выражение для определения частоты вращения солнца:

$$n_{\text{c}} = \frac{\varepsilon_{\text{H}} V_{\text{H}} n_{\text{дв}}}{i_{\text{прн}} \eta_{\text{об(H)}} \varepsilon_{\text{ГМ}} V_{\text{ГМ}} \eta_{\text{об(ГМ)}} i_{\text{прГМ}}}. \quad (81)$$

Подставляя n_{c} и n_{κ} в выражение (78), получается формула для определения частоты водила в зависимости от частоты вращения двигателя и параметров регулирования гидромашин.

$$n_{\text{B}} = n_{\text{дв}} \left(\frac{K}{(K+1)i_{\text{пр}}} - \frac{\varepsilon_{\text{H}} V_{\text{H}}}{(K+1)i_{\text{прн}} \eta_{\text{об(H)}} \varepsilon_{\text{ГМ}} V_{\text{ГМ}} \eta_{\text{об(ГМ)}} i_{\text{прГМ}}} \right). \quad (82)$$

Крутящие моменты на короне и солнце определяются по формулам

$$M_{\kappa} = \frac{KM_{\text{B}}}{(K+1)\eta_{\text{БК}}}; \quad (83)$$

$$M_c = \frac{M_b}{(K+1)\eta_{bc}}, \quad (84)$$

где η_{bc} – КПД редуктора от водила к короне;

η_{bc} – КПД редуктора от водила к солнцу.

Крутящий момент на валу гидромотора (работающего в режиме насоса) определяется по формуле

$$M_{gm} = \frac{\varepsilon_{gm} V_{gm} \Delta p}{2\pi \eta_{gm(gm)}}. \quad (85)$$

Решая совместно (85) и (84) с учетом зависимости $M_c = M_{gm} i_{pgm} \eta_{pgm}$ (если гидромотор соединен с солнцем через редуктор), получается формула для определения давления рабочей жидкости:

$$\Delta p = \frac{2\pi \eta_{gm(gm)} M_b}{(K+1) \eta_{bc} \varepsilon_{gm} V_{gm} i_{pgm} \eta_{pgm}}. \quad (86)$$

Максимальный крутящий момент на водиле, ограничивающий давлением рабочей жидкости, определяется по формуле

$$M_{b\max(\Delta p_{\max})} = \frac{\Delta p_{\max} (K+1) \eta_{bc} \varepsilon_{gm} V_{gm} i_{pgm} \eta_{pgm}}{2\pi \eta_{gm(gm)}}, \quad (87)$$

где Δp_{\max} – максимальный перепад давления рабочей жидкости на входе и выходе гидромотора.

С другой стороны, максимальный крутящий момент на водиле ограничивается сцеплением ведущего колеса с грунтом, определяется по формуле (64).

В точке А происходит суммирование крутящих моментов, передаваемых от двигателя и от насоса, работающего в режиме гидромотора.

$$M_{A(k)} = M_{A(h)} + M_{dB}, \quad (88)$$

где $M_{A(k)}$ – крутящий момент на короне;

$M_{A(h)}$ – крутящий момент на валу насоса.

$$M_{A(k)} = \frac{KM_b}{(K+1)\eta_{bk}i_{pk}\eta_{pk}}; \quad (89)$$

$$M_{A(h)} = \frac{\varepsilon_h V_h \Delta p \eta_{gm(h)}}{2\pi i_{ph} \eta_{ph}}. \quad (90)$$

Подставляя вместо Δp выражение (86), получается

$$M_{A(h)} = \frac{\varepsilon_h V_h \eta_{gm(h)} \eta_{gm(gm)} M_b}{i_{ph} \eta_{ph} (K+1) \eta_{bc} \varepsilon_{gm} V_{gm} i_{pgm} \eta_{pgm}}. \quad (91)$$

Подставляя $M_{A(h)}$ и $M_{A(k)}$ в выражение (88) и делая соответствующие преобразования, получается формула для определения момента на водиле в зависимости от момента двигателя и параметра регулирования гидромашин:

$$M_b = M_{dB} / \left(\frac{K}{(K+1)\eta_{bk}i_{pk}\eta_{pk}} - \frac{\varepsilon_h V_h \eta_{gm(h)} \eta_{gm(gm)}}{i_{pgm} \eta_{pgm} \varepsilon_{gm} V_{gm} i_{ph} \eta_{ph} (K+1) \eta_{bc}} \right). \quad (92)$$

Крутящий момент и частота вращения на ведущих колесах определяются по формулам

$$M_k = M_{\text{в}} i_{\text{мтр}} \eta_{\text{мтр}}; \quad (93)$$

$$n_k = \frac{n_{\text{в}}}{i_{\text{мтр}}}, \quad (94)$$

где $i_{\text{мтр}}$ – передаточное число трансмиссии от водила до ведущих колес;

$\eta_{\text{мтр}}$ – КПД механической части трансмиссии.

