

ГЕОТЕХНІЧНА І ГІРНИЧА МЕХАНІКА, МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 621.83.062.1:622.625.28

И.А. Таран, канд. техн. наук, доц.

Государственное высшее учебное заведение „Национальный горный университет“, г. Днепропетровск, Украина,
e-mail: taran_70@mail.ru

ВЗАИМОСВЯЗЬ КРУГОВОГО ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ ДВУХПОТОЧНОЙ ТРАНСМИССИИ С ПАРАМЕТРОМ РЕГУЛИРОВАНИЯ В СЛУЧАЕ ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА НА ВЫХОДЕ

I.A. Taran, Cand. Sci. (Tech.), Associate Professor

State Higher Educational Institution “National Mining University”,
Dnipropetrovsk, Ukraine, e-mail: taran_70@mail.ru

INTERRELATION OF CIRCULAR TRANSFER RATIO OF DOUBLE-SPLIT TRANSMISSIONS WITH REGULATION CHARACTERISTIC IN CASE OF PLANETARY GEAR OUTPUT

Цель. Формализовать регулировочные характеристики гидрообъемно-механических трансмиссий (ГОМТ) и установить взаимосвязь кругового передаточного отношения замкнутого контура двухпоточных гидрообъемно-механических коробок передач (ГОМ КП) с параметром регулирования гидрообъемной передачи (ГОП) в случае планетарного механизма на выходе. Это необходимо для нахождения закономерности в характере изменения циркуляционных и безциркуляционных режимов работы во всем диапазоне рабочих режимов ГОМ КП в случае установки планетарного механизма (ПМП) на выходе.

Методика. Теоретические исследования трансмиссий базируются на основных положениях теории машин и механизмов, теории замкнутых двухпоточных передач.

Результаты. Результатами исследования являются взаимосвязи кругового передаточного отношения замкнутого контура двухпоточных гидрообъемно-механических коробок передач с параметром регулирования гидрообъемных передач в случаях планетарного механизма на выходе. Это необходимо для обоснования структурной и кинематической схем трансмиссий дизелевоза. Установлено, что на нисходящих регулировочных характеристиках передаточное отношение планетарного механизма всегда положительно. На первой половине скоростного диапазона, до пересечения регулировочной характеристики с осью скорости циркуляция в двухпоточных ГОМ КП с ПМП, на выходе всегда имеет место обратный поток мощности через ГОП, а на второй половине скоростного диапазона, до максимальной скорости на нем, имеет место параллельный поток мощности в ГОМ КП и прямой поток мощности через ГОП.

Научная новизна. Исследование распределения циркулирующих, в двухпоточных ГОМТ, мощностей с потерями в гидрообъемных передачах и их КПД, анализ и установление взаимосвязей в распределении энергии по ветвям двухпоточных ГОМТ в процессе их работы в составе транспортных средств и строгое доказательство леммы о наличии или отсутствии циркуляции мощности в двухпоточных гидрообъемно-механических коробках передач – основа научного обоснования методологии анализа бесступенчатых ГОМТ во всех возможных режимах работы как на тяговых, так и на транспортных скоростных диапазонах любых транспортных средств, в частности шахтных дизелевозов.

Практическая значимость заключается в использовании закономерностей формирования и передачи потоков мощности в элементах трансмиссии для обоснования типа трансмиссии, обеспечивающей необходимое тяговое усилие, и бесступенчатое регулирование скорости движения дизелевоза в заданном диапазоне при работе дизельного двигателя с постоянной частотой вращения коленвала, обеспечивающей минимальные выбросы и потребление топлива. Распределение потоков накладывает значительное ограничение на структуру и кинематическую схему двухпоточной бесступенчатой трансмиссии, которая для любого необратимого вариатора должна допускать только параллельные потоки мощности от двигателя до ведущих колес тягово-транспортной машины.

Ключевые слова: дизелевоз, двухпоточная трансмиссия, анализ, поток мощности, циркуляционные режимы

Введение. Угольная промышленность – одна из базовых отраслей экономики Украины, её основная

задача – рост угледобычи с одновременным улучшением технико-экономических показателей, что, в значительной степени, зависит от эффективности транспортного комплекса шахт. Опыт эксплуатации,

применяемых в настоящее время, шахтных электровозов свидетельствует об их низкой эффективности, что негативно сказывается на функционировании транспортной системы в масштабах отрасли. Создание и использование высокоэффективных шахтных локомотивов – дизелевозов, применяемых в развитых странах мира, один из вариантов модернизации локомотивного транспорта шахт. Дизельный двигатель плохо приспособлен к требованиям тяговой службы и для экономичного использования его в качестве привода локомотива необходима соответствующая силовая передача между дизелем и осями локомотива, которая приспособляла бы характеристику дизеля к требуемой тяговой характеристике локомотива. Поэтому особо актуальным является создание трансмиссий шахтных дизелевозов.

Постановка проблемы. В зависимости от способа изменения передаточного отношения трансмиссии могут быть разделены на два класса: ступенчатые механические и бесступенчатые (полно- и двухпоточные). В последнее время широкое распространение в мировом машиностроении получили двухпоточные бесступенчатые ГОМТ. Хорошо известно [1], что они имеют более высокий КПД по сравнению с полнопоточными трансмиссиями, но, в отличие от последних, им присущи циркуляционные режимы, когда ГОП работает в обратном потоке мощности. Циркуляция мощности в двухпоточных трансмиссиях выдвигает задачу установления закономерностей распределения потоков мощности, т.к. это накладывает значительное ограничение на структуру и кинематическую схему такой трансмиссии. Однако, строгого научного подхода к описанию распределения потоков мощности в двухпоточных ГОМТ на сегодняшний день нет.

