

цилиндрической зубчатой передаче:

$$\Omega_{1\text{верч}} = \Omega_{1\text{отн}} \cos \gamma_{11}^v, \quad (24)$$

для ножек зубьев ведущего колеса и головок ведомого:

$$\Omega_{2\text{верч}} = \Omega_{2\text{отн}} \cos \gamma_{12}^v. \quad (25)$$

При наличии относительного скольжения центр вращения находится на линии, перпендикулярной к вектору относительной скорости скольжения в проходящей через точку контакта на определенном расстоянии для головок зубьев ведущего колеса и ножек зубьев ведомого.

Одной из причин износа поверхностей зубьев является скольжение:

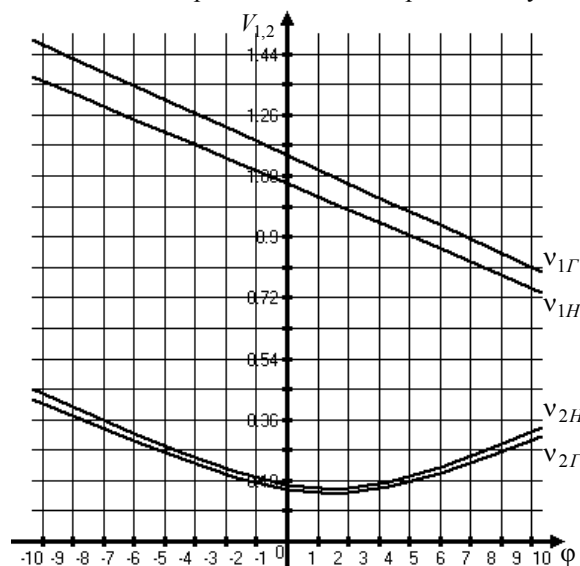


Рисунок 3 – Коэффициент скольжения зубьев

$$v = \frac{V_c}{V_{1,2}}, \quad (26)$$

где  $V_c$  – скорость скольжения,  $V_{1,2}$  – скорость точки профиля, находящейся в контакте.

**Выводы.** Анализ зависимости (26) показывает, что коэффициент скольжения имеет минимальное значение в горловом сечении глобоидно-цилиндрической зубчатой круговинтовой передачи, и максимальное – на границе торцевых плоскостей глобоидного колеса.

Из рисунка 3 следует, что коэффициент скольжения зубьев на головках и ножках отличается незначительно для одного зуба.

При контактировании головки зуба ведомого колеса с ножкой зуба ведущего колеса коэффициент скольжения значительно выше, чем при контактировании головки зуба ведущего колеса с ножкой ведомого колеса, где он очень близок.

Следовательно, контакт головки зуба ведомого колеса с ножкой зуба ведущего колеса менее благоприятный. Поэтому следует ожидать первоначальный износ их до приработки выше, чем на головках ведущего колеса с ножками ведомого.

**Список литературы:** 1. Дусев И.И. Кривизна нормальных сечений зубьев пространственных зацеплений // Тр. Новочеркасского политехн. ин-та – Новочеркасск, 1963. – Т.149. – С.113-119. 2. Краснощеков Н.Н., Федякин Р.В., Чесноков В.А. Теория зацепления Новикова. – М.: Наука, 1976. – 173с. 3. Крылов Н.Н. Глобоидное зацепление с точечным контактом // Зубчатые передачи с зацеплением Новикова. Сборник статей. Выпуск II. – М.: ВРМА им. Н.Е. Жуковского, 1962. 4. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584с. 5. Павленко А.В., Федякин Р.В., Чесноков В.А. Зубчатые передачи с зацеплением Новикова. – Киев, Техніка, 1978. – 144с. 6. Трубников В.А. Исследование геометрии и нагрузочной способности винтовой передачи с элементами глобоидности. Автореф. дисс. ... канд.техн.наук. – Л., 1972. – 20с. 7. Утутов Н.Л., Коробка Н.В. Уравнения поверхностей зубьев глобоидно-цилиндрической зубчатой передачи Новикова // Вестник Восточноукр. нац. ун-та им. В. Даля. – Луганск, 2012. – №13(184), ч.1 – С.103-107.

Поступила (received) 25.02.2014

А.Л. ФИЛИПЕНКОВ, д.т.н., профессор БГТУ "Военмех", С.-Петербург, Россия

## АНАЛИЗ ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ С ЦИРКУЛЯЮЩЕЙ МОЩНОСТИ В ЗАМКНУТОМ КОНТУРЕ

Рассмотрены структурные и кинематические схемы двухступенчатых планетарных передач, составленные из механизмов известных типов. Особое внимание уделено анализу двухступенчатых передач с циркулирующей мощностью в замкнутом контуре и определению их коэффициента полезного действия.

**Ключевые слова:** планетарная передача, коэффициент полезного действия.

**Постановка проблемы.** Известные преимущества планетарных передач обусловили их широкое применение в различных отраслях техники. Накопленный опыт проектирования и расчета основных типов представлен в известных справочниках и методических рекомендациях ГОССТАНДАРТА [1-5 и др.]. Вместе с тем, в течение двух последних десятилетий справочная литература, посвященная планетарным передачам, не издавалась. Этот недостаток недостаточно восполнялся статьями в научно-технических сборниках и журналах. Предпринимаемые в настоящее время попытки изыскать пути повышения несущей способности и КПД планетарных передач в ряде статей не опираются на достоверные теоретические принципы и результаты экспериментальных исследований. В основание предлагаемых конструкций планетарных передач закладываются варианты кинематических схем с недопустимо высокой циркулирующей мощностью в замкнутом контуре [6], дается ошибочная трактовка понятия многопоточности и вводится необоснованная новая терминология.

В данной статье ставится задача синтеза и анализа всех возможных структурных и кинематических схем двухступенчатых планетарных передач. Особое внимание уделяется вопросам выбора рациональных вариантов кинематических схем и методики расчета КПД замкнутых передач с циркулирующей мощностью.