Касательная сила тяги, развиваемая ведущими колесами, и скорость движения машины определяются по формулам

$$F_k = \frac{M_k}{r_{\text{д}}} = \frac{M_{\text{в}} i_{\text{мтр}} \eta_{\text{мтр}}}{r_{\text{д}}}; \quad (95)$$

$$v_{\text{м}} = \frac{\pi r_{\text{д}} n_{\text{в}}}{30 i_{\text{мтр}}}, \quad (96)$$

где $r_{\text{д}}$ в [м]; $M_{\text{в}}$ в [Нм]; F_k в [Н]; $n_{\text{в}}$ в [об/мин]; $v_{\text{м}}$ в [м/с].

Тяговая характеристика представляет зависимость касательной силы тяги, развиваемой ведущими колесами, от скорости движения машины. Максимальная величина касательной силы тяги ограничивается сцеплением ведущих колес с грунтом, максимальный крутящий момент на водиле, ограниченный сцеплением ведущих колес с грунтом $M_{\text{в max}}(\phi_{\text{max}})$, определяется по формуле (64).

Для построения тяговой характеристики определяются параметры движения машины при изменении подачи насоса или параметра регулирования $\varepsilon_{\text{н}}$ от -1 до +1 по формулам:

1) при изменении $\varepsilon_{\text{н}}$ от -1 до 0 : $M_{\text{в}}$ – по формуле (92); $n_{\text{в}}$ – по формуле (82); F_k – по формуле (95); $v_{\text{м}}$ – по формуле (96); Δp – по формуле (86); $M_{\text{в max}(\varphi_{\text{max}})}$ – по формуле (87);

2) при изменении $\varepsilon_{\text{н}}$ от 0 до $+1$: $M_{\text{в}}$ – по формуле (68); $n_{\text{в}}$ – по формуле (76); F_k – по формуле (95); $v_{\text{м}}$ – по формуле (96); Δp – по формуле (61); $M_{\text{в max}(\varphi_{\text{max}})}$ – по формуле (63).

Максимальный коэффициент дорожного сопротивления, преодолеваемый машиной при заданной скорости движения, определяется по формуле

$\varphi_{\text{c}} = F_{ki}/G_{\text{м}}$; где F_{ki} – касательная сила при заданной скорости движения, $G_{\text{м}}$ – эксплуатационный вес машины.

К примеру, строится тяговая характеристика машины при номинальной мощности двигателя $N_{\text{ном}}$ при $M_{\text{дв(ном)}} = 637 \text{ Нм}$, $n_{\text{дв(ном)}} = 2300 \text{ об/мин.}$

Параметры трансмиссии:

- регулируемый насос – $\varepsilon_{\text{н}} = 0 \dots \pm 1$, $V_{\text{н}} = 90 \text{ см}^3/\text{об}$, $\eta_{\text{ГМ(н)}} = 0,95$, $\eta_{\text{об(н)}} = 0,95$, $\Delta p_{\text{max}} = 40 \text{ МПа}$;
- редуктор привода насоса – $i_{\text{ph}} = 0,69$; $\eta_{\text{ph}} = 0,98$;
- редуктор привода короны – $i_{\text{pk}} = 1$; $\eta_{\text{pk}} = 0,98$;
- нерегулируемый гидромотор – $\varepsilon_{\text{ГМ}} = 1$, $V_{\text{ГМ}} = 45,6 \text{ см}^3/\text{об}$, $\eta_{\text{ГМ(ГМ)}} = 0,95$, $\eta_{\text{об(ГМ)}} = 0,95$;
- планетарный ряд – $K = 2,57$; $\eta_{\text{KB}} = 0,99$; $\eta_{\text{BC}} = 0,99$;
- трансмиссия механическая – $i_{\text{МТР}} = 27,93$; $\eta_{\text{МТР}} = 0,96$;
- параметры машины и дороги – $G_{\text{м}} = 40 \text{ кН}$, $r_{\text{д}} = 0,8 \text{ м}$, $\varphi_{\text{max}} = 0,85$.