Анализ последних достижений и публикаций. В Украине школа бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий возникла и бурно развивается на кафедре „Автомобиле- и тракторостроения“ Национального технического университета „Харьковский политехнический институт“ (НТУ „ХПИ“), где впервые в Украине создана научная лаборатория проблем бесступенчатых и гибридных трансмиссий. Кафедра проводит фундаментальные исследования по проблемам структурного и параметрического синтеза двухпоточных ГОМТ и гибридных трансмиссий, а также расчетно-теоретическое обоснование и проектирование ГОМТ для тракторов и автомобилей. В настоящее время, совместно с Харьковским тракторным заводом (ХТЗ), кафедра успешно реализует важнейший проект по разработке ГОМТ для колесного трактора мощностью 220-250 л.с. и выведению украинского тракторостроения на мировой рынок. Для автомобильной подъемной установки, на базе шасси грузового автомобиля КраЗ, кафедрой выполнен проект по замене механической передачи на бесступенчатую ГОМ КП, что повышает грузоподъемность установки на 40%. Проект реализован Харьковским заводом транспортного оборудования.

Еще один мощный научно-производственный центр по разработке бесступенчатых трансмиссий

для транспортных средств создан в 2010 году Индустриальной группой „Украинская промышленная энергетическая компания“ (ИГ „УПЭК“). Здесь в составе „Объединенного инженерного центра“ активно работает „Управление разработок гибридных приводов и бесступенчатых трансмиссий“, возглавляемое проф. В.Б. Самородовым, работы которого посвящены фундаментальным основам моделирования работы бесступенчатых ГОМТ, разработке схем бесступенчатых трансмиссий, их математическому моделированию. Приведен также анализ результатов моделирования работы транспортно-тяговых машин, оснащенных такими трансмиссиями. Разработки новейших трансмиссий ведутся в тесном творческом контакте с НТУ „ХПИ“ и ООО „Украинское бюро трансмиссий и шасси“. Указанные организации в настоящее время готовят к производству бесступенчатую ГОМТ для тракторов мощностью 350-400 л.с.

В последние годы именно ученые НТУ „ХПИ“, специалисты ИГ „УПЭК“, инженеры и производственники АО „ХТЗ им. Орджоникидзе“, специалисты ХКБМ им. А.А. Морозова, а также кафедра управления на транспорте ДВНЗ „НГУ“ первые и пока единственные в Украине активно занимаются созданием бесступенчатых трансмиссий для транспортных средств.

Многолетний анализ большого числа ГОМТ привел авторов работы [2] к важной закономерности, связывающей параметр регулирования e ГОП, линейную скорость V движения тягово-транспортной машины с наличием или отсутствием циркуляционных режимов мощностей в трансмиссиях. Эта закономерность в работе [2] впервые сформулирована в виде леммы. Автором указанная лемма (о наличии или отсутствии циркуляции в двухпоточных ГОМТ) уточнена и обобщена в более широком смысле.

Лемма*. Если мощность от двигателя к ведущим колесам передается параллельными потоками через механическую ветвь двухпоточной бесступенчатой трансмиссии и вариатор (гидравлического, электрического или механического вида) работает в прямом потоке мощности, то всегда выполняется условие

$$\text{sign} \left(V \cdot e_1 \cdot \frac{de_1}{dV} \right) > 0 ,$$

где e – параметр регулирования вариатора (он же – параметр регулирования бесступенчатой трансмиссии); V – скорость движения машины. При этом вариатор может быть как обратимым, так и необратимым. Если в двухпоточной бесступенчатой трансмиссии имеют место циркуляционные режимы работы, когда вариатор работает в обратном потоке мощности, то при этом выполняется условие

$$\text{sign} \left(V \cdot e_1 \cdot \frac{de_1}{dV} \right) < 0$$

и вариатор может быть только обратимым.

Однако обобщенная лемма все же не является строго доказанным утверждением уровня научного положения.

Доказательство указанной леммы проводится в три этапа. На первом этапе [3] установлена взаимосвязь кругового передаточного числа замкнутого контура, с учетом потерь и КПД в гидрообъемных передачах, с характером изменения потоков мощности в ГОМТ и выявлены закономерности в характере изменения циркуляционных и безциркуляционных режимов работы во всем диапазоне рабочих режимов ГОМ КП.

Цель работы – реализация второго и третьего этапов, которые формулируются следующим образом:

Этап 2. Формализовать регулировочные характеристики ГОМТ.

Этап 3. Установить взаимосвязь кругового передаточного отношения замкнутого контура двухпоточных ГОМ КП с параметром регулирования ГОП в случаях планетарного механизма на выходе.

Изложение основного материала. Особенностью бесступенчатых двухпоточных ГОМТ является то, что, для полного максимально эффективного использования кинематического и силового диапазона ГОП, ее работа на каждом скоростном диапазоне должна сопровождаться попеременным изменением параметра регулирования e ГОП (и ГОМТ в целом) в интервалах $e \in [-1; 1]$ и $e \in [1; -1]$. При этом кривая скорости выходного звена ω_x трансмиссии (и, естественно, линейная скорость V дизелевоза), при переключении с диапазона на диапазон, растет плавно и бесступенчато. Это хорошо иллюстрируется “пилообразными” регулировочными характеристиками ГОМТ. Поэтому производная $\frac{d\omega_x}{dV} > 0$ как для случая

чая $\frac{de}{dV} > 0$, так и для $\frac{de}{dV} < 0$.

