

УДК 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

ЗАКОНОМЕРНОСТИ ПЕРЕДАЧИ МОЩНОСТИ ПО ВЕТВЯМ ДВУХПОТОЧНЫХ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ

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

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

LAWS OF POWER TRANSMISSION ON BRANCHES OF DOUBLE-SPLIT HYDROSTATIC MECHANICAL TRANSMISSIONS

Цель. Установить взаимосвязь кругового передаточного числа замкнутого контура с характером изменения потоков мощности в гидрообъемно-механических трансмиссиях и закономерности в характере изменения циркуляционных и безциркуляционных режимов работы во всем диапазоне рабочих режимов гидрообъемно-механических коробок передач.

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

Результаты. Результатами исследования являются взаимосвязи характера изменения циркулирующих в двухпоточных бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссиях (ГОМТ) мощностей с потерями в гидрообъемных передачах и их КПД, закономерности в характере изменения циркуляционных и безциркуляционных режимов во всем рабочем диапазоне гидрообъемно-механических коробок передач. Это в дальнейшем позволит установить взаимосвязи кругового передаточного отношения замкнутого контура двухпоточных гидрообъемно-механических коробок передач с параметром регулирования гидрообъемных передач в случаях планетарного механизма на выходе и на входе. Это необходимо для обоснования структурной и кинематической схем трансмиссий дизелевоза.

Научная новизна. Исследование распределения циркулирующих, в двухпоточных бесступенчатых 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 (ГОМ КП) – 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. Достоинства дизелевозов, распространенных во многих угледобывающих странах мира, определяют актуальность работ по созданию национальных образцов, формирующих перспективное направление шахтного локомотивостроения.

Силовые установки дизелевозов – тепловые двигатели, не в состоянии обеспечить изменение параметров потока механической энергии в пределах, требуемых для выполнения различных тяговых и маневровых работ. Регулирование силовых и скоростных параметров потока механической энергии в дизельных двигателях нерационально, так как расши-

рение диапазона регулирования связано со значительным расходом топлива и увеличением выхлопа в шахтную атмосферу. Для этих целей применяют преобразующе-передающую систему – трансмиссию, которая может быть выполнена по полнопоточной или двухпоточной схеме.

Постановка проблемы. Характерной особенностью двухпоточных бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий (ГОМТ) является наличие в их составе суммирующего планетарного механизма. Этот механизм может быть как простым, состоящим из одного планетарного ряда, так и сложным, состоящим из нескольких планетарных рядов с элементами управления (фрикционными, тормозами,

муфтами). Сложный планетарный механизм всегда можно свести к некоторому эквивалентному планетарному ряду, который может быть расположен как на входе ГОМТ, так и на выходе.

1. Как известно, в двухпоточных механических коробках передач потоки мощности от входного вала, связанного с ДВС, до выходного вала, связанного с ведущими колесами транспортного средства, могут идти параллельными потоками – в направлении от двигателей внутреннего сгорания (ДВС) до колес или циркулировать в замкнутом контуре. Подробно эти вопросы рассмотрены в классических трудах В.И. Красенькова и А.Д. Вашеца. В идеальном случае, без учета механических потерь в двухпоточных или многопоточных механических коробках передач, мощность двигателя, в конечном итоге, передается от входного вала коробки до ведущих колес, хотя внутри замкнутых контуров могут иметь место циркуляции мощности. Существенным отличием двухпоточных бесступенчатых ГОМТ от ступенчатых двухпоточных механических трансмиссий является то, что потери в гидрообъемной передаче (ГОП) и ее КПД существенно зависят от режима работы трансмиссии, что влияет на величину как параллельных потоков мощности, так и циркуляционных. К сожалению, строгого научного подхода к описанию распределения потоков мощности в двухпоточных ГОМТ на сегодняшний день нет. 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.