Максимальный крутящий момент на водиле, ограниченный сцеплением колес с грунтом:

$$M_{\text{в max}(\varphi_{\text{max}})} = \frac{40\ 000 \cdot 0,85 \cdot 0,8}{27,93 \cdot 0,96} = 1014 \text{ Нм.}$$

Максимальный крутящий момент на водиле, ограниченный давлением рабочей жидкости в гидропередаче $\Delta p_{\text{max}} = 40 \text{ МПа}$.

При $\varepsilon_{\text{н}} = -1-0$, $M_{\text{в max}(\varphi_{\text{max}})} = 1080 \text{ Нм.}$

При $\varepsilon_{\text{н}} = 0 \dots +1$, $M_{\text{в max}(\varphi_{\text{max}})} = 975 \text{ Нм.}$

Результаты расчета параметров представлены в табл. 1.

На рис. 19–21 представлены зависимости $F_k = f(v_{\text{м}})$; $\Delta p = f(v_{\text{м}})$; $\varphi = f(v_{\text{м}})$.

Таблица 1

Результаты расчета параметров машины
с двухпоточной трансмиссией

№	$\varepsilon_{\text{н}}$	$M_{\text{в}}$, Нм	F_k , Н	Δp , МПа	$n_{\text{в}}$, об/мин	v_{max} , км/ч	φ	Примечания
Режим циркуляции энергии								
1	-0,82	1080	36197	40,0	0	0	0,90	Ограничено давлением РЖ в ОГП
2	-0,7	1080	36197	40,0	239	2,58	0,90	
3	-0,6	1080	36197	40,0	441	4,76	0,90	
4	-0,5	1080	36197	40,0	644	6,95	0,90	
5	-0,4	1080	36197	40,0	846	9,13	0,90	
6	-0,3	1067	35985	37,5	1049	11,3	0,89	
7	-0,2	983,6	32950	36,4	1251	13,5	0,82	
8	-0,1	911	30518	33,7	1453	15,7	0,76	
9	0	849	28441	31,4	1656	17,87	0,71	
Режим деления потока мощности								
10	0	860,8	28810	35,2	1656	17,8	0,72	
11	0,1	766,5	25677	31,4	1822	19,6	0,64	

Окончание табл. 1

№	ε_h	M_b , Нм	F_k , Н	Δp , МПа	n_b , об/мин	v_{max} , км/ч	φ	Примечания
12	0,2	690,9	23145	28,3	1988	21,4	0,58	
13	0,3	628,8	21064	25,76	2154	23,2	0,52	
14	0,4	577,0	19329	23,6	2321	25,05	0,483	
15	0,5	533	18655	21,85	2487	26,84	0,466	
16	0,6	495,3	16592	20,3	2653	28,6	0,415	
17	0,7	462,5	15483	18,85	2820	30,4	0,387	
18	0,8	434,0	14539	17,8	2986	32,2	0,364	
19	0,9	408,6	13680	16,75	3152	34,2	0,342	
20	1	386	12931	15,8	3319	35,8	0,323	