Под регулировочной характеристикой (РХ) бесступенчатых ГОМТ транспортных машин, в частности шахтных дизелевозов, понимается зависимость относительного параметра e регулирования ГОП от скорости движения машины V . По сути, параметр регулирования e ГОП является и параметром регулирования ГОМТ в целом. Существует две общепринятые разновидности „пилообразных“ РХ для бесступенчатых ГОМТ. Первый тип РХ проходит через нуль (рис. 1) – назовем такую характеристику нулевой или реверсивной и обозначим как РХ (0). Второй тип РХ начинается при $V=0$ и/или $e=\pm 1$ (рис. 1). Назовем такую РХ нереверсивной и обозначим как РХ (± 1). На рис. 1 для примера качественно показаны зависимости РХ(0) и соответствующие кривые КПД ГОМТ η (сплошные линии), зависимости РХ(+1) с соответствующими КПД (штриховые линии) от скорости движения машины V для 3-х диапазонной ГОМТ. Вдоль оси построена гистограмма распределения эксплуатационных скоростей, характеризующая реальную статистику плотности вероятности пребывания ШДП на эксплуатационных скоростных интервалах.

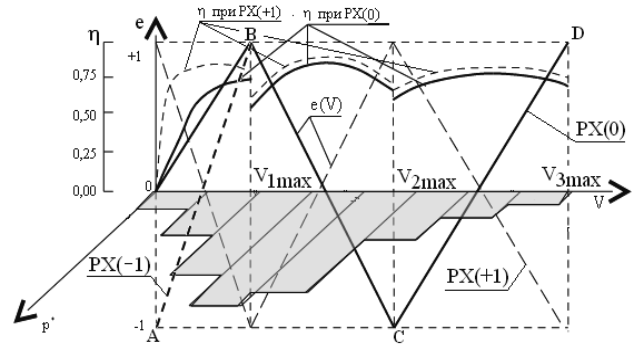


Рис. 1. Типы РХ и зависимости КПД ГОМТ с учетом гистограммы эксплуатационных скоростей

$PX(0)$, проходящая через нуль, обеспечивает ШДП плавное трогание (без сцепления или главного фрикциона), полный кинематически симметричный реверс при движении ШДП как вперед, так и задним ходом, что чрезвычайно важно для выполнения машиной определенных технологических процессов. Недостаток такой реверсивной $PX(0)$ в том, что на 1-ом диапазоне ГОМТ работает в полнопоточном режиме, в связи с чем КПД ГОМТ η определяется исключительно режимом работы ГОП и несколько ниже, чем для двухпоточного режима для $PX(+1)$ (рис. 1).

Второй тип $PX(\pm 1)$ не обеспечивает реверса при переходе с 1-го диапазона на задний ход – для этого необходимо переключение в нулевой скорости (при $V=0$ и/или $e=\pm 1$). Однако при движении на 1-ом диапазоне ГОМТ работает как двух- (или более) поточная, в связи с чем полный КПД ГОМТ выше, чем в случае с $PX(0)$ (рис. 1).

Выведем соотношение, связывающее параметр регулирования ГОМТ e и скорость движения машины V для нереверсивных $PX(\pm 1)$ в случае ПМП на выходе. Воспользуемся уравнением прямой $y=k \cdot (x-x_0)+y_0$, проходящей через точку (x_0, y_0) . В нашем случае, для первого (AB), второго (BC) и третьего (CD) скоростных диапазонов имеем

$$A(x_0, y_0) = A(0, -1) \Rightarrow e_1 = \frac{de}{dV} \cdot (V - V_{1min}) - 1;$$

$$B(x_0, y_0) = B(V_{1max}, 1) \Rightarrow e_2 = \frac{de}{dV} \cdot (V - V_{2min}) + 1.$$

Общее уравнение пилообразной РХ двухпоточной ГОМТ на j -м скоростном диапазоне

$$e_j = \frac{de_j}{dV} \cdot (V - V_{jmin}) - \text{sign} \frac{de_j}{dV}, \quad (1)$$

где $V \in [V_{jmin}; V_{jmax}]$, V – текущее значение скорости на j -м диапазоне.

Диапазон регулирования ГОП на любом j -м скоростном диапазоне, размер которого $V_{jmax} - V_{jmin}$, соответствует изменению параметра регулирования e от -1 до +1 или от +1 до -1. Тогда (1) записывается в виде

$$e_j = \left[\frac{2}{V_{jmax} - V_{jmin}} \cdot (V - V_{jmin}) \right] \cdot \text{sign} \frac{de_j}{dV} - \text{sign} \frac{de_j}{dV} \quad (2)$$

или

$$e_j = 2 \cdot \left[\frac{V - V_{jmin}}{V_{jmax} - V_{jmin}} - \frac{1}{2} \right] \cdot \text{sign} \frac{de_j}{dV} \quad (3)$$

Откуда следует соотношение

$$\text{sign} \left(e \cdot \frac{de}{dV} \right) = \text{sign} \left(\frac{V - V_{jmin}}{V_{jmax} - V_{jmin}} - \frac{1}{2} \right) \quad (4)$$

Соотношение (3) является универсальным для всех нереверсивных РХ(±1), знаки ± перед коэффициентом 2 в (3) компенсируются знаком $\text{sign} \frac{de}{dV}$.

Так в начале и конце любого скоростного диапазона параметр регулирования ГОМТ будет, соответственно, равен $e_j = (-1) \cdot \text{sign} \frac{de_j}{dV}$ и $e_j = \text{sign} \frac{de_j}{dV}$ для всех РХ(±1). Для реверсивных РХ(0) соотношение (3) выполняется, начиная со второго скоростного диапазона. Для первого реверсивного диапазона следует принимать

$$e_j = \frac{V}{V_{1max}} \cdot \text{sign} \frac{de_j}{dV} \quad (5)$$

Выведенные соотношения (3)-(5), как будет показано ниже, играют важнейшую роль при анализе работы ГОМ КП и бесступенчатых ГОМТ в целом.