### Классификация и кинематические формулы планетарных передач.

Многоступенчатые планетарные передачи составляют из механизмов, основные типы которых классифицированы в рекомендациях ГОССТАНДАРТА [4], рисунок 1. Для обозначения основных звеньев использованы символы  $a$ ,  $b$ , водила –  $h$ , а для венцов сателлитов –  $g$  и  $f$ .

Для расчета кинематики планетарных передач используют символ угловой скорости  $\omega$  с добавлением индекса звена. Передаточное отношение между звеньями обозначается буквой  $i$  с добавлением двух индексов, соответствующих обозначениям вращающихся звеньев. Верхний индекс соответствует обозначению звена, относительно которого рассматривается движение двух других звеньев. В общем случае для планетарного механизма с основными звеньями  $A$ ,  $B$  и  $C$ , соответственно, с угловыми скоростями  $\omega_A$ ,  $\omega_B$  и  $\omega_C$  установлена следующая система условных обозначений передаточных отношений

$$\begin{aligned} i_{AC}^B &= (\omega_A - \omega_B) / (\omega_C - \omega_B) = \omega_A / \omega_C, \text{ если } \omega_B = 0; \\ i_{AB}^C &= (\omega_A - \omega_C) / (\omega_B - \omega_C) = \omega_A / \omega_B, \text{ если } \omega_C = 0; \\ i_{BC}^A &= (\omega_B - \omega_A) / (\omega_C - \omega_A) = \omega_B / \omega_C, \text{ если } \omega_A = 0. \end{aligned} \quad (1)$$

Передаточные отношения планетарной передачи связаны между собой тождественными равенствами

$$i_{AB}^C = 1 - i_{AC}^B; \quad i_{AB}^C = 1 / i_{BA}^C. \quad (2)$$

С помощью уравнений (2) можно определить любое передаточное отношение через известное передаточное отношение  $i_{ab}^h$ , связывающее угловые скорости центральных колес  $a$  и  $b$  при невращающемся водиле  $h$ , которое называется передаточным отношением передачи с остановленным водилом. Передаточное отношение  $i_{ab}^h$  определяют по известным правилам, как для передач с неподвижными осями зубчатых колес, через отношения начальных диаметры зубчатых колес или отношения числа зубьев (см. рисунок 1). Все прочие передаточные отношения планетарной передачи в соответствии с методом Виллиса выражают через отношение  $i_{ab}^h$  на основании тождественных равенств (2)

$$i_{ah}^b = 1 - i_{ab}^h; i_{bh}^a = 1 - i_{ba}^h = 1 - 1/i_{ab}^h.$$

Для расчета кинематики и прочности передачи типа  $A$  используется кинематический параметр, который представляет собой отношение чисел зубьев  $p = z_b/z_a$ . В соответствии с этим обозначением для передачи типа  $A$  установлено

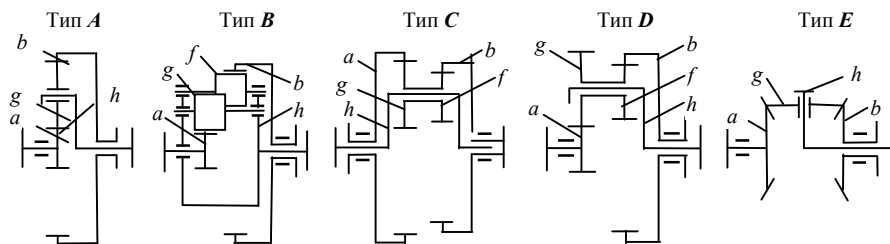
$$i_{ab}^h = -p; i_{ah}^b = 1 + p; i_{bh}^a = 1 + 1/p.$$

Аналогичные зависимости могут быть установлены для всех типов передач, которые показаны на рисунке 1.

Планетарный механизм, у которого вращаются все основные звенья, называют дифференциалом. Скорость вращения любого основного звена  $A$ ,  $B$  или  $C$  может быть определена в соответствии с формулами (1) и (2) в зависимости от скоростей вращения двух других звеньев

$$\omega_A = \omega_B i_{AB}^C + \omega_C i_{AC}^B; \omega_B = \omega_A i_{BA}^C + \omega_C i_{BC}^A; \omega_C = \omega_B i_{CB}^A + \omega_A i_{CA}^B.$$

Кинематическая формула одноступенчатой планетарной передачи в соответствии с методическими рекомендациями [4] составляется из буквы обозначения типа передачи с добавлением внизу двух индексов, соответствующих обозначениям ведомого и ведущего основных звеньев. Вверху проставляется индекс, соответствующий обозначению неподвижного звена. Например, обозначение  $A_{ha}^b$  соответствует передаче типа  $A$ , у которой ведомым звеном является водило  $h$ , ведущим звеном – колесо  $a$ , а неподвижным звеном – колесо  $b$ .



$$i_{ab}^h = -z_b/z_a; i_{ab}^h = -z_b z_g / (z_f z_a); i_{ab}^h = z_b z_g / (z_f z_a); i_{ab}^h = z_b z_g / (z_f z_a); i_{ab}^h = -z_b/z_a$$

Рисунок 1 – Основные типы планетарных передач [4]

**Структурные схемы многоступенчатых передач.** При синтезе передач на первом этапе удобно использовать структурные схемы, в которых любые планетарные механизмы представлены в виде объекта с тремя основными звеньями  $A$ ,  $B$ ,  $C$ , рисунок 2,а. Основные звенья на структурных схемах показывают чертой, проведенной перпендикулярно к черте символического обозначения звена.

Звенья планетарного механизма, соединяемые друг с другом, обозначают буквами  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$ . При необходимости выделения водила, его положение в структурных схемах показывают удвоенной или утолщенной линией, рисунок 2,б.