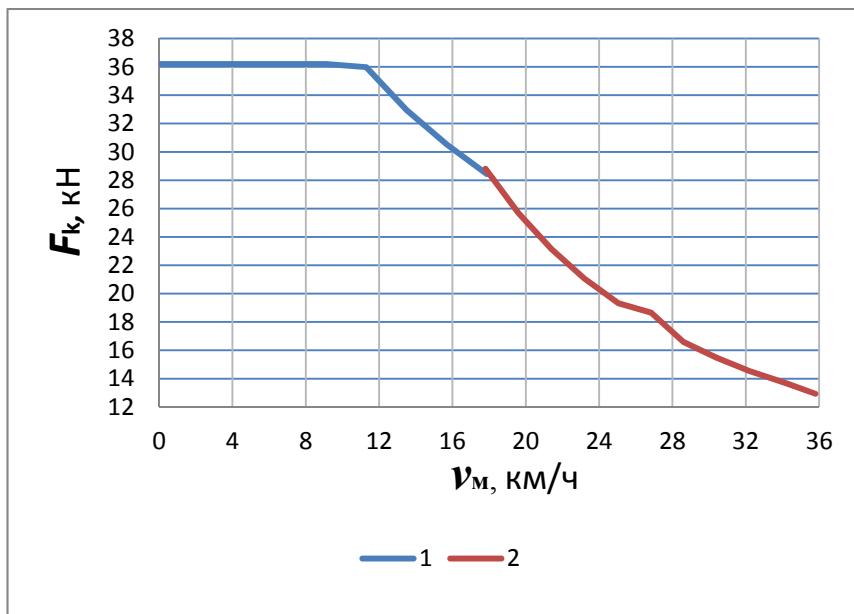


Рис. 19. Зависимость касательной силы тяги от скорости движения машины

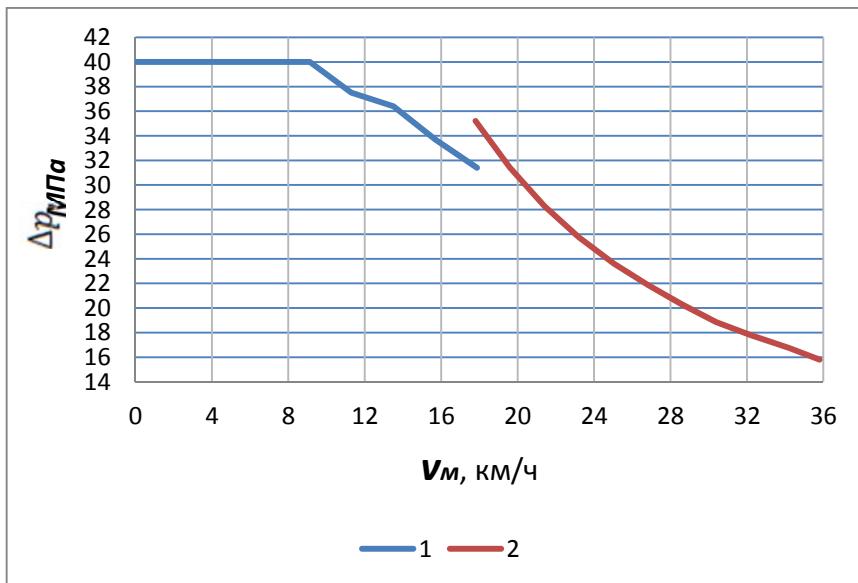


Рис. 20. Зависимость перепада давлений в гидромашинах от скорости движения машины

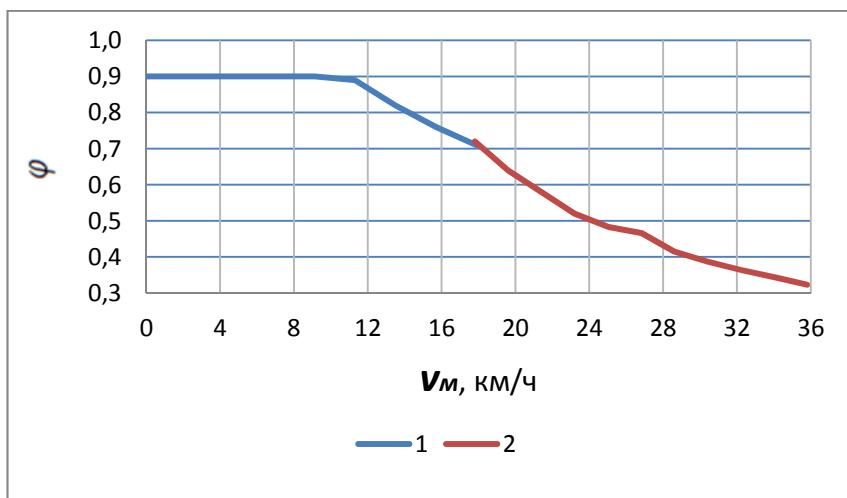


Рис. 21. Зависимость реализуемого коэффициента сцепления от скорости движения машины

8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ТРАНСМИССИИ

КПД трансмиссии на различных режимах работы определяют путем проведения ее стендовых функциональных испытаний.

