

УДК 621.83

**А. Н. Михайлов**, д-р тех. наук, проф., **Б. С. Котляров**, канд. техн. наук,  
**В. Б. Котляров**, инженер

Донецкий национальный технический университет, ДНР

Тел: +7(964) 7045362; E-mail: [validarkotlarov@mail.ru](mailto:validarkotlarov@mail.ru)

## **ПРЕДПОСЫЛКИ СОЗДАНИЯ НОВОЙ СХЕМЫ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ КПП С ПЕРЕКЛЮЧЕНИЕМ ПЕРЕДАЧ БЕЗ РАЗРЫВА ПОТОКА ПЕРЕДАВАЕМОЙ МОЩНОСТИ**

*В статье приведены сведения о большом классе механизмов, под обобщенным названием «Коробки переключения передач» (КПП), предназначенных для изменения чисел оборотов выходных валов в различных машинах общей сферы машиностроения. Указан один из возможных путей повышения эффективности работы и расширения возможностей самих КПП, основанный на разработке конструктивных особенностей, позволяющих переключать передачи без разрыва потока передаваемой мощности, и возможности использования технологических воздействий при изготовлении, обеспечивающих достижение заданных функционально-параметрических показателей, вновь проектируемых КПП.*

**Ключевые слова:** технологические машины, транспортные машины, коробки переключения передач, поток передаваемой мощности, классификация КПП, технологии.

**A. N. Mikhaylov, B. S. Kotlyarov, V. B. Kotlyarov**

## **BACKGROUND OF CREATING A NEW SCHEME OF A MECHANICAL GEARED GEAR WITH TRANSMISSION SWITCH WITHOUT A BREAK OF THE TRANSMISSION FLOW POWER**

*The article provides information about a large class of mechanisms, under the general name "Gearboxes" (PPC), designed to change the speed of the output shafts in various machines in the general field of engineering. One of the possible ways to increase the work efficiency and expand the capabilities of the gearbox itself is indicated, based on the development of design features that allow shifting gears without breaking the sweat of the transmitted power, and the possibility of using technological influences in the manufacture, ensuring the achievement of specified functional and parametric indicators of the newly designed gearboxes.*

**Keywords:** technological machines, transport machines, gearboxes, transmitted power flow, gearbox classification, technologies.

### **1. Введение**

В современных машинах и механизмах, применяемых в различных областях народного хозяйства, широко используются зубчатые передачи, предназначенные для передачи крутящих моментов и выполнения эксплуатационных функций [1, 2, 3]. При этом большинство машин по своему функциональному назначению, условиям применения и эксплуатации требует переменных величин динамического взаимодействия с окружающей средой и объектами взаимодействия в процессе работы. Например, в подъемных кранах необходимо изменять скорость в процессе подъема и перемещения грузов; в горнорудной промышленности необходимо изменять скорость и силу во время воздействия рабочих органов на породу; при просеивании дисперсных веществ необходимо изменять скорость перемещения сырья в процессе классификации; при бурении скважин необходимо изменять скорость вращения буров в зависимости от вида и плотности проходимых слоев именно в момент прохода пород; в транспортных машинах зачастую необходимо изменять скорость движения без прерывания передачи крутящего момента (на ведущие органы) относительно среды (дороги, грунта, воды, турбулентности воздуха); работа различных насосов при перекачивании жидкостей и

пульпы с различными удельными плотностями также требует изменения скорости подачи рабочего тела при разных условиях эксплуатации [4, 5]. При этом некоторые процессы требуют изменять скорость выходного звена без прерывания потока передаваемой мощности с исключением возможного проскальзывания.

Целью данной работы является расширение эксплуатационных возможностей коробки переключения передач (КПП) на основе создания новых схем механического переключения зубчатых колес, которые исключают разрыв передаваемого потока мощности и крутящего момента в зацеплении, а также анализ конструкторско-технологических решений их изготовления.

Из анализа характера работы машин и механизмов вытекает несколько задач, требующих технологического решения при создании КПП без разрыва потока передаваемой мощности для различных технологических и транспортных машин, и которые можно сформулировать следующим образом.