При синтезе и анализе структурных схем учитывается, что планетарный механизм в общем случае имеет две кинематические степени свободы и поэтому угловая скорость основного звена, например, звена  $A$ , определяется в зависимости от угловых скоростей двух других основных звеньев  $B$  и  $C$

$$\omega_A = i_{AB}^C \omega_B + i_{AC}^B \omega_C.$$

Планетарный механизм с двумя кинематическими степенями свободы называют дифференциалом. Условие равновесия в статике или при равномерном вращении основных звеньев дифференциалов имеет вид

$$T_A + T_B + T_C = 0,$$

где  $T_A$ ,  $T_B$ ,  $T_C$  – внешние моменты, действующие на основные звенья  $A$ ,  $B$  и  $C$ .

Из условия сохранения энергии, пренебрегая потерями на трение, определим уравнение баланса мощности в виде

$$T_A \omega_A + T_B \omega_B + T_C \omega_C = 0.$$

Положительная величина произведения  $T \cdot \omega$  соответствует ведущим звеньям, а отрицательная величина – ведомым.

Из двух последних уравнений установлена следующая зависимость для отношения моментов на основных звеньях

$$T_A / T_B = -i_{BA}^C = -1/i_{AB}^C.$$

Отношение моментов на основных звеньях обратно пропорционально передаточному отношению между этими звеньями, взятому с отрицательным знаком. Обратим внимание, что при данном варианте определения отношения моментов влияние трения не учитывается.

Каждый планетарный механизм имеет две кинематические степени свободы, поэтому число степеней свободы двух планетарных механизмов равно четырем. Чтобы получить структурную схему двухступенчатой передачи с одной степенью свободы необходимо наложить три внутренние и/или внешние связи. Внутренние связи представляют собой соединения основных звеньев соседних механизмов, а внешние связи – это соединения основного звена с корпусом. В структурной схеме на рисунке 3,а в качестве связей использовано соединение звеньев планетарных механизмов 1 и 2 между собой, т.е. использованы две внутренние связи, а затем на одно из этих соединений (основное звено  $C$ ) накладывается внешняя связь. Входными и выходными валами, т.е. приводными валами, полученной передачи являются основные звенья  $A$  и  $B$ . Эта схема полностью идентична варианту, когда используется одна внутренняя связь (на звене  $\alpha$ ) и две внешние связи, накладываемые на звенья  $\beta$  и  $\gamma$ . На рисунке 2,б внешняя связь накладывается на основное звено  $B$  и приводными валами являются, соответственно, основные звенья  $A$  и  $C$ .

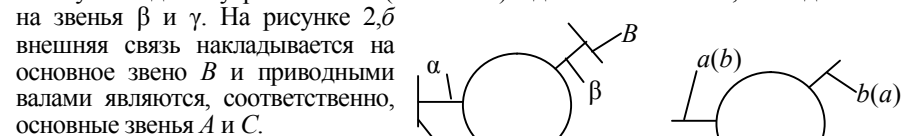


Рисунок 2 – Структурная схема планетарного механизма

В зависимости от вариантов соединения основных звеньев с приводными валами или корпусом в планетарном механизме

можно реализовать шесть кинематических схем. В двухступенчатой передаче по структурной схеме на рисунке 3,а можно создать  $6^2=36$  кинематических схем, каждой из которых соответствует кинематическая схема по структуре на рисунке 3,б.

В структурной схеме на рисунке 3,а звено  $C$  не вращается, поэтому реализуется только один поток мощности через звено  $\alpha$  и передаточное отношение определяется в виде произведения передаточных отношений планетарных механизмов

$$i_{AB}^C = i_{A\alpha}^\beta i_{\alpha B}^\gamma.$$

Формула условного обозначения двухступенчатой передачи, соответствующая по своей структуре рисунку 3,а, представляет собой последовательное объединение обозначений составляющих его механизмов. Например, обозначение  $A_{h1a1}^{b1} A_{h2a2}^{b2}$  соответствует двухступенчатой передаче, составленной из двух механизмов типа  $A$ , у которой в каждой ступени ведомым звеном является водило  $h$ , ведущим звено – колесо  $a$ , а неподвижным звеном – колесо  $b$ . При этом ступень  $A_{h1a1}^{b1}$  является ведомой (выходной ступенью), а ступень  $A_{h2a2}^{b2}$  – ведущей (входной ступенью).

Обратим внимание, что структурная схема передачи на рисунке 3,а предполагает возможность изменения передаточного отношения или изменения направления вращения выходного вала в зависимости от того, какое из звеньев  $\alpha$  или  $\beta$  останавливается с помощью тормоза.

В структурной схеме на рисунке 3,б планетарный механизм с первым номером представляет собой дифференциал, с помощью которого поток мощности разделяется или суммируется на приводном валу  $A$ . Звенья передачи образуют замкнутый контур, поэтому передачи, выполненные по этой структурной схеме, называют замкнутыми или дифференциально-замкнутыми. В сравнении с вариантом структурной схемы на рисунке 3,а, в рассматриваемом варианте меняется положение внешней связи и положение одного из приводных валов, поэтому передаточное число можно установить в соответствии с формулой (2) в виде

$$i_{AC}^B = 1 - i_{AB}^C = 1 - i_{A\alpha}^\beta i_{\alpha B}^\gamma = 1 - i_{A\alpha}^\beta (1 - i_{\alpha\gamma}^B) = i_{AC}^\alpha + i_{AC}^\beta; \quad i_{CA}^B = 1 / i_{AC}^B = 1 / (i_{AC}^\alpha + i_{AC}^\beta),$$

где  $i_{AC}^\alpha = i_{A\alpha}^\beta$ ,  $i_{AC}^\beta = i_{\alpha B}^\gamma$  – передаточные отношения ветвей замкнутого контура.