Численное значение КПД трансмиссии $\eta_{\text{тр}}$ определяется отношением мощности на выходе из трансмиссии P_{k} к мощности на входе $P_{\text{дв}}$:

$$\eta_{\text{тр}} = P_{\text{k}} / P_{\text{дв}}.$$

Мощность на входе в трансмиссию $P_{\text{дв}}$ определяется как произведение крутящего момента на входном валу $M_{\text{дв}}$ и его угловой скорости $\omega_{\text{дв}}$:

$$P_{\text{дв}} = M_{\text{дв}} \omega_{\text{дв}}.$$

Крутящий момент на входном валу $M_{\text{дв}}$ измеряется непосредственно датчиком момента. Угловая скорость $\omega_{\text{дв}}$ определяется на основании измеренных датчиком оборотов $n_{\text{дв}}$ по зависимости

$$\omega_{\text{дв}} = \pi n_{\text{дв}} / 30.$$

Мощность на выходе определяется как сумма мощностей на выходе каждого элемента трансмиссии (полуосях и ВОМ):

$$P_{\text{k}} = \sum_{\text{i}}^n P_{\text{ki}}.$$

Мощность на выходе каждого элемента трансмиссии P_{ki} определяется как произведение крутящего момента на нем M_{ki} и его угловой скорости ω_{ki} .

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Тракторы XXI века: состояние и перспективы / С. Н. Поддубко [и др.]. – Минск: Беларуская навука, 2019. – 207 с.
2. Шельцин, Н. А. Современные бесступенчатые трансмиссии с.-х. тракторов / Тракторы и сельхозмашини / Н. А. Шельцин, Л. А. Фрумкин, И. В. Иванов. – 2011. – № 11. – С. 18–26.
3. Самородов, В. Б. Сравнительный анализ бесступенчатых двухпоточных гидрообъемно-механических трансмиссий / Вестник Харьковского национального автодорожного университета / В. Б. Самородов, А. И. Бондаренко. – 2012. – № 56. – С. 37–45.
4. Шарипов, В. М. Проектирование механических, гидромеханических и гидрообъемных передач тракторов / В. М. Шарипов. – М.: МГТУ «МАМИ», 2002. – 300 с.
5. Шарипов, В.М. Конструирование и расчет тракторов : учебник для студентов вузов : 2-е изд. перераб. и доп / В. М. Шарипов. – М.: Машиностроение, 2009. – 752 с.
6. Жданович, Ч. И. Выбор диапазона регулирования двухпоточной трансмиссии сельскохозяйственного трактора // Материалы Международной научно-практической конференции «Автомобилем- и тракторостроение» / Ч. И. Жданович, М. И. Мамонов : в 2 т. – Т. 1. – Минск, БНТУ, 2018. – С. 176–179.
7. Жданович, Ч. И. Анализ режимов работы двухпоточной трансмиссии // Инновационные технологии в агропромышленном комплексе – сегодня и завтра : сборник тезисов 3-й международной научно-практической конференции (Гомель, 3–4 окт. 2019 г.) / Ч. И. Жданович, М. И. Мамонов. – Гомель: Научно-технический центр комбайностроения ОАО «Гомсельмаш», 2019. – С. 18–19.
8. Жданович, Ч. И. Выбор параметров гидрообъемных трансмиссий : учебно-метод. пособие для студентов специальности 1-37 01 04 «Многоцелевые гусеничные и колесные машины» / Ч. И. Жданович, М. И. Мамонов. – Минск: БНТУ, 2021. – 45 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
1. Назначение и классификация трансмиссий.....	4
2. Конструкции двухпоточных трансмиссий	6
3. Кинематический анализ дифференциального планетарного механизма	15
4. Силовой анализ режимов функционирования дифференциального планетарного механизма	22
5. Выбор параметров планетарного ряда и объемной гидропередачи	28
6. Пример выбора параметров двухпоточной гидрообъемно-механической передачи	34
7. Расчет параметров функционирования. Тяговая характеристика машины.....	39
8. Определение КПД трансмиссии	52
Список использованных источников	53

Учебное издание

ЖДАНОВИЧ Чеслав Иосифович
МАМОНОВ Михаил Иванович

**ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ
ДВУХПОТОЧНОЙ
ТРАНСМИССИИ**

Учебно-методическое пособие
для студентов специальности 1-37 01 04 «Многоцелевые
гусеничные и колесные машины»

Редактор *E. O. Германович*
Компьютерная верстка *E. A. Беспанской*

Подписано в печать 07.04.2022. Формат 60×84 $1/16$. Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 3,20. Уч.-изд. л. 2,50. Тираж 100. Заказ 687.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.