Задачи, решаемые в настоящей работе.

1. Подтверждение необходимости и актуальности разработки зубчатой механической коробки переключения передач без разрыва потока передаваемой мощности.

2. Разработка схемы механической зубчатой КПП с возможностью переключения передач без разрыва потока передаваемой мощности и крутящего момента на рабочие органы с исключением сил трения в процессе перемены передачи.

3. Установление взаимосвязей между конструктивно-функциональными параметрами деталей разрабатываемой КПП, и функционально-ориентированными возможностями технологического воздействия на детали при их изготовлении на всей последовательности операций на конкретном предприятии.

## **2. Основное содержание и результаты работы**

Поставленные задачи решаются последовательно путем выявления места новой КПП в машинах на уровне узлов и механизмов при выполнении машинами производственных задач; определения и разработки схемы КПП с таким соотношением конструктивно-технологических параметров, которое обеспечивает переключение передач без разрыва потока передаваемой мощности, исключив при этом силы трения в процессе переключения; нахождения соответствия между структурно значимыми элементами деталей КПП и технологическими воздействиями для обеспечения установленных конструкторскими документами требований. Для установления функционально значимых структурных элементов деталей КПП выполнен структурный анализ механизма в иерархии всех машин.

Основываясь на исследовании и анализе выполняемых технологическими и транспортными машинами операций и действий в процессе производственной деятельности, выявляются процессы, для которых существующие средства передачи мощности не являются достаточными. Во многих случаях для машин требуются трансмиссии, обеспечивающие смену числа оборотов выходного вала без разрыва потока передаваемой мощности.

В общем парке машин имеется множество объектов машиностроения, включающих любые машинные системы, комплексы и агрегаты, в составе которых есть технологические и транспортные машины, эксплуатация которых осуществляется в разных условиях. Очень часто эти условия изменяются в процессе работы и изменяют характер взаимодействия рабочих органов машин с объектами труда и окружающей средой. Заранее эти условия не всегда могут определяться, поэтому в процессе работы необходимо изменять энергетическое и динамическое взаимодействие рабочих органов с объек-

тами обработки. Так, например, при разработке природных ископаемых горный комбайн может перейти из зоны работы с более мягкими породами в зону с твердыми или вязкими материалами. Тогда необходимо изменять скорость взаимодействия инструмента с породами и силу давления инструментов на породу, что требует включения гибкой реакции трансмиссии машины, переключения чисел оборотов выходных валов, КПП.

Свое место таких КПП в техносфере находится в области трансмиссий, как представлено на схеме обобщенной классификации машин на рис. 1.