Проведем анализ классической бесступенчатой двухпоточной ГОМТ с ПМП на выходе, функциональная схема которого приведена на рис. 2. В качестве ПМП в общем случае может быть механизм, состоящий из n планетарных рядов, который на каждом j -ом диапазоне приводится в рассматриваемой структуре ГОМТ к эквивалентному ПМП с двумя степенями свободы. Одно из его ведущих звеньев связано с коленчатым валом двигателя $\omega_k = \omega_0$; второе через согласующий редуктор i_1 , гидромашин ГМ1, ГМ2 и редуктор i_2 также связано с двигателем: $\omega_6 = e \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot \omega_0$. Ведомым звеном является звено с угловой скоростью ω_x . Здесь и далее: ω_k , ω_6 , ω_0 – угловые скорости ведущих звеньев ПМП и коленчатого вала двигателя.

На рис. 2 выделены звенья Д, К, В замкнутого контура двухпоточной ГОМ КП и введены обозначения: N_1, M_1 и N_2, M_2 – мощности и моменты на валах ГМ1 и ГМ2; ω_D, N_D, M_D и ω_X, N_X, M_X – угловые скорости, мощности и моменты на валу ДВС и выходном валу; $\Delta N_1, \Delta N_2$ – суммарные гидромеханические потери на гидромашине; $\Delta Q_1, \Delta Q_2$ – суммарные объ-

емные потери; p_0, p_1 – давление нагрузки и подпитки соответственно; μ – средний коэффициент динамической вязкости рабочей жидкости.

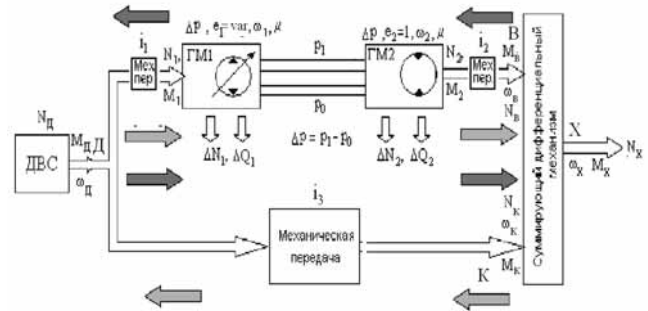


Рис. 2. Функциональная схема бесступенчатой ГОМТ КП с планетарным механизмом на выходе

Стрелки одинакового цвета указывают три возможных направления потоков мощности в двухпоточной ГОМТ. В дальнейшем для описания угловых скоростей ω , параметров регулирования e , потерь и КПД η первый индекс „1“ будет относиться к регулируемой гидромашине (ГМ1), индекс „2“ – к нерегулируемой гидромашине (ГМ2). Перепад рабочего давления Δp для обеих гидромашин примем одинаковым. Как правило, перед регулируемой гидромашинной ГМ1 ставится согласующий редуктор с передаточным отношением i_1 , а после нерегулируемой гидромашинной ГМ2 – редуктор с передаточным отношением i_2 , i_3 – передаточное отношение механической передачи ($i_3=0$).

Пусть на первом скоростном диапазоне $\omega_1 = \omega_k$, $\omega_2 = \omega_6$, $\omega_3 = \omega_x$. Очевидно, что $\omega_k = \omega_6$, $\omega_6 = e \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot \omega_0$, $\omega_0 = const$.

Уравнение Виллиса для ПМП

$$\frac{\omega_k - \omega_x}{\omega_6 - \omega_x} = k \Rightarrow \omega_0 - k \cdot e \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot \omega_0 = (1-k) \cdot \omega_x = \omega_k - k \cdot \omega_6 \quad (6)$$

Кинематический параметр ПМП или внутреннее передаточное отношение $i_{k6} = \frac{\omega_k}{\omega_6} \Big|_{\omega_x=0} = k$.

Передаточное отношение ГОМ КП от выходного звена x к двигателю

$$i_{x0} = \frac{\omega_x}{\omega_0} = \frac{1-k \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot e}{1-k} \quad (7)$$

Для определенности установим условие трогания машины на I диапазоне

– при $k < 0$ ($i_{k6} < 0$),

$$\omega_x = 0 \Rightarrow e = \frac{1}{k \cdot i_1 \cdot i_2} = -1 < 0; \quad (8)$$

– при $k > 0$ ($i_{k6} > 0$),

$$\omega_x = 0 \Rightarrow e = \frac{1}{k \cdot i_1 \cdot i_2} = +1 > 0. \quad (9)$$

Максимальное значение угловой скорости ω_x ведомого звена ГОМ КП достигается

– при $k < 0$, $e = 1$,

$$\omega_x = \frac{1 - k \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot (+1)}{1 - k} \cdot \omega_\delta > 0;$$

– при $k > 0$,

$$e = -1, \omega_x = \frac{1 - k \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot (-1)}{1 - k} \cdot \omega_\delta > 0.$$

Очевидно, эти угловые скорости равны и соответствуют в первом случае концу восходящей РХ(-1) при $e = +1$, а во втором – концу нисходящей РХ(+1) при $e = -1$. Причем восходящей РХ(-1) соответствует отрицательное значение $i_{k\delta}$, а нисходящей РХ(+1) – положительное значение $i_{k\delta}$.