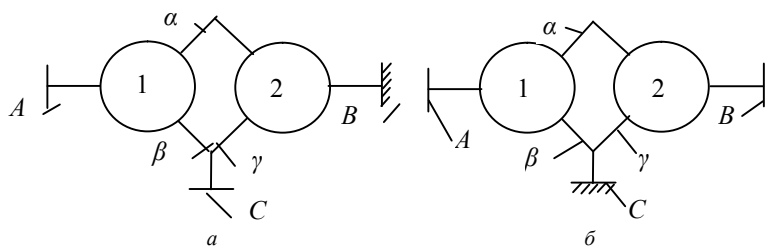


Рисунок 3 – Структурные схемы двухступенчатых передач с одним входным и одним выходным валами

Передаточное отношение замкнутой передачи отличается на единицу от передачи с последовательным соединением планетарных механизмов. Как следует из расчетной зависимости, передаточное отношение дифференциально-замкнутой передачи можно также рассчитывать как сумму передаточных отношений ветвей  $\alpha$  и  $\beta$  замкнутого контура.

Если ведущим является вал  $A$ , то отношение мощности, передаваемой ветвью  $\alpha$ , и мощности, снимаемой с выходного вала  $C$ , составляет

$$\alpha_p = \frac{P_\alpha}{P} = \frac{T_\alpha \omega_\alpha}{T_C \omega_C} = - \frac{T_\alpha \omega_\alpha}{T_A \omega_A} = \frac{i_{\alpha\gamma}^\beta \omega_C}{i_{\alpha A}^\beta \omega_A} = \frac{i_{AC}^\beta}{i_{AC}^\alpha}.$$

Определим аналогичное отношение для ветви  $\beta$  в виде

$$\beta_p = \frac{P_\beta}{P} = \frac{T_\beta \omega_\beta}{T_C \omega_C} = - \frac{T_\beta \omega_\beta}{T_A \omega_A} = \frac{\omega_C}{i_{\beta A}^\alpha \omega_A} = \frac{i_{AC}^\alpha}{i_{AC}^\beta}.$$

Как следует из этих формул, мощности  $P_\alpha$  и  $P_\beta$ , передаваемые ветвями  $\alpha$  и  $\beta$  замкнутого контура, пропорциональны, соответственно, передаточным отношениям ветвей  $i_{AC}^\beta$  и  $i_{AC}^\alpha$ . Из представленного вывода видно, что относительные параметры  $\alpha_p$  и  $\beta_p$ , показывающие величину относительной мощности, передаваемую ветвями замкнутого контура, не зависят от того, какой из валов  $A$  или  $C$  является ведущим.

В соответствии с уравнением баланса передаваемой мощности определим, что сумма  $\alpha_p + \beta_p = 1$ . Если значения относительных мощностей являются положительными величинами, т.е. выполняются условия  $\alpha_p \geq 0$  и  $\beta_p \geq 0$ , то каждая из ветвей передает соответствующую долю мощности, которая подводится к ведущему приводному валу и снимается с ведомого приводного вала. В этом случае циркуляция мощности в замкнутом контуре отсутствует.

Если какой либо из параметров  $\alpha_p > 1$  или  $\beta_p > 1$ , то в соответствующей ветви произведение  $T \cdot \omega$  будет больше той мощности, которая подводится к приводному ведущему валу, а в парной ветви произведение  $T \cdot \omega$  будет величиной отрицательной. В этом случае возникает циркуляция замкнутой мощности, что сопровождается неизбежным увеличением потерь на трение. О наличии циркулирующей (замкнутой) мощности можно также составить суждение по знакам передаточных отношений ветвей замкнутого контура [1]. Если знаки передаточных отношений ветвей замкнутого контура не совпадают, то имеет место циркуляция мощности в замкнутом контуре. Для механизмов с отрицательным передаточным отношением  $i_h < 0$  знаки передаточных отношений ветвей не совпадают при кососимметричном и симметричном положении водил в замкнутом контуре, как это показано на рисунке 4. Всего можно составить 20 кинематических схем редукторов с циркуляцией мощности в замкнутом контуре.

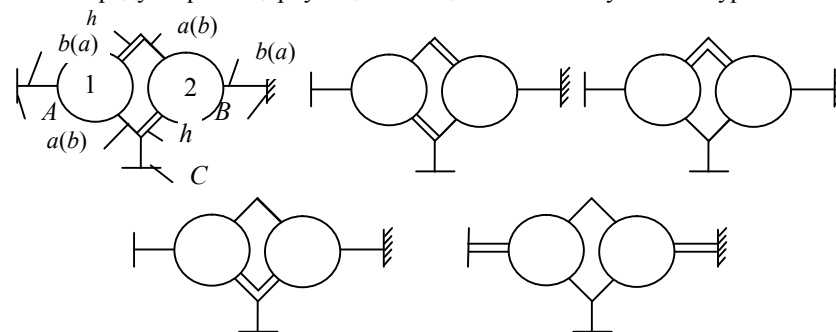


Рисунок 4 – Структурные схемы замкнутых передач с циркуляцией мощности в замкнутом контуре

Циркуляция мощности в замкнутом контуре исключается, если остановленное звено  $B$  или приводной вал  $A$  является водилом. Всего можно составить 16

кинематических схем редукторов без циркуляции мощности в замкнутом контуре.

Дифференциально-замкнутые передачи, составленные из двух передач  $A$ , обозначают двумя буквами  $A$ , заключенными в скобки. Вне скобок вверху проставляют индекс условного обозначения неподвижного основного звена, а внизу индексы обозначений звеньев, связанных с ведомым и ведущим приводным валом. При этом обозначения двух основных звеньев, связанных с одним из приводных валов, заключают в скобки. Например, обозначение кинематической схемы дифференциально-замкнутой передачи, используемой для привода несущего винта российских вертолетов, имеет вид  $(AA)_{(b_1h_2)a_2}^{h_1}$ . В этой схеме звеном является водило  $h_1$ , с ведомым валом связаны звенья  $b_1$  и  $h_2$ , а ведущий вал соединен с колесом  $a_2$ .