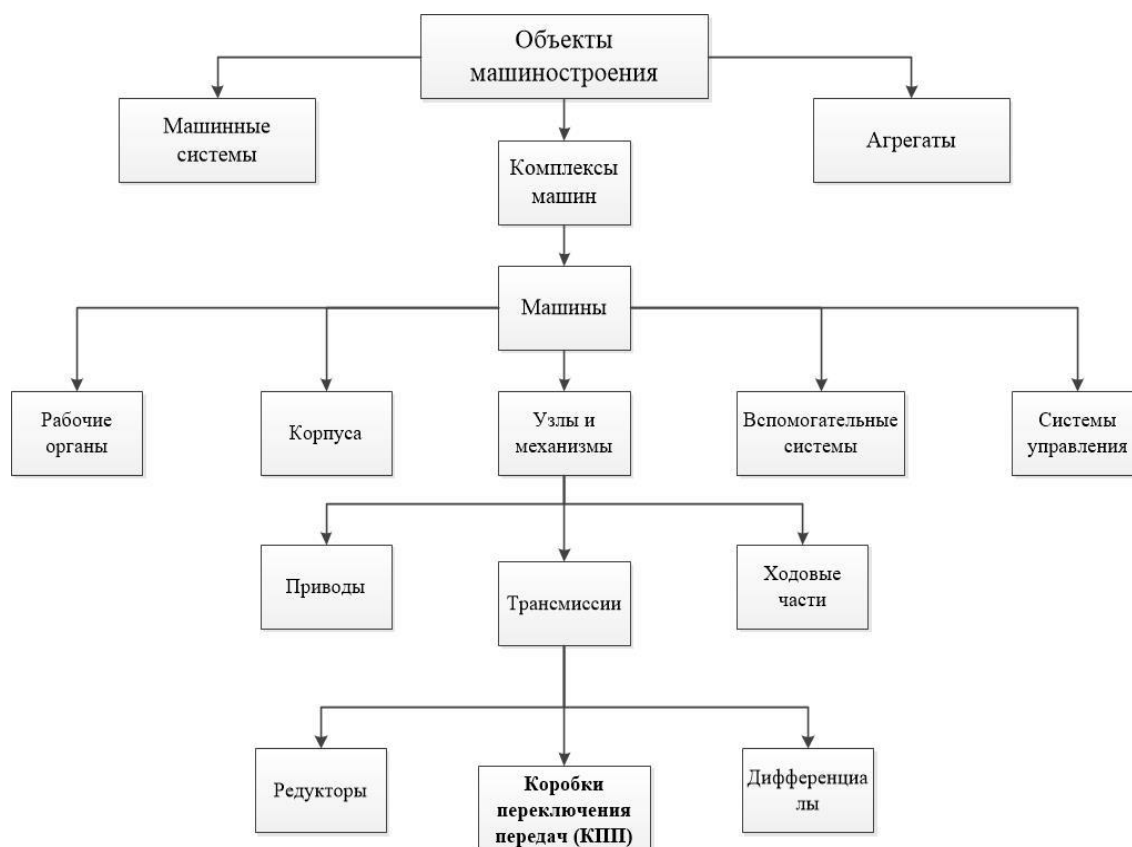


Рисунок 1. Место новой КПП без разрыва потока передаваемой мощности в иерархической последовательности классификации машин различного назначения

В настоящее время существует множество различных классификаций механизмов переключения передач, включая вариаторы, характеризуемые различными признаками и особенностями работы [1, 2].

Однако каждая из упомянутых КПП кроме своих положительных достоинств имеет и свои существенные недостатки, ограничивающие их использование в более широком диапазоне машинных систем.

Так гидравлические и электрические механизмы переключения передач в сравнении с механическими КПП по исследованию некоторых авторов обладают следующими преимуществами и недостатками:

- преимущества механических трансмиссий заключаются в обеспечении более высокого коэффициента полезного действия (КПД), компактности и малой массы, надёжности в работе, относительной простоте в производстве и эксплуатации. Недо-

статком механической трансмиссии можно считать ступенчатость изменения передаточных чисел, снижающая использование мощности двигателя;

- преимущества гидромеханических трансмиссий заключаются в возможности автоматического изменения крутящего момента в зависимости от изменения внешних сопротивлений, в возможности автоматизации переключения передач и облегчении управления, и снижении пиковых нагрузок, действующих на узлы и детали трансмиссии и двигателя, и как следствие – в повышении надежности и долговечности двигателя и трансмиссии. Основным недостатком этих трансмиссий является относительно низкий КПД механизма из-за влияния низкого КПД гидротрансформатора. Кроме того, необходимо иметь специальную систему охлаждения и подпитки гидроагрегата, приводящую к увеличению габаритов моторно-трансмиссионного отделения. Без наличия специальных фрикционов невозможно обеспечить торможение двигателем и запуск с буксира.

- достоинство гидравлических трансмиссий в возможности совершенно безударного включения передач и в отсутствии механических муфт, ненадежно работающих при передаче больших моментов (например, на тепловозах), а основной недостаток – в необходимости установки автономной достаточно громоздкой гидромуфты на каждую передачу.