Очевидно, что с ростом ω_x производная

$$\frac{d}{dV} \left(\frac{\omega_x}{\omega_\delta} \right) > 0.$$

С учетом (7)

$$\frac{d}{dV} \left(\frac{\omega_x}{\omega_\delta} \right) = -\frac{k \cdot i_1 \cdot i_2}{1 - k} \cdot \frac{de}{dV} > 0, \quad (10)$$

откуда на восходящей РХ(-1) при $\frac{de}{dV} > 0$ внутреннее передаточное отношение ПМП $k < 0$, $i_{k\delta} = k < 0$, а для нисходящей РХ(+1) при $\frac{de}{dV} < 0$ $k > 0$, $i_{k\delta} = k > 0$.

Знак кругового передаточного отношения, с учетом $i_{\delta k} = 1$, $i_{k\delta} = k$, $i_{\delta\delta} = i_1 \cdot i_2 \cdot e$

$$\begin{aligned} \text{sign}(i_{\delta k \delta}) &= \text{sign}(i_{\delta k} \cdot i_{k\delta} \cdot i_{\delta\delta}) = \text{sign}(1 \cdot k \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot e) = \\ &= \text{sign} \left(k \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot 2 \left[\frac{V - V_{1\min}}{V_{1\max} - V_{1\min}} - \frac{1}{2} \right] \cdot \text{sign} \frac{de}{dV} \right). \end{aligned} \quad (11)$$

Для восходящей РХ(-1) при $\frac{de}{dV} > 0$: $k < 0$, $i_{k\delta} = k < 0$ – для любой скорости первой половины скоростного диапазона при $V \in [0; 0,5 \cdot V_{1\max}]$

$$\begin{aligned} \text{sign}(i_{\delta k \delta}) &= \text{sign}(k) \cdot \text{sign}(i_1 \cdot i_2) \cdot \\ &\cdot \text{sign} \left[\frac{V - V_{1\min}}{V_{1\max} - V_{1\min}} - \frac{1}{2} \right] \cdot \text{sign} \frac{de}{dV} = \\ &= (-1) \cdot (+1) \cdot (-1) \cdot (+1) = 1 > 0. \end{aligned} \quad (12)$$

Для нисходящей РХ(+1) при $\frac{de}{dV} < 0$: $k > 0$, $i_{k\delta} = k > 0$ – для любой скорости первой половины скоростного диапазона при $V \in [0; 0,5 \cdot V_{1\max}]$

$$\begin{aligned} \text{sign}(i_{\delta k \delta}) &= \text{sign}(k) \cdot \text{sign}(i_1 \cdot i_2) \cdot \\ &\cdot \text{sign} \left[\frac{V - V_{1\min}}{V_{1\max} - V_{1\min}} - \frac{1}{2} \right] \cdot \text{sign} \frac{de}{dV} = \\ &= (+1) \cdot (+1) \cdot (-1) \cdot (-1) = 1 > 0. \end{aligned} \quad (13)$$

В контуре бесступенчатых двухпоточных ГОМ КП на первой половине скоростного диапазона при $V \in [0; 0,5 \cdot V_{1\max}]$, как при $e \in [-1; 0]$ на восходящей РХ(-1), так и при $e \in [+1; 0]$ на нисходящей РХ(+1), имеет место циркуляция мощности, обратный поток мощности через ГОП, и выполняются условия $i_{\delta k \delta} > 0$ и $\text{sign}(e \cdot \frac{de}{dV}) < 0$.

Для восходящей РХ(-1) при $\frac{de}{dV} > 0$: $k < 0$, $i_{k\delta} = k < 0$ – для любой скорости второй половины скоростного диапазона при $V \in [0,5 \cdot V_{1\max}; V_{1\max}]$

$$\begin{aligned} \text{sign}(i_{\delta k \delta}) &= \text{sign}(k) \cdot \text{sign}(i_1 \cdot i_2) \cdot \\ &\cdot \text{sign} \left[\frac{V - V_{1\min}}{V_{1\max} - V_{1\min}} - \frac{1}{2} \right] \cdot \text{sign} \frac{de}{dV} = \\ &= (-1) \cdot (+1) \cdot (+1) \cdot (+1) = -1 < 0. \end{aligned} \quad (14)$$

Для нисходящей РХ(+1) при $\frac{de}{dV} < 0$: $k > 0$, $i_{k\delta} = k > 0$ – для любой скорости второй половины скоростного диапазона при $V \in [0,5 \cdot V_{1\max}; V_{1\max}]$

$$\begin{aligned} \text{sign}(i_{\delta k \delta}) &= \text{sign}(k) \cdot \text{sign}(i_1 \cdot i_2) \cdot \\ &\cdot \text{sign} \left[\frac{V - V_{1\min}}{V_{1\max} - V_{1\min}} - \frac{1}{2} \right] \cdot \text{sign} \frac{de}{dV} = \\ &= (+1) \cdot (+1) \cdot (+1) \cdot (-1) = -1 < 0. \end{aligned} \quad (15)$$

В контуре бесступенчатых двухпоточных ГОМТ на второй половине скоростного диапазона при $V \in [0,5 \cdot V_{1\max}; V_{1\max}]$, как при $e \in [0; 1]$ на восходящей РХ(-1), так и при $e \in [0; -1]$ на нисходящей РХ(+1), отсутствует циркуляция мощности и выполняются условия $i_{\delta k \delta} < 0$ и $\text{sign}(e \cdot \frac{de}{dV}) > 0$.