Обратим внимание, что структурная схема передачи на рисунке 3,б предполагает возможность изменения передаточного отношения или изменения направления вращения выходного вала в зависимости от того, какое из звеньев  $a$  или  $B$  останавливается с помощью тормоза. Установлено, что при проектировании реверсивной передачи по этой структурной схеме неизбежно возникновение циркуляции мощности при остановленном звене  $B$ .

**Дифференциально-замкнутые передачи, способные обеспечивать большие передаточные отношения.** В передаче с циркуляцией мощности в замкнутом контуре, т.е. с разными знаками передаточных отношений ветвей, можно осуществить сколь угодно большое передаточное отношение. Для этого следует сблизить передаточные отношения ветвей контура по абсолютной величине так, чтобы сумма  $i_{AC}^{\alpha} + i_{AC}^{\beta}$  оказалась достаточно малой величиной, и тогда передаточное число при ведущем звене  $C$  будет, соответственно, большой величиной

$$i_{CA}^B = 1/i_{AC}^B = 1/(i_{AC}^{\alpha} + i_{AC}^{\beta}).$$

В этом варианте замкнутой передачи мощность, передаваемая ветвями замкнутого контура, увеличивается в передаточное число раз

$$\alpha_P = i_{AC}^{\beta} i_{CA}^B; \beta_P = i_{AC}^{\alpha} i_{CA}^B.$$

Очевидно, что к.п.д. такой передачи окажется низким, даже при невысоком передаточном отношении. Подобные передачи можно применять только в приводах кратковременного действия, а также при высоких требованиях к самоторможению.

В связи с указанным рассмотрим схему передачи (рисунок 5,а), которая в статье [6] предложена для "создания высокоэнерговооруженных, быстроходных, энерго-ресурсосберегающих машин с редукторным приводом". Разберем предлагаемый вариант применения этой передачи для привода несущего винта вертолета: с выходным валом (винтом вертолета) в статье [6] связано колесо  $b_1$ , а с входным валом – заблокированные водила  $h_1$  и  $h_2$ . Остановленным звеном является колесо с внутренними зубьями  $b_2$ . В выходной ступени вращаются все основные звенья, поэтому эта ступень является дифференциалом, а вторая ступень является замыкающей передачей. В соответствии с методическими рекомендациями [4] и справочником [5] кинематическая схема этой дифференциально-замкнутой передачи записывается в виде формулы  $(AA)_{b_1(h_1,h_2)}^{b_2}$ . Рассматриваемой кинематической схеме соответствует структурная схема, которая приведена на рисунке 5, б, в.

При значениях кинематических параметров  $p_1=2,55$ ,  $p_2=2,2$  передаточное отношение ветвей и общее передаточное отношение составит:

$$i_{AC}^{\alpha} = i_{AB}^{\alpha} = i_{b_1h_1}^{a_1} = (1 + p_1)p_1 = 1,392;$$

$$i_{AC}^{\beta} = i_{Aa}^{\beta} i_{a\gamma}^{\beta} = i_{b_1a_1}^{h_1} i_{a_2h_2}^{b_2} = -(1 + p_2)p_1 = -1,255;$$

$$i_{AC}^B = i_{AC}^{\alpha} + i_{AC}^{\beta} = (p_1 - p_2)p_1 = 1,392 - 1,255 = 0,137;$$

$$i_{CA}^B = 1/i_{AC}^B = p_1/(p_1 - p_2) = 1/0,137 = 7,286.$$

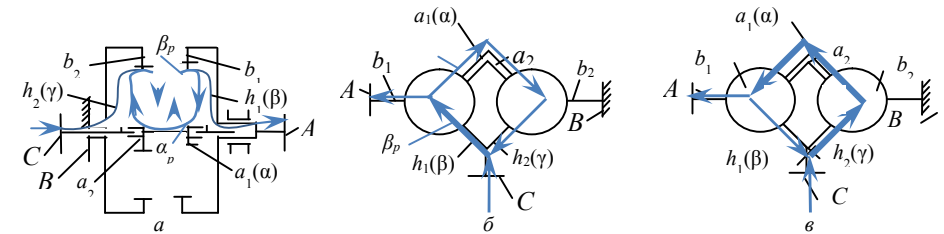


Рисунок 5 – Кинематическая (а) и структурная (б, в) схемы передачи с циркуляцией мощности в замкнутом контуре

Параметры  $\alpha_P$  и  $\beta_P$ , характеризующие величину относительных мощностей, передаваемых звеньями замкнутого контура, составляют

$$\alpha_P = i_{AC}^{\beta} i_{CA}^B = -(1 + p_2)/(p_1 - p_2) = -(1 + 2,2)/(2,55 - 2,2) = -9,143;$$

$$\beta_P = i_{AC}^{\alpha} i_{CA}^B = (1 + p_1)/(p_1 - p_2) = (1 + 2,55)/(2,55 - 2,2) = 10,143.$$

Параметр  $\beta_P > 0$ , поэтому поток мощности в ветви  $\beta$  направлен от ведущего звена  $C$  к ведомому звену  $A$ . Параметр  $\alpha_P < 0$ , поэтому поток мощности в ветви  $\alpha$  направлен от ведомого звена  $A$  к ведущему звену  $C$ . Направление потоков мощности показано на рисунке 5 стрелками. В контуре циркулирует замкнутая мощность. Соединение звеньев  $h_1$  и  $h_2$  передает мощность, которая в  $\beta_P$  раз больше мощности, подводимой к входному валу. Через соединение звеньев  $a_1$  и  $a_2$  на замыкающую передачу возвращается мощность, которая по абсолютной величине номинально в  $|\alpha_P|=9,143$  раз больше мощности, которая подводится к входному валу.