Анализ последних достижений и публикаций. Ближе всех к решению этой проблемы подошли авторы работы [1]. В работе [2] впервые представлена лемма, которая позволяет только по виду регулировочной характеристики ГОМТ сразу определить в каких скоростных диапазонах ГОМТ работает в режимах параллельных потоков мощности, а в каких – в режимах циркуляции мощности. При этом, в первом случае ГОП работает в прямом потоке мощности, а во втором – в обратном потоке мощности. В работе [3] вскрыты особенности поведения ГОП, работающих в прямом и обратном потоках мощности, их существенное отличие на сходных режимах (по угловым скоростям гидромашин, перепадам давления, параметрам регулирования). Показано существенное влияние на перераспределение потоков мощности в ГОМТ с учетом потерь в ГОП и их влияние на общий КПД трансмиссии. Автором указанная лемма (о наличии или отсутствии циркуляции в двухпоточных ГОМТ) уточнена и обобщена, однако все же не является строго доказанным утверждением уровня научного положения.

Исследование распределения циркулирующих, в двухпоточных бесступенчатых 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 (ГОМ КП) – 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.

Изложение основного материала. Доказательство указанной леммы проводится в три этапа. Необходимо:

1. Установить взаимосвязь кругового передаточного числа замкнутого контура с учетом потерь и КПД в гидрообъемных передачах с характером изменения потоков мощности в ГОМТ, выявить закономерности в характере изменения циркуляционных и безциркуляционных режимов работы во всем диапазоне рабочих режимов ГОМ КП – **цель работы**.

2. Формализовать регулировочные характеристики ГОМТ.

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

Этапы являются самостоятельными расчетно-теоретическими методиками и представляются впервые. Результаты 2 и 3 этапов, а также полные общие выводы по установлению закономерностей формирования, распределения и передачи потоков мощности по ветвям двухпоточных гидрообъемно-механических трансмиссий с минимумом механических потерь в элементах трансмиссии будут представлены в третьем номере журнала за 2012 год.

Рассмотрим класс двухпоточных бесступенчатых ГОМ КП с планетарным механизмом на выходе.

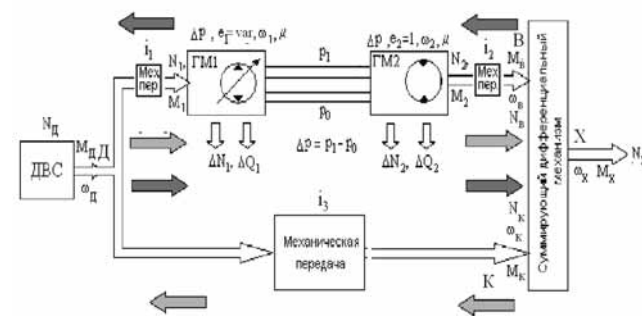


Рис. 1. Функциональная схема бесступенчатой ГОМ КП с планетарным механизмом на выходе

На рис. 1 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 объемные потери; p_0, p_1 – давление нагрузки и подпитки

соответственно; μ – средний коэффициент динамической вязкости рабочей жидкости. 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 гидромашин ГМ2 – редуктор с передаточным отношением i_2, i_3 – передаточное отношение механической передачи ($i_3=0$).

Отношение мощностей N_k к N_e на звеньях К и В имеет вид

$$\frac{N_k}{N_e} = \frac{M_k \omega_k}{M_e \omega_e} = -i'_{ek} \cdot \frac{\omega_k}{\omega_e} = -i'_{ek} \cdot \frac{\omega_d i_{kd}}{\omega_d i_{ed}} = -i'_{ek} \cdot i_{kd} \cdot i_{de} = -i_{de} \cdot i_{ek} \cdot i_{kd} \cdot \frac{i'_{ek}}{i_{ek}} = -\eta_{ek} \cdot i_{de} \cdot i_{ek} \cdot i_{kd} = -\eta_{ek} \cdot i_{dek};$$

$$\frac{N_e}{N_k} = \frac{1}{\eta_{ek} \cdot i_{de} \cdot i_{ek} \cdot i_{kd}} = \frac{i_{dk} \cdot i_{ke} \cdot i_{ed} \cdot i_{ek}}{i'_{ek}} = -\frac{i_{dk} \cdot i_{ke} \cdot i_{ed} \cdot i'_{ke}}{i_{ke}} = -\eta_{ke} \cdot i_{dk} \cdot i_{ke} \cdot i_{ed} = -\eta_{ke} \cdot i_{dek},$$

где i_{dek} и i_{dek} – круговые передаточные отношения замкнутого контура.