Идентифицируем основные кинематические и силовые параметры рассматриваемой ГОМ КП на конструктивном эскизе (рис. 3) в случае простого планетарного ряда с $k < 0$, т.е. внешним (солнце-спутник) и внутренним (спутник-корона) зацеплениями. Пусть вращение коленчатого вала двигателя происходит по часовой стрелке $\omega_\delta > 0$.

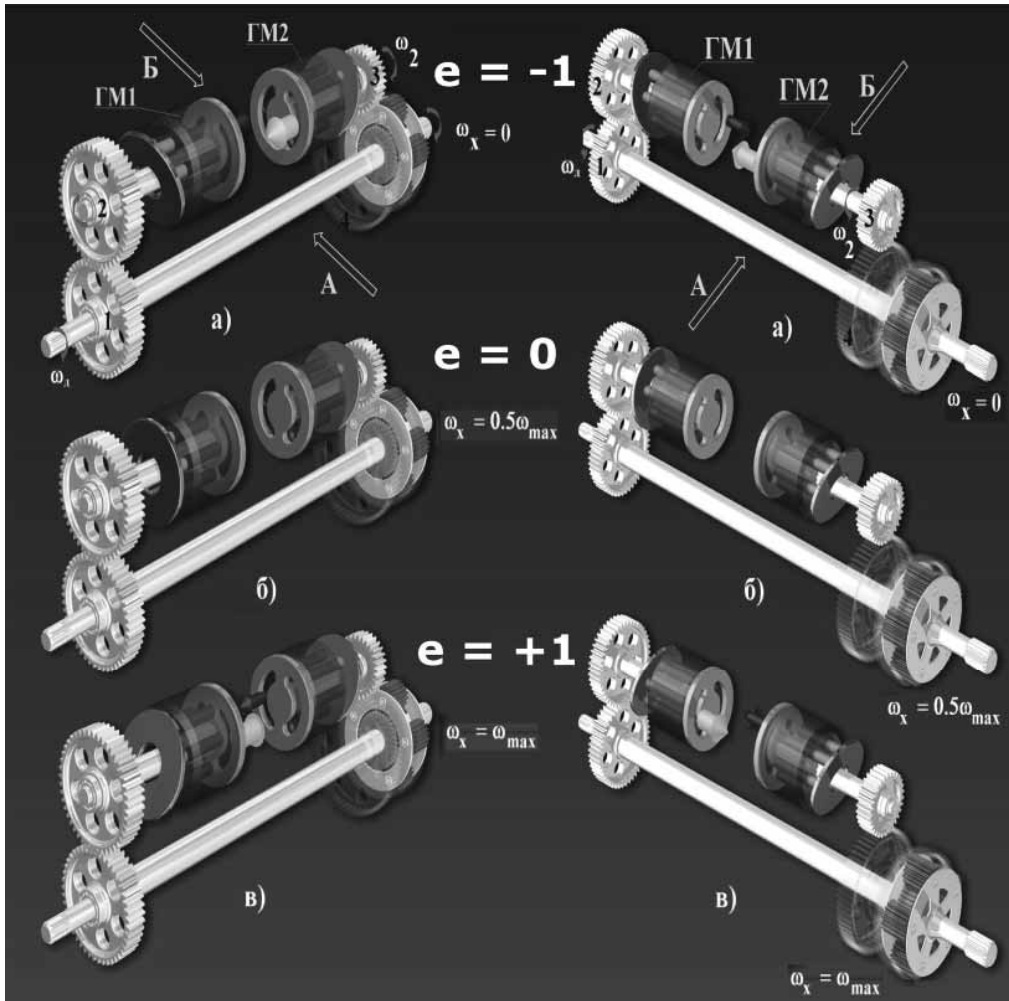


Рис. 3. Функционально-конструктивный эскиз работы двухточечной ГОМ КП с дифференциалом на выходе. Параметры регулирования: а) $e = -1$; б) $e = 0$; в) $e = +1$

Случай 1. Если $k < 0$, причем $k = i_{kв} = \frac{\omega_k}{\omega_6} \Big|_{\omega_x=0} < 0$, то при остановленном водиле ($\omega_x = 0$) ω_k и ω_6 имеют разные направления в момент трогания и на первой половине скоростного диапазона, для единственно возможной в этом случае восходящей РХ(-1), $\frac{de}{dV} > 0$.

Примем на первой половине скоростного диапазона, включая момент трогания, разносторонний наклон шайб регулируемой ГМ1 ($e_1 = -1$) и нерегулируемой ГМ2 ($e_2 = 1$) (рис. 2, а). В момент трогания $e_1 = -1$, $e = e_2 / e_1 = -1$, $k = -\frac{1}{i_1 \cdot i_2}$. Вал ГМ1 вращается против часовой стрелки ($i_1 < 0$). Выше доказано, что при $e \in [-1; 0]$ на восходящей РХ имеет место циркуляция мощности в контуре и $sign(e \cdot \frac{de}{dV}) < 0$, обратный поток мощности через ГОП. Следовательно-

но, ГМ1 – нерегулируемый насос, ГМ2 – регулируемый мотор. Очевидно, что угловая скорость ω_2 вала ГМ2 положительная (совпадает с направлением ω_6) и поршни ГМ2 входят в блок цилиндров со стороны чертежа (со стороны А, рис. 3, а). Полость высокого давления ГОП находится с этой же стороны, т.к. ГМ2 работает в насосном режиме. Тогда в регулируемом гидромоторе ГМ1 поршни выходят из блока цилиндров, вращая его вал через шлицевое соединение против часовой стрелки, что полностью соответствует направлению вращения шестерен с передаточным числом $i_1 < 0$.