Очевидным недостатком передачи  $(AA)_{b_1(h_1,h_2)}^{b_2}$ , представленной на рисунке 5, является высокая частота вращения заблокированных водил, которая в передаточное число раз больше частоты вращения выходного вала. В этой передаче на опоры спутников действуют значительные центробежные силы, которые обуславливают соответствующее снижение долговечности опор. Также обратим внимание, что рассматриваемая передача характеризуется высокой относительной окружной скоростью в зацеплениях и, соответственно, большим числом циклов изменения контактных и изгибных напряжений на зубчатых колесах. Высокий уровень циркулирующей мощности обуславливает низкий коэффициент полезного действия (КПД) передачи  $(AA)_{b_1(h_1,h_2)}^{b_2}$ , величина которого оценивается ниже.

**КПД дифференциально-замкнутых передач с циркуляцией мощности в замкнутом контуре.** Выполним расчет КПД передачи, опираясь на методику В.Н. Кудрявцева [1-3]. В основу методики положено равенство потерь на трение в планетарной передаче и передаче, полученной из нее, при воображаемой остановке водила. Доказано и подтверждено экспериментами, что мощность, теряемая на трение в планетарной передаче, прямо пропорциональна величине той мощности, которая передается зубчатыми колесами в движении относительно водила.

В передаче на рисунке 5,а мощность, передаваемая планетарными передачами 1 и 2, в  $|\alpha_p| \eta_{CA}^B$  раз больше мощности, которая подводится к входному валу, поэтому коэффициент потерь составляет

$$\psi_{CA}^B = 1 - \eta_{CA}^B = |\alpha_p| \eta_{CA}^B (1 - \eta_{h1a1}^{b1} \eta_{a2h2}^{b2}); \quad \eta_{CA}^B = 1 / [1 + |\alpha_p| (1 - \eta_{h1a1}^{b1} \eta_{a2h2}^{b2})],$$

где  $\psi_{CA}^B$ ,  $\eta_{CA}^B$  – соответственно, коэффициент потерь и КПД передачи при ведущем звене С, ведомом звене А и неподвижном звене В;  $\eta_{h1a1}^{b1}$  – КПД планетарной передачи при ведущем водиле  $h_1$  и ведомом колесе  $a_1$ ;  $\eta_{a2h2}^{b2}$  – КПД планетарной передачи при ведущем колесе  $a_2$  и ведомом водиле  $h_2$ .

В соответствии с рассматриваемым методом

$$\eta_{ha}^b = 1 / [1 + \psi^h p / (p + 1)]; \quad \eta_{ah}^b = 1 - \psi^h p / (p + 1).$$

где  $\psi^h$  – коэффициент потерь в планетарной передаче при неподвижном водиле.

Примем для оценки КПД передачи коэффициент потерь  $\psi^h=0,015$ . Для указанных выше значений кинематических параметров  $p_1=2,55$  и  $p_2=2,2$  вычислим для передачи по схеме  $(AA)_{b1(h1,h2)}^{b2}$  величину КПД  $\eta_{CA}^B=0,84$ . При увеличении передаточного отношения КПД рассматриваемой передачи быстро падает (см. кривую 1 на рисунке 6) и оказывается значительно ниже, чем у других вариантов кинематических схем и типов передач.

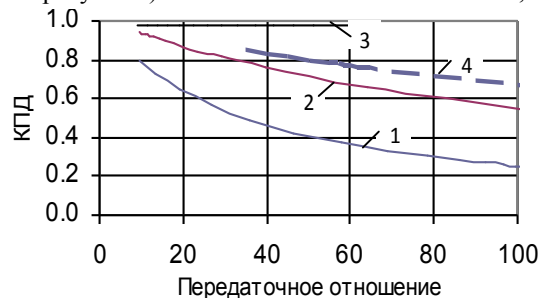


Рисунок 6 – Зависимость КПД планетарных редукторов от передаточного отношения:

- 1 – схема  $(AA)_{b1(h1,h2)}^{b2}$  [6]; 2 – схема  $(AA)_{b1(a1,a2)}^{b2}$ ;
- 3 – схема  $(AA)_{b1(h2)a2}^{h1}$  [5]; 4 – схема  $C_{he}^b$  [3]

$$\psi_{CA}^B = 1 - \eta_{CA}^B = |\alpha_p| (1 - \eta_{h1a1}^{b1} \eta_{a2h2}^{b2}); \quad \eta_{CA}^B = 1 - |\alpha_p| (1 - \eta_{h1a1}^{b1} \eta_{a2h2}^{b2}).$$

Для проверки полученных расчетных зависимостей воспользуемся формализованным методом Крейнса [7]. По методу Крейнса КПД планетарных передач рассчитывается как отношение динамического и кинематического передаточного отношений. Для передачи с кинематической формулой  $(AA)_{b1(h1,h2)}^{b2}$  кинематическое передаточное отношение, выраженное через передаточные отношения ступеней при остановленном водиле, составляет

$$i_{CA}^B = 1 / (1 - i_{b1a1}^{h1} i_{a2b2}^{h2}).$$

Динамическое передаточное отношение отличается от кинематического тем, что при каждом передаточном отношении  $i^h$  добавляется множитель  $\eta^{ij} = 1 - \psi^{hj}$ ,

который представляет собой КПД ступени при остановленном водиле. Для рассматриваемой передачи динамическое передаточное отношение составляет

$$i_{CA}^B = 1 / (1 - \eta_1^{x1} i_{b1a1}^{h1} \eta_2^{x2} i_{a2b2}^{h2}).$$

Знак показателя степени  $x_j=+1$  или  $x_j=-1$  принимают в соответствии с величиной знака выражения

$$\text{sign } x_j = \text{sign} \left( \frac{i^{hj}}{i} \frac{\partial i}{\partial i^{hj}} \right).$$

В результате анализа по указанному алгоритму установлено, что при  $p_1-p_2 < 0$  следует учитывать значения  $x_1=x_2=1$  и в этом случае КПД вычисляется по формуле

$$\eta_{CA}^B = \eta_2 \eta_1 (p_2 - p_1) / (p_2 - p_1 \eta_2 \eta_1).$$

Если  $p_1-p_2 > 0$ , то показатели степени равны  $x_1=x_2=-1$  и КПД передачи составит

$$\eta_{CA}^B = (p_1 - p_2) / (p_1 - p_2 \eta_2 \eta_1).$$

КПД рассматриваемой передачи при  $p_1-p_2 < 0$  ниже, чем при  $p_1-p_2 > 0$  на величину произведения  $\eta_2 \eta_1$ .