Рассмотрим три возможных режима работы ГОМТ (рис. 2).

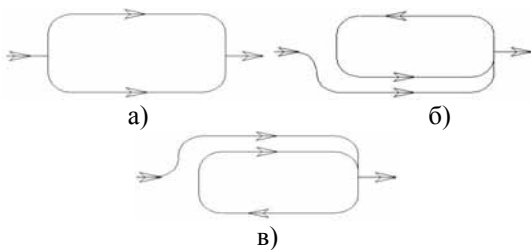


Рис. 2. Возможные распределения потоков мощности в двухпоточных ГОМТ: а) параллельное; б) с перегрузом механической ветви; в) с перегрузом гидравлической ветви

В случае 1 (рис. 2, а), параллельного распределения потоков мощности при отсутствии циркуляции в замкнутом контуре (рис. 1), имеем

$$N_D = \frac{N_k}{\eta_{dk}} + \frac{N_e}{\eta_{de}} = \frac{N_k}{\eta_{dk}} + \left(-\frac{N_k \cdot \eta_{ke} \cdot i_{dek}}{\eta_{de}} \right) = N_k \cdot \left(\frac{1}{\eta_{dk}} - \frac{\eta_{ke} \cdot i_{dek}}{\eta_{de}} \right) \Rightarrow \frac{N_k}{N_D} = \frac{\eta_{de} \cdot \eta_{dk}}{\eta_{de} \cdot \eta_{dk} - \eta_{ke} \cdot i_{dek}}$$

Выражая из соотношения (2) N_k через N_e и подставляя в (3), получим

$$\frac{N_e}{N_D} = \frac{\eta_{dk} \cdot \eta_{de} \cdot \eta_{ke} \cdot i_{dek}}{\eta_{dk} \cdot \eta_{ke} \cdot i_{dek} - \eta_{de}}$$

Очевидно, на основании (3) и (4), $N_e/N_k = -\eta_{ke} \cdot i_{dek}$.

Учитывая, что, при параллельных потоках мощности по обеим ветвям ГОМТ, ГОП работает в прямом потоке мощности, и пренебрегая потерями в зубчатых зацеплениях по сравнению с потерями в ГОП, имеем

$$\eta_{de} = \eta_{ГОП} \text{ и } \eta_{ke} = \eta_{dk} = 1.$$

Тогда из (3) и (4) получим важные соотношения

$$\frac{N_k}{N_D} = \frac{\eta_{ГОП}}{\eta_{ГОП} - i_{dek}}$$

и

$$\frac{N_e}{N_D} = \frac{\eta_{ГОП} \cdot i_{dek}}{i_{dek} - \eta_{ГОП}}$$

В случае 2 (рис. 2, б), циркуляции мощности в контуре в направлении ДКВД, когда ГОП работает в обратном потоке мощности, учитывая соотношения (5), имеем

$$N_D + |N_e| \cdot \eta_{ГОП} = N_k; \Rightarrow \frac{N_k}{N_D} = \frac{1}{1 - i_{dek} \cdot \eta_{ГОП}}; \quad N_e = -N_k \cdot i_{dek}.$$

$$N_D + |N_e| \cdot \eta_{ГОП} = N_k; \Rightarrow \frac{N_e}{N_D} = \frac{i_{dek}}{i_{dek} \cdot \eta_{ГОП} - 1}. \quad N_k = -N_e / i_{dek}.$$