Одновременно через блок цилиндров ГМ1, шлицевое соединение и вал передается активный момент на шестерню 2, который увеличивает активный момент на шестерне 1. Передаваемый на шестерню 1 добавочный момент совпадает по направлению с частью момента M_6 , который попадает на шестерню 1 и образует циркуляцию мощности на центральном валу ГОМ КП.

С ростом e в интервале $e \in [-1; 0]$ ($|e|$ – уменьшается) подача (расход) рабочей жидкости из ГМ2 в ГМ1

(рис. 3, толстая стрелка) и при постоянной угловой скорости $\omega_1 = \omega_0$ (по величине и направлению), из-за неразрывности потока жидкости, уменьшается угловая скорость блока и вала ГМ2, что приводит к уменьшению по абсолютной величине угловой скорости ω_6 до нулевых значений при $e = 0$. В соответствии с выражением (6), ω_x растет до значения

$$\omega_x|_{e=0} = \frac{1}{1-k} \cdot \omega_0. \quad (16)$$

При этом сразу можно сказать, что в конце скоростного диапазона, при $e = +1$, значение ω_x будет удвоено

$$\begin{aligned} \omega_{xmax}|_{e=+1} &= 2 \cdot \omega_x|_{e=0} = \frac{2}{1-k} \cdot \omega_0 = \\ &= \frac{1-k \cdot i_1 \cdot i_2}{1-k} \cdot \omega_0 \end{aligned}, \quad (17)$$

откуда подтверждается уже найденное выше условие трогания

$$k = -\frac{1}{i_1 \cdot i_2}. \quad (18)$$

Циркуляционный режим мощности в контуре и обратный поток мощности через ГОП, при $e = 0$, прекращается (рис. 3, б). Мощность через ГОП не передается ($N_g = 0$). Вся мощность от двигателя передается через центральный вал ГОМ КП на солнечную шестерню планетарного ряда ($N_k = N_0$) и через сателлиты, опирающиеся о неподвижную коронную шестерню в момент $e = 0$, на выходное звено x (водило).

Далее параметр регулирования e увеличивается в интервале $e \in [0; 1]$ (рис. 3, в), в котором, как показано выше, мощности через ГОП N_g и N_k идут параллельными потоками (круговое передаточное отношение контура $i_{ok\omega} < 0$, $sign(e \cdot \frac{de}{dV}) > 0$). Меняет направление вращения вал ГМ2 и шестерня 3 при переходе параметра регулирования e через 0. Корона 4 начинает вращаться в одном направлении с ω_0 и солнечной шестерней, увеличивается скорость водила до ω_{xmax} при $e = +1$. Поскольку ГМ1, при переходе параметра регулирования e через 0 при $e \in [0; 1]$, работает как насос, а угловая скорость его вала при $\omega_0 = const$ неизменна как по величине, так и по направлению, то полость высокого давления при $e \in [0; 1]$ поменяется местами с полостью низкого и магистраль высокого давления будет расположена со стороны Б (рис. 3). Выше, на основе соотношений (6)-(15), было подробно проанализирован характер распределения потоков мощностей в ГОМ КП на первом скоростном диапазоне при восходящей РХ (-1). Подробные выкладки проведены для всех шести

возможных состояний планетарного механизма передач на выходе из ГОМ КП для нисходящей РХ (+1), например, на второй передаче при $\frac{de}{dV} > 0$ и при возрастании угловой скорости ω_x выходного звена ГОМ КП, то есть при $\frac{di_{x0}}{dV} > 0$. В результате этой расчетно-теоретической работы получены все возможные значения передаточного отношения i_{x0} ГОМ КП, внутреннего передаточного отношения K_i ($i = \overline{1,6}$) ПМП, знаки кругового передаточного отношения $i_{ok\omega}$ и знак параметра S .

Вывод. Результаты исследования доказывают, что на нисходящих РХ (+1) $i_{k\omega}$ всегда положительно, а на первой половине скоростного диапазона, до пересечения регулировочной характеристики с осью скорости V , циркуляция в двухпоточных ГОМ КП с ПМП на выходе всегда имеет место с обратным потоком мощности через ГОП. На второй половине скоростного диапазона, до максимальной скорости на нем, имеет место параллельный поток мощности в ГОМ КП и прямой поток мощности через ГОП.

Список литературы / References

1. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / [Александров Е.Е., Волонцевич Д.О., Карпенко В.А. и др.] – Харьков: ХГАДТУ, 2001.– 642 с.
Aleksandrov, Ye.Ye., Volontsevich, D.O. and Karpenko, V.A. (2001), *Dinamika transportno-tyagovykh kolesnykh i gusenichnykh mashin* [Dynamics of the Transport-Hauling Wheeled and Caterpillar Machines], КННАДТУ, Kharkiv, Ukraine.
2. Самородов В.Б. Уточненная методика определения потерь в планетарных механизмах передач и результаты исследования потоков мощностей в гидрообъемно-механических трансмиссиях / Самородов В.Б., Волонцевич Д.О., Рогов А.В. // Интегрированные технологии и энергосбережение. – Харьков: НТУ „ХПИ“, 2001. – №.4. С. 76–83.
Samorodov, V.B., Volontsevich, D.O. and Rogov, A.V. (2001), “The specified method of determination of losses in the planetary mechanisms of transmissions and results of research of power flows in double-split hydrostatic mechanical transmissions”, *Integrirovannyye tekhnologii i energosberegenie*, NTU “KHPI”, Kharkov, no.4, pp. 76–83.
3. Таран И.А. Закономерности передачи мощности по ветвям двухпоточных гидрообъемно-механических трансмиссий / Таран И.А. // Науковий вісник НГУ. – Дніпропетровськ, 2012. – № 2. – С. 69–75.
Taran, I.A. (2012), “Laws of power transmission on branches of double-split hydrostatic mechanical transmissions”, *Naukovyi visnyk Natsionalnoho hirnychoho universytetu*, no. 2, pp. 69–75.