Аналогично выводится расчетная формула для вычисления КПД передачи  $(AA)_{b1(a1,a2)}^{b2}$ , в которой в сравнении с передачей  $(AA)_{b1(h1,h2)}^{b2}$  снижаются относительные окружные скорости, величина циркулирующей мощности и, соответственно, повышается КПД.

Сводка расчетных зависимостей для вычисления КПД, которые определены по методу Крейнса, приведены в таблице. Результаты расчета КПД передач по представленным методам совпадают.

Таблица – Передаточные отношения и КПД сравниваемых замкнутых передач

Кинематическая формула	Передаточное отношение	КПД
$(AA)_{b1(h1,h2)}^{b2}$	$i_{b1(h1,h2)b1}^{b2} = \frac{1}{1 - i_{ab}^{h2} i_{ba}^{h1}} = \frac{p_1}{(p_1 - p_2)}$	Если $p_1 < p_2$ , то $\eta_{b1(h1,h2)b1}^{b2} = \eta_2 \eta_1 (p_2 - p_1) / (p_2 - p_1 \eta_2 \eta_1)$
		Если $p_1 > p_2$ , то $\eta_{b1(h1,h2)b1}^{b2} = (p_1 - p_2) / (p_1 - p_2 \eta_2 \eta_1)$
$(AA)_{b1(a1,a2)}^{b2}$	$i_{a1(a2)b1}^{b2} = \frac{1 - i_{ab}^{h2}}{1 - i_{ab}^{h2} i_{ba}^{h1}} = \frac{p_1(1 + p_2)}{(p_1 - p_2)}$	Если $p_1 < p_2$ , то $\eta_{a1(a2)b1}^{b2} = \frac{\eta_1(\eta_2 + p_2)(p_2 - p_1)}{(1 + p_2)(p_2 - p_1 \eta_2 \eta_1)}$
		Если $p_1 > p_2$ , то $\eta_{a1(a2)b1}^{b2} = \frac{(1 + p_2 \eta_2)(p_1 - p_2)}{(1 + p_2)(p_1 - p_2 \eta_2 \eta_1)}$
$(AA)_{b1(h1,h2)b1}^{b2}$	$i_{b1(h1,h2)b1}^{b2} = 1 - i_{ab}^{h2} i_{ba}^{h1} = 1 - p_2 / p_1$	Если $p_1 < p_2$ , то $\eta_{b1(h1,h2)b1}^{b2} = (p_2 \eta_2 \eta_1 - p_1) / (p_2 - p_1)$
		Если $p_1 > p_2$ , то $\eta_{b1(h1,h2)b1}^{b2} = (p_1 - p_2 / \eta_2 \eta_1) / (p_1 - p_2)$
$(AA)_{b1(h2)a2}^{h1}$	$i_{a2(b1,h2)}^{h1} = 1 + p_2(1 + p_1)$	$\eta_{a2(b1,h2)}^{h1} = \frac{1 + p_2 \eta_2(1 + p_1 \eta_1)}{1 + p_2(1 + p_1)}$

На рисунке 6 показаны значения КПД замкнутых передач с циркуляцией мощности (кривые 1, 2) и без циркуляции мощности (кривая 3) при значениях

$\eta_2 = \eta_1 = 0,985$ . Видно, что рассматриваемые варианты двухступенчатой передачи с циркуляцией мощности имеют низкий КПД, который оказался даже ниже, чем у передач типа С и 3к (см. кривую 4).

Для оценки явления самоторможения передачи, которая представлена на рисунке 5, в таблице указана зависимость для расчета КПД при изменении направления передаваемой мощности (см. строку для кинематической схемы  $(AA)_{(h_1, h_2) b_1}^{b_2}$ ). При ведущем звене А (т.е. колесе  $b_1$ ) явление самоторможения возникает при следующих условиях:

при  $p_1 < p_2$ , если  $p_1/p_2 < 1/\eta_2 \eta_1$ ; при  $p_1 > p_2$ , если  $p_1/p_2 < 1/\eta_2 \eta_1$ .

При величине произведения  $\eta_2 \eta_1 = 0,97$  самоторможение реализуется при значении  $i_{AC}^B < 0,03$ , которому соответствует  $i_{CA}^B > 0,33$ . В передачах типа С и 3к самоторможение становится возможным при более высоких значениях передаточного отношения.

Передачи, которые выполнены по кинематическим схемам  $(AA)_{b_1(a_1, a_2)}^{b_2}$  или  $(AA)_{b_1(h_1, h_2)}^{b_2}$ , с успехом используются для создания установок, предназначенных для исследования прочности зубчатых передач, долговечности опор сателлитов и потерь мощности, теряемой на трение и перемешивание масло-воздушной смеси. Например, в статье [8] и справочнике [9] описаны стенды, спроектированные по замкнутой схеме  $(AA)_{b_1(h_1, h_2)}^{b_2}$ , в которой кинематические параметры испытываемых передач приняты одинаковыми  $p_1 = p_2$ . При этом условии передаточное отношение  $i_{(h_1, h_2) b_1}^{b_2} \rightarrow \infty$ , вал А, связанный с колесом  $b_1$ , не вращается и к этому звену подводится момент нагрузки с помощью рычага и динамометра. Величина мощности, циркулирующей в замкнутом контуре установки, определяется в зависимости момента нагрузки и угловой скорости вращения заблокированных звеньев  $h_1-h_2$  и  $a_1-a_2$ . Мощность приводного двигателя, вращающего заблокированные звенья  $h_1-h_2$  или  $a_1-a_2$ , определяется величиной мощности потерь.