В случае 3 (рис. 2, в), циркуляции мощности в контуре в направлении ДКВД, когда ГОП работает в прямом потоке мощности, учитывая соотношения (5), имеем

$$(N_D + |N_k|) \cdot \eta_{ГОП} = N_e; \Rightarrow \frac{N_k}{N_D} = \frac{\eta_{ГОП}}{\eta_{ГОП} - i_{dek}}; \quad N_e = -N_k \cdot i_{dek}.$$

$$(N_D + |N_k|) \cdot \eta_{ГОП} = N_e; \Rightarrow \frac{N_e}{N_D} = \frac{\eta_{ГОП} \cdot i_{dek}}{i_{dek} - \eta_{ГОП}}. \quad N_k = -N_e / i_{dek}.$$

Обобщая соотношения (6)–(11), описывающие рассмотренные три направления потоков мощности (рис. 2), можем записать универсальные выражения

$$\frac{N_k}{N_D} = \frac{\eta_{ГОП}^{\pm 1}}{\eta_{ГОП}^{\pm 1} - i_{dkвд}}; \quad (12)$$

$$\frac{N_в}{N_D} = \frac{\eta_{ГОП}^{\pm 1} \cdot i_{dkвд}}{i_{dkвд} - \eta_{ГОП}^{\pm 1}}. \quad (13)$$

Универсальность выражений (12), (13) состоит в том, что в случае 1, при параллельных потоках мощности в ГОМТ (рис. 2, а), когда ГОП работает в прямом потоке мощности, показатель степени при $\eta_{ГОП}$ равен +1. Круговое передаточное отношение контура строго отрицательно ($i_{dkвд} < 0$). В этом случае универсальные выражения приводят к соотношениям (6) и (7).

В случае 2, при циркуляции мощности в контуре в направлении ДКВД, когда ГОП работает в обратном потоке мощности (рис. 2, б), показатель степени при $\eta_{ГОП}$ равен -1. Круговое передаточное отношение контура строго положительно ($i_{dkвд} > 0$). В этом случае универсальные выражения (12) и (13) приводят к соотношениям (8) и (9).

В случае 3, при циркуляции мощности в контуре в направлении ДВКД, когда ГОП работает в прямом

потоке мощности (рис. 2, в), показатель степени при $\eta_{ГОП}$ равен +1. Круговое передаточное отношение контура строго положительно ($i_{dkвд} > 0$). В этом случае универсальные выражения (12) и (13) приводят к соотношениям (10) и (11), которые, в свою очередь, совпадают с соотношениями (6) и (7) для случая 1. Акцентируем внимание на то, что при одинаковых соотношениях для случая 1 и 3 используются разные по знаку круговые передаточные отношения контура ($i_{dkвд} < 0$ и $i_{dkвд} > 0$ для случаев 1 и 3 соответственно).

В идеальном случае, при отсутствии потерь в ГОП ($\eta_{ГОП} = 1$), как частный случай, получим известные соотношения работ В.И. Красенькова и А.Д. Вашеца, которые для всех трех случаев направлений мощности в ГОМТ одинаковы

$$\frac{N_k}{N_D} = \frac{1}{1 - i_{dkвд}}; \quad \frac{N_в}{N_D} = \frac{i_{dkвд}}{i_{dkвд} - 1}. \quad (14)$$

В случае 1 $i_{dkвд} < 0$ и циркуляция мощности в контуре ДКВД отсутствует. На рис. 3 показаны графики отношений N_k / N_D и $N_в / N_D$ в случае отсутствия потерь в ГОП и с их учетом. Видно, что при уменьшении $\eta_{ГОП}$ с 1 до 0,1, соответственно уменьшаются ординаты отношений N_k / N_D и $N_в / N_D$ (II квадрант системы координат рис. 3).