Мета. Формалізувати регулювальні характеристики гідрооб'ємно-механічних трансмісій (ГОМТ) і

встановити взаємозв'язок кругового передатного відношення замкнутого контуру двопотокових гідрооб'ємно-механічних коробок передач (ГОМ КП) з параметром регулювання гідрооб'ємною передачею (ГОП) у разі планетарного механізму на виході. Це необхідно для знаходження закономірностей у характері зміни циркуляційних і безциркуляційних режимів роботи в усьому діапазоні робочих режимів ГОМ КП у разі встановлення планетарного механізму (ПМП) на виході.

Методика. Теоретичні дослідження трансмісій базуються на основних положеннях теорії машин і механізмів, теорії замкнутих двопотокових передач.

Результати. Результатами дослідження є взаємозв'язки кругового передатного відношення замкнутого контуру двопотокових гідрооб'ємно-механічних коробок передач із параметром регулювання гідрооб'ємних передач у випадках планетарного механізму на виході. Це необхідно для обґрунтування структурної та кінематичної схем трансмісій дизелевоза. Встановлено, що на низхідних регульованих характеристиках передавальне відношення планетарного механізму завжди позитивне. На першій половині швидкісного діапазону, до перетину регульованої характеристики з віссю швидкості циркуляція у двопотокових ГОМ КП з ПМП, на виході завжди має місце зворотній потік потужності через ГОП, а на другій половині швидкісного діапазону, до максимальної швидкості на ньому, має місце паралельний потік потужності в ГОМ КП і прямий потік потужності через ГОП.

Наукова новизна. Дослідження розподілу циркулюючих, у двопотокових безступінчастих ГОМТ, потужностей із втратами в гідрооб'ємних передачах і їх ККД, аналіз і встановлення взаємозв'язків у розподілі енергії за гілками двопотокових ГОМТ у процесі їх роботи у складі транспортних засобів і строгий доказ леми про наявність або відсутність циркуляції потужності у двопотокових гідрооб'ємно-механічних коробках передач – основа наукового обґрунтування методології аналізу безступінчастих ГОМТ у всіх можливих режимах роботи як на тягових, так і на транспортних швидкісних діапазонах будь-яких транспортних засобів, зокрема шахтних дизелевозів.

Практична значимість полягає у використанні закономірностей формування і передачі потоків потужності в елементах трансмісії для обґрунтування типу трансмісії, що забезпечує необхідне тягове зусилля і безступінчасте регулювання швидкості руху дизелевоза в заданому діапазоні при роботі дизельного двигуна з постійною частотою обертання коленвала, що забезпечує мінімальні викиди і витрати палива. Розподіл потоків накладає значне обмеження на структуру і кінематичну схему двопотокової безступінчастої трансмісії, яка для будь-якого необоротного варіатора повинна допускати лише паралельні потоки потужності від двигуна до коліс тягово-транспортної машини.

Ключові слова: дизелевоз, двопотокова трансмісія, аналіз, потік потужності, циркуляційні режими

Purpose. To formalize regulation characteristic of hydrostatic mechanical transmissions and establish interrelation of circular transfer ratio of closed circuit for double-split hydrostatic mechanical transmissions with the characteristic of hydrostatic transmission in case of planetary gear output. It is necessary for establishing the behavior principles of circular and non-circular operating modes in all hydrostatic mechanical transmission operating modes in case of planetary gear output.

Methodology. Theoretical studies of transmissions are based on the key issues of theory of machines and mechanisms and on the theory of closed double-split transmissions.

Findings. The result of the research is the interrelation of circular transfer ratio of double-split transmissions with regulation characteristic in case of planetary gear output. It is necessary for justifying the structural and kinematic schemes of a diesel locomotive transmission. It has been established that transfer ratio of planetary gear is always positive at descending regulation curve. In the first half of speed range, before regulation curve crosses velocity axis, the circulation in double-split hydrostatic mechanical transmissions with planetary gear is always accompanied by reverse power flow through hydrostatic transmission. While in the second half of speed range up to top speed there is parallel power flow in double-split hydrostatic mechanical transmissions and direct power flow through hydrostatic transmission.

Originality. Analysis of distributing powers circulating in double-split steplessly variable with loss in hydrostatic transmissions and their efficiency, determining relationships in distributing power on branches of double-split hydrostatic mechanical transmissions in the process of their performance as transport means, and strict demonstration of lemma concerning availability or absence of circulating power within double-split hydrostatic mechanical transmissions that is the basis of scientific substantiation of the methodology of steplessly variable double-split hydrostatic mechanical transmissions under any working mode both for traction and transport velocity ranges of any transport means including mine diesel locomotives.

Practical value. Using laws of formation and transfer of power paths within transmission components to substantiate the type of transmission required for necessary moving force and stepless cruise control of diesel locomotives within the given range when diesel engine has constant frequency of crankshaft rotation for minimum discharges and fuel consumption. Distribution of paths limits greatly both structure and kinematic scheme of double-split stepless transmission. For any nonreversible variator it should give only parallel power paths from the engine up to driving wheels of traction and transport machine.

Keywords: diesel locomotive, double-split transmission, analysis, power path, circulating modes

Рекомендовано до публікації докт. техн. наук С.С. Блохіним. Дата надходження рукопису 25.10.11.