**Выводы.** Дифференциально-замкнутые передачи с циркуляцией мощности в замкнутом контуре имеют пониженный КПД. Особенно низкий КПД характерен для передач по кинематическим схемам  $(AA)_{b_1(h_1, h_2)}^{b_2}$  или  $(AA)_{b_1(a_1, a_2)}^{b_2}$ , которые не могут быть рекомендованы для проектирования мощных и быстроходных редукторов. Областью возможного применения этих передач могут быть приводы кратковременного действия с высокими требованиями к самоторможению. Они могут быть использованы также для создания испытательных стендов, спроектированных по принципу замкнутого контура.

**Список литературы:** 1. Кудряцев В.Н. Планетарные передачи – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1966. – 308с. 2. Планетарные передачи. Справочник / Под ред. В.Н. Кудряцева и Ю.Н. Кирдяшева. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1977. – 536с. 3. Кудряцев В.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1980. – 464с. 4. Рекомендации "Планетарные зубчатые передачи. Основные термины, обозначения, классификация". – М.: ВНИИНМАШ Госстандарта СССР, 1976. – 50с. 5. Кудряцев В.Н., Кузьмин И.С., Филитенков А.Л. Расчет и проектирование зубчатых редукторов. Справочник. – СПб.: Политехника, 1993. – 448с. 6. Новое поколение многопоточных рычажно-зубчатых передач в высокоэнерговооруженных приводах машин воздушного, наземного и подземного базирования / П.Г. Сидоров, В.А. Крюков, А.В. Плясов // Теория и практика зубчатых передач. Сб. трудов симпозиума. – Ижевск, 2014. – С.468-477. 7. Крейнс М.А. Коэффициент полезного действия и передаточное отношение зубчатого механизма // Труды семинара по ТММ. Вып.1. – М.: АН СССР, 1947. 8. Проектирование и расчет циркуляционных систем смазки редукторов подводных / А.Л. Филитенков, Р.Ю. Кондратов // Теория и практика зубчатых передач. Сб. трудов симпозиума. – Ижевск, 2014. – С.160-167. 9. Редукторы энергетических машин. Справочник / Под ред. Ю.А. Держачева. – Л.: Машиностроение, 1985. – 232с.

Поступила (received) 08.02.2014

**В.Л. ЧЕРНЫШЕВ**, к.т.н., доцент каф. ДМ и ПМ НТУ "ХПИ";  
**К.Б. АРНАУДОВ**, д.т.н., проф., институт механики Болгарской академии наук, София;  
**А.Г. АКИНШИН**, аспирант каф. ДМ и ПМ НТУ "ХПИ"

## К ВОПРОСУ О КОНСТРУКЦИИ И ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИКАХ СИЛОВОЙ ПЕРЕДАЧИ ТАНКА "ЛЕОПАРД-1"

В статье рассматривается танк "Леопард-1". Особое внимание уделено силовой передаче, включающей дизель MB838CaM500 и трансмиссию 4НР-250. Представлены базовые характеристики силовой передачи, показано распределение силовых потоков в трансмиссии при стационарном режиме движения машины. Данные материалы позволяют перейти к задаче динамики переходных процессов в системе "водитель-двигатель-трансмиссия" и сопоставить с аналогичными процессами в танке Т-64А.

**Ключевые слова:** танк "Леопард-1", силовая передача, дизель MB838CaM500, трансмиссия 4НР-250, планетарные передачи.

**Введение.** На выставке вооружения ААД (ЮАР, сентябрь 2010) Украина впервые представила танк Т-64 БМ "Булат", последнего представителя Морозовской линейки Т-64, Т-64А, Т-64Б. Германия – "Леопард-2А4".

После Второй мировой войны, это было первое открытое противостояние двух танковых школ мирового уровня: СССР и Германии, каждая из которых имела свои научно-технические и производственные возможности, концептуальные взгляды на использования танков, как в период войны, так и в мирное время.

В 2011 году Колумбия объявила тендер на замену морально устаревших танков М-4А3 "Шерман" и М-3А1 "Стюарт". Танки БМ "Булат" и "Леопард-2" вновь встретились как соперники за Южно-Американский рынок вооружения.

Тактико-технические характеристики и соотношение "боевая эффективность/стоимость" танка БМ "Булат" не уступали своему конкуренту "Леопард-2А4" [1], но политическая нестабильность в Украине уже проявляла себя и давала свои результаты.

В 2011 году на ведущем танковом форуме Украины [2] было заявлено о начале проекта "Safari" – сравнительной оценке танков БМ "Булат" и "Леопард-1А5", как машин одного временного периода – второй половины 80-х годов XX века.

В качестве рабочего инструмента предполагалось использовать информационную технологию "Gill" [3], представляющей танк как замкнутую систему "СРЕДА-МАШИНА-ВОДИТЕЛЬ". В ее основу был положен метод динамического состояния (МДС) [4], [5] позволяющий моделировать динамику переходных процессов в силовой передаче, как неголономную механическую систему, с изменяющимся числом степеней свободы, обусловленную работой фрикционных устройств трансмиссии.

**Актуальность задачи.** В 80-е годы прошлого века, в СССР возникла необходимость в аналитическом моделировании динамики силовой передачи как замкнутой системы "СРЕДА-МАШИНА-ВОДИТЕЛЬ", позволяющей согласовать работу двигателя и трансмиссии с законами управления движением танка (тема "Молот").

Динамика переходных процессов в силовой передаче танка Т-64А, с использованием МДС, подробно рассмотрена в работах [4] и [5].

Аналитическое моделирование работы силовой передачи ОБТ "Леопард-1", с помощью МДС, невозможно без достоверных исходных данных по двигателю MB838CaM500 и трансмиссии 4НР-250. В связи с этим, получение данной информации считаем актуальным. Это позволяет смоделировать динамику