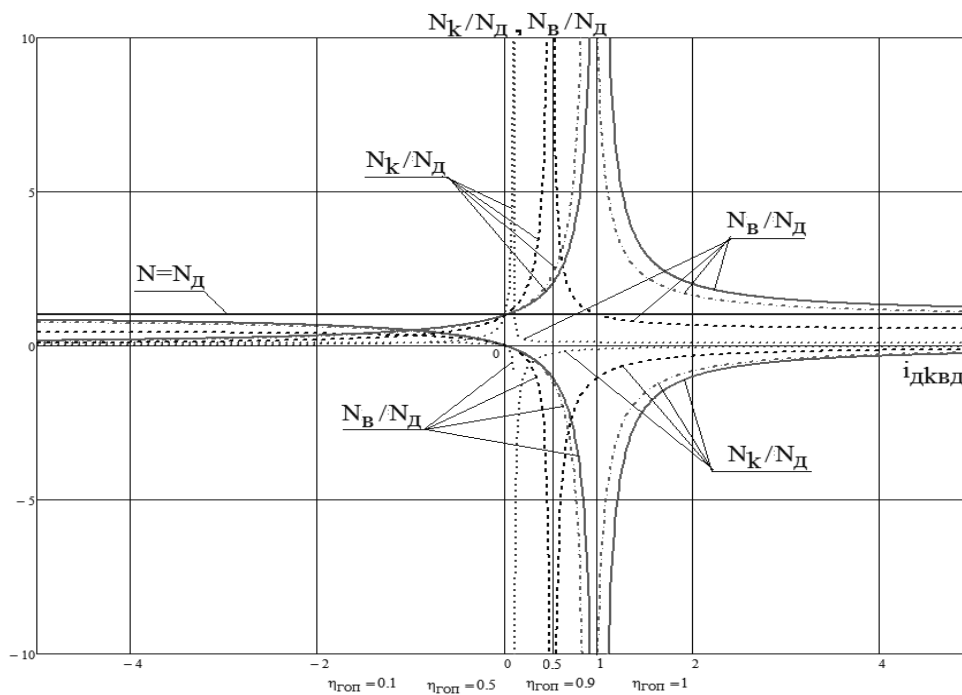


Рис. 3. Взаимосвязи циркулирующих мощностей с круговым передаточным отношением контура ГОМТ для случаев 1 и 3

В случае 2 $i_{dkвд} > 0$ и при обращении знаменателей в выражениях (12), (13) в нуль, то есть в точках пересечения вертикальных асимптот с осью $i_{dkвд}$, в точках $i_{dkвд} = 1/\eta_{ГОП}$ теоретически циркулирующие мощно-

сти N_k и $N_в$ равны по абсолютной величине бесконечности и имеют разные знаки. При переходе через точки $i_{dkвд} = 1/\eta_{ГОП}$ циркулирующие мощности меняют знаки. В случае 2 циркулирующая мощность $N_в$ противоположна по направлению, а значит и по знаку с

мощностью двигателя N_d . И отношения N_k / N_d и N_e / N_d рассматриваются, соответственно, в I и IV квадрантах системы координат на рис. 4 при $0 < i_{оквд} < 1 / \eta_{ГОП}$.

В этом случае перегружено звено К. С уменьшением $\eta_{ГОП}$ от 1 до 0,1 вертикальная асимптота

$i_{оквд} = 1 / \eta_{ГОП}$ отодвигается от оси ординат вправо, циркулирующие мощности N_k и N_e уменьшаются при этом по абсолютной величине, по сравнению со случаем отсутствия потерь при $\eta_{ГОП} = 1$ (рис. 4).