- одно из главных достоинств электромеханических трансмиссий – это возможность широкого диапазона автоматического изменения крутящего момента и силы тяги, а также отсутствие жесткой кинематической связи между агрегатами электротрансмиссии, что расширяет возможности создания различных компоновочных схем КП. Большим недостатком, являются относительно большие габариты, масса, стоимость и пониженный КПД (в сравнении с механической). Однако, с развитием электротехнической промышленности, массовым распространением асинхронного, синхронного, вентильного, индукторного и др. видов электрических приводов, открываются новые возможности для электромеханических трансмиссий.



Рисунок 2. Общая классификация КПП по укрупненным признакам

Наиболее широко применяемая в технике в настоящее время классификация КПП представлена на рис. 2.

В иерархической последовательности факторов и классифицирующих признаков находится местоположение любой КПП в таблице классификации.

Место новой КПП, реализующей переключение передач без разрыва потока передаваемой мощности, в классе трансмиссий на уровне механизмов и узлов КПП показано и выделено жирным шрифтом на рис. 2

Разработанная схема КПП, обеспечивающая переключение передач без разрыва потока передаваемой мощности, позволяет исключить из схемы трансмиссии муфту сцепления и как следствие сократить время самого переключения передач.

Принципиальная схема зубчатого зацепления предложенной КПП представлена на рис. 3, на которой литерами  $d_{ш}$  и  $d_{k1-3}$  обозначены с соответствующими индексами

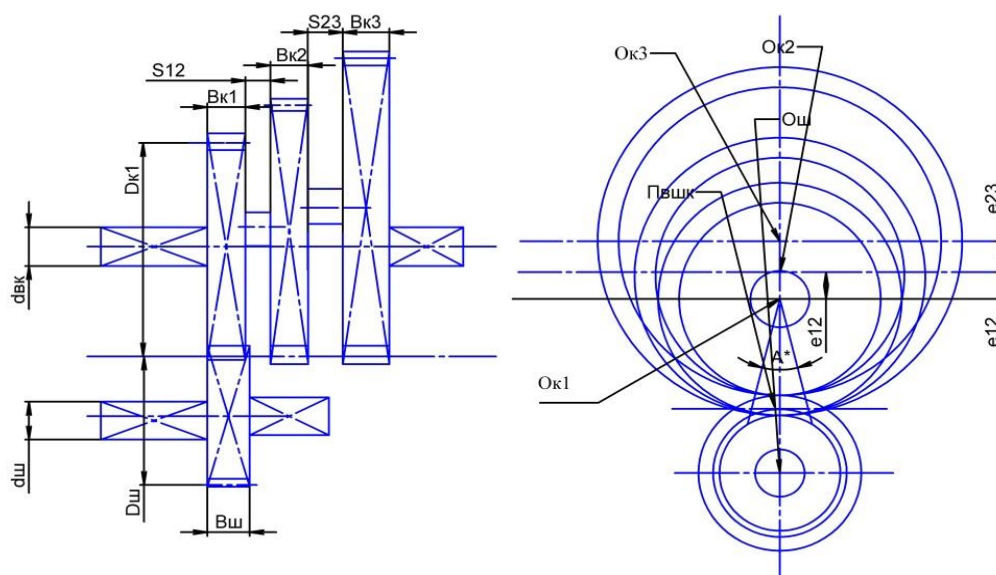


Рисунок 3. Принципиальная схема зацепления КПП без разрыва потока передаваемой мощности

диаметры валов шестерни и колес блок-вала, а литерами  $D$  с соответствующими индексами обозначены делительные диаметры зубчатых венцов. Литерами  $B$  и  $S$  с соответствующими индексами обозначены ширина венцов и расстояние между торцевыми плоскостями рядом расположенных зубчатых колес.

Литерой  $e_i$  с разным сочетанием числовых и буквенных индексов обозначены эксцентриситеты между соответствующими осями венцов зубчатых колес относительно оси вала. При этом разработана схема и проведен анализ КПП как с внешним зацеплением шестерни (рис. 3) с зубчатыми колесами блок-вала колес, так и с внутренним зацеплением колес (рис. 4) по типу планетарного механизма.