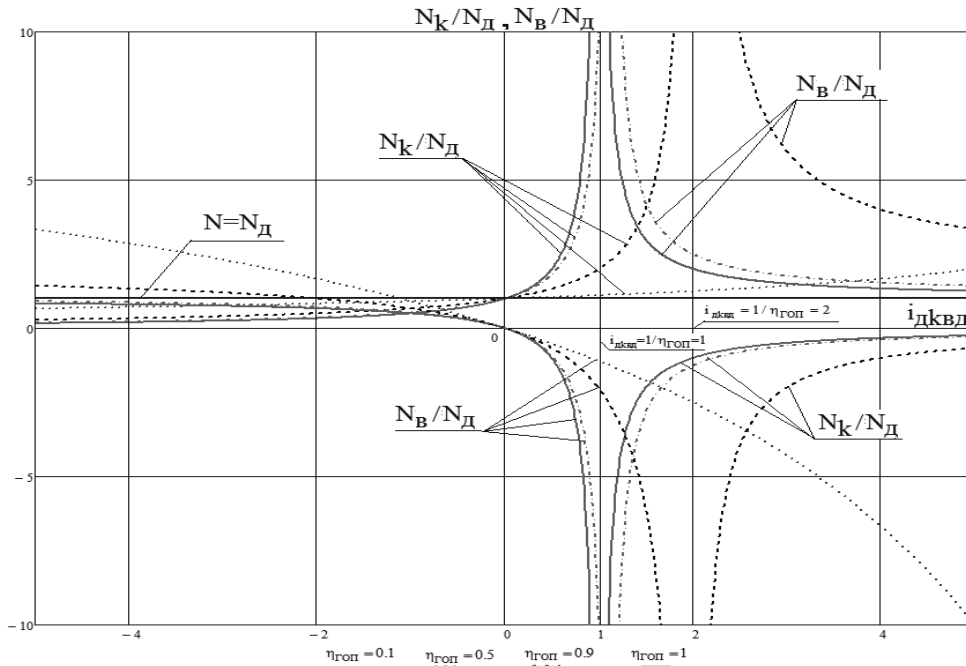


Рис. 4. Взаимосвязи циркулирующих мощностей с круговым передаточным отношением контура ГОМТ для случая 2

Так при $\eta_{ГОП} = 0,5$ вертикальная асимптота $i_{оквд} = 1 / \eta_{ГОП} = 2$ (рис. 4); при $\eta_{ГОП} = 0,9$ вертикальная асимптота $i_{оквд} = 1 / \eta_{ГОП} = 1,1$; при $\eta_{ГОП} = 0,1$ вертикальная асимптота $i_{оквд} = 1 / \eta_{ГОП} = 10$ и выходит за пределы рис. 4. Следует отметить, что в случае 2 циркуляция мощности начинается при $i_{оквд} = 0$ и продолжается до $i_{оквд} = 1 / \eta_{ГОП}$.

В случае 3 $i_{оквд} > 0$ (рис. 3) и при обращении знаменателей в выражениях (10), (11) в нуль, то есть в точках пересечения вертикальных асимптот с осью $i_{оквд}$ в точках $i_{оквд} = \eta_{ГОП}$, теоретически циркулирующие мощности N_k и N_e устремляются в бесконечность по абсолютной величине и имеют разные знаки. При переходе через точки $i_{оквд} = \eta_{ГОП}$ циркулирующие мощности меняют знаки.

В случае 3 циркулирующая мощность N_e совпадает по направлению, а значит и по знаку, с мощностью двигателя N_d . И отношения N_k / N_d и N_e / N_d рассматриваются, соответственно, в I и IV квадрантах системы координат на рис. 3 при $i_{оквд} > \eta_{ГОП}$. В этом случае перегружена ГОП и звено В. С уменьшением $\eta_{ГОП}$ от 1 до 0,1 вертикальная асимптота $i_{оквд} = \eta_{ГОП}$ приближается к оси ординат справа налево, циркулирующие мощности N_k и N_e уменьшаются при этом по абсолютной величине, по сравнению со случаем отсутствия потерь при $\eta_{ГОП} = 1$ (рис. 3).

Так, при $\eta_{ГОП} = 0,5$ вертикальная асимптота $i_{оквд} = \eta_{ГОП} = 0,5$ (рис. 3); при $\eta_{ГОП} = 0,9$ вертикальная асимптота $i_{оквд} = \eta_{ГОП} = 0,9$; при $\eta_{ГОП} = 0,1$ вертикальная асимптота $i_{оквд} = \eta_{ГОП} = 0,1$. Следует отметить, что в случае 3 циркуляция мощности начинается при $\eta_{ГОП} = 0,5$ и продолжается с ростом $i_{оквд}$. Однако потери в ГОП и ее КПД существенно меняют характер циркуляции мощности. Так в интервале $0,5 < i_{оквд} < 1$ при $\eta_{ГОП} = 0,5$ без учета потерь (при $\eta_{ГОП} = 1$) в замкнутом контуре ГОМ КП должна быть, теоретически, циркуляция по случаю 2 с обратным потоком мощности через ГОП, а с учетом потерь (при $\eta_{ГОП} = 0,5$) в этом интервале наблюдается циркуляция по случаю 3 с прямым потоком мощности через ГОП.

Таким образом, в результате проведенного анализа выявлены взаимосвязи характера изменения циркулирующих в двухпоточных бесступенчатых ГОМТ мощностей с потерями в гидрообъемных передачах и их КПД.

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), *Dynamika transportno-tiagovykh kolesnykh i gusenichnykh mashyn* [Dynamics of Trans-

port-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 losses in the planetary mechanisms of transmissions and results of research of streams of powers in double-split hydrostatic mechanical transmissions”, *Computer-integrated technologies and energy-savings*, Published by NTU “KHPI”, Kharkov, no.4, pp. 76–83.

3. Самородов В.Б. Сравнение универсальных характеристик гидрообъемных передач, как элементов перспективных бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий украинских тракторов / В.Б. Самородов, М.Б. Бурлыга, А.А. Коваль // Східно-європейський журнал передових технологій. – Харків, 2009. – №5(35). – С. 27–30.

Samorodov, V.B., Burlyga, M.B. and Koval, A.A. (2009), “Comparison of universal descriptions of hydrovolumetric transmissions, as elements of perspective stepless double-split hydrostatic mechanical transmissions of the Ukrainian tractors” *Shkhidno-evropeyskiy zhurnal peredovykh technologi*, Kharkiv, no.5(35), pp. 27–30.

Мета. Встановити взаємозв’язок кругового передавального числа замкнутого контура з характером зміни потоків потужності в гидрооб’ємно-механічних трансмісіях, і закономірності в характері зміни циркуляційних і безциркуляційних режимів роботи у всьому діапазоні робочих режимів гидрооб’ємно-механічних коробок передач.

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

Результати. Результатами дослідження є взаємозв’язки характеру зміни циркулюючих у двопотокових безступінчастих гидрооб’ємно-механічних трансмісіях потужностей із втратами в гидрооб’ємних передачах і їх ККД, закономірності в характері зміни циркуляційних і безциркуляційних режимів у всьому робочому діапазоні гидрооб’ємно-механічних коробок передач. Це в подальшому дозволить встановити взаємозв’язки кругового передавального відношення замкнутого контура двопотокових гидрооб’ємно-механічних коробок передач з параметром регулювання гидрооб’ємних передач у випадках планетарного механізму на виході і на вході. Це необхідно для обґрунтування структурної і кінематичної схем трансмісій дизельовоза.

Наукова новизна. Дослідження розподілу циркулюючих, у двопотокових безступінчастих ГОМТ, потужностей із втратами в гидрооб’ємних передачах і їх ККД, аналіз і встановлення взаємозв’язків у розподілі енергії по гілках двопотокових ГОМТ у процесі їх роботи у складі транспортних засобів і чіткий до-

каз леми про наявність або відсутність циркуляції потужності у двопотокових гидрооб’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 дизельовозів.

Практична значущість 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 дизельовозу з заданому діапазоні при роботі дизельовозу з постійною частотою обертання коленивала, 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: дизельовоз, двопотокова трансмісія, аналіз, потік потужності, циркуляційні режими

Purpose. To determine relationship of circular transmission number of closed loop with the character of power transmission change in hydrostatic mechanical transmissions as well as laws in the character of changes within both circulatory and non-circulatory modes over the range of service conditions for hydrostatic mechanical transmissions.

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. Relationships of character of changes in power circulating in double-split stepless hydrostatic mechanical transmissions and their efficiency loss in hydrostatic mechanical transmissions, laws concerning the character of circulatory and non-circulatory modes changes over the range of service conditions for hydrostatic mechanical transmissions has been established. In future it will help to determine relationships between circular transmission loop of double-split hydrostatic mechanical transmissions and the control parameter of hydrostatic transmissions in the context of planetary gear in output and input.