Предлагаемая схема КПП может быть в машине реализована в различных исполнениях, принимая отличительные факторы и черты из других групп классификации, например:

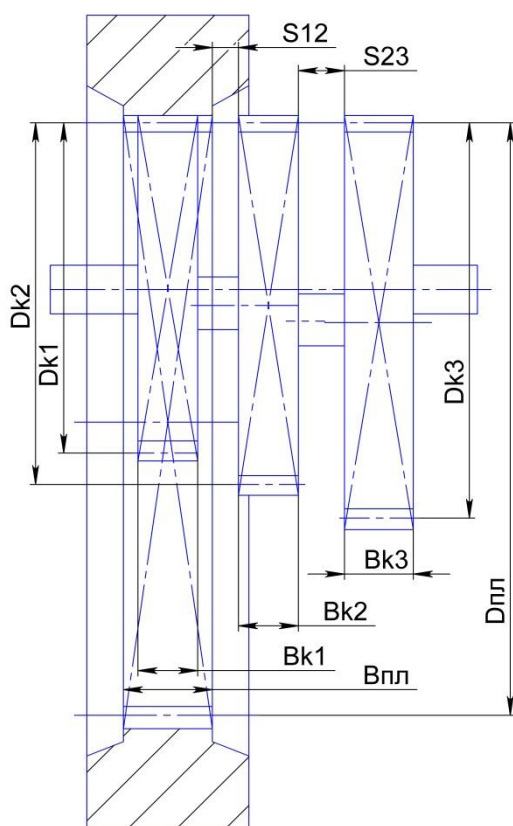


Рисунок 4. Принципиальная схема КПП без разрыва потока мощности с внутренним зацеплением

того венца шестерни и колеса:  $O_{к1}$ ,  $O_{к2}$  – оси колес блок-вала;  $O_{ш}$  – ось шестерни;  $S_{1-2}$  – расстояние между ребрами зубчатых венцов колес блок-вала;  $S_{ш1}$ ,  $S_{ш2}$  – межосевое расстояние шестерни и соответствующего колеса;  $e_{1-2}$  – эксцентриситет осей колеса 1 и колеса 2 относительно общей оси блок-вала колес.

Прежде всего, следует отметить, что переключение всегда осуществляется в однозначно определенной и ограниченной угловым сегментом зоне зубчатых венцов блок-вала.

Этот сегмент определяется 3-4 зубьями колеса (в зависимости от модуля и количества зубьев), в зоне первого зуба каждого колеса блок-вала. Первый (1-ый) зуб венца каждого колеса условно считаем зуб, у которого есть общая касательная линия вершин для всех зубчатых венцов блок-вала. Тогда процесс переключения начинается в момент, зуб  $(n-1)$  ый при количестве  $n$  зубьев на венце первого колеса, начинает входить в угловой сектор переключения (рис. 5, а). При количестве зубьев  $m$  на венце второго

- КПП может двух-вальной и много-вальной;
- одноступенчатой или многоступенчатой;
- включение КПП может быть ручным, полуавтоматическим или автоматическим;
- включение может быть при остановке механизма или во время движения исполнительных частей;
- исполнение механическое или гибридное, например, с электромеханическим или гидравлическим приводом механизма переключения, а также механизма изменения положения координирующих положение осей колес вспомогательных планшайб. За счет планшайб обеспечивается компенсация эксцентриситета при установке взаимного положения вал-шестерни и блок-вала в зацеплении.

Работоспособность предложенной схемы КПП можно проиллюстрировать на схеме переключения передач в различных фазах зацепления и перехода вал-шестерни с одного колеса на другое блок-вала колес, как показано на рис. 5а-5д.

На рис. 5а-5д конструктивные элементы деталей обозначены символами:  $D_{ш}$  и  $D_{к}$  – делительные диаметры шестерни и колеса;  $B_{ш}$  и  $B_{к}$  – ширина зубчатого венца шестерни и колеса;

зубчатого колеса в этом угловом секторе находится  $(m-1)$  ый зуб венца. В этот момент начинает срабатывать механизм изменения положения вала-шестерни, который перемещает вал-шестерню вдоль оси вращения вала на расстояние шага расположения венцов зубчатых