Originality is in analysis of distribution of powers circulating in double-split stepless hydrostatic mechanical transmissions with loss of their efficiency, determination of relationships of power distribution between 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 stepless 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 is in 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 restricts both structure and kinematic scheme

of double-split stepless transmission. It should give only parallel power paths from the engine to driving wheels of traction and transport machine for any nonreversible variator.

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

Рекомендовано до публікації докт. техн. наук С.С. Блохіним. Дата находження рукопису 20.10.11

УДК 621.926.5+531.3

Б.В. Виноградов, д-р техн. наук, проф.

Государственное высшее учебное заведение „Украинский государственный химико-технологический университет“, г. Днепропетровск, Украина, e-mail: bvvin@mail.ru

СТАТИКА И ДИНАМИКА ДВУХДВИГАТЕЛЬНЫХ ПРИВОДОВ БАРАБАНЫХ МЕЛЬНИЦ

B.V. Vinogradov, Dr. Sci. (Tech.), Professor

State Higher Educational Institution “Ukrainian State University of Chemical Technology”, Dnepropetrovsk, Ukraine, e-mail: bvvin@mail.ru

STATICS AND DYNAMICS OF TWO-MOTOR TUMBLING MILLS DRIVES

Цель. Исследование нагрузок в двухдвигательных синхронных приводах барабанных мельниц, а также влияния крутильной жесткости линий передач двигателей на распределение крутящего момента и величину его динамической составляющей.

Методика. Рассмотрена статическая составляющая угла рассогласования, приводящая к неравномерному распределению нагрузки между линиями передач, и кинематическая составляющая, определяемая, в основном, накопленной ошибкой шага открытого зубчатого зацепления и радиальным биением зубчатого венца. Неравномерность распределения нагрузки характеризуется коэффициентом, который показывает во сколько раз нагрузка, воспринимаемая линией передач каждого двигателя, больше номинальной, при которой двигатели загружены равномерно. Для оценки влияния динамической составляющей на загруженность привода введен коэффициент динамичности, показывающий, во сколько раз максимальная нагрузка в наиболее нагруженной линии передач больше номинальной величины. Поскольку частоты кинематического возмущения определены частотой вращения барабана, то единственным параметром, которым можно влиять на величину динамической составляющей крутящего момента, является жесткость механической передачи.

Результаты. Анализ полученных данных показывает, что при низких частотах возмущения, когда кинематические возмущения происходят с частотой вращения зубчатого венца, резонанс может наступить при малой жесткости механической передачи и, несмотря на увеличение крутильных деформаций, динамическая составляющая крутящего момента будет пренебрежительно мала по сравнению с его номинальной величиной. С увеличением жесткости передач соответственно будет увеличиваться и динамическая составляющая крутящего момента. При частоте возмущений, соответствующей частоте вращения приводной шестерни, резонанс произойдет, если жесткость электромеханических передач будет относительно большой и увеличение крутильных деформаций может привести к недопустимым нагрузкам. В результате показано, что ограничение динамической нагрузки и более равномерное распределение статической нагрузки в приводе, вызванных статическими и кинематическими углами рассогласования роторов, можно обеспечить снижением крутильной жесткости электромеханических передач.

Научная новизна. Установлено влияние жесткости механических передач на статические и динамические нагрузки в двухдвигательном приводе барабанных мельниц.

Практическая значимость. Показана возможность ограничения динамических и равномерного распределения статических нагрузок в двухдвигательных синхронных приводах барабанных мельниц за счет понижения жесткости механических передач.

Ключевые слова: *барабанная мельница, синхронный двигатель, двухдвигательный привод, жесткость, динамика*

Одним из путей снижения себестоимости переработки руд является укрупнение единичной мощно-

сти размольного оборудования [1]. При создании крупных барабанных мельниц значительные трудности возникают при проектировании электромеханического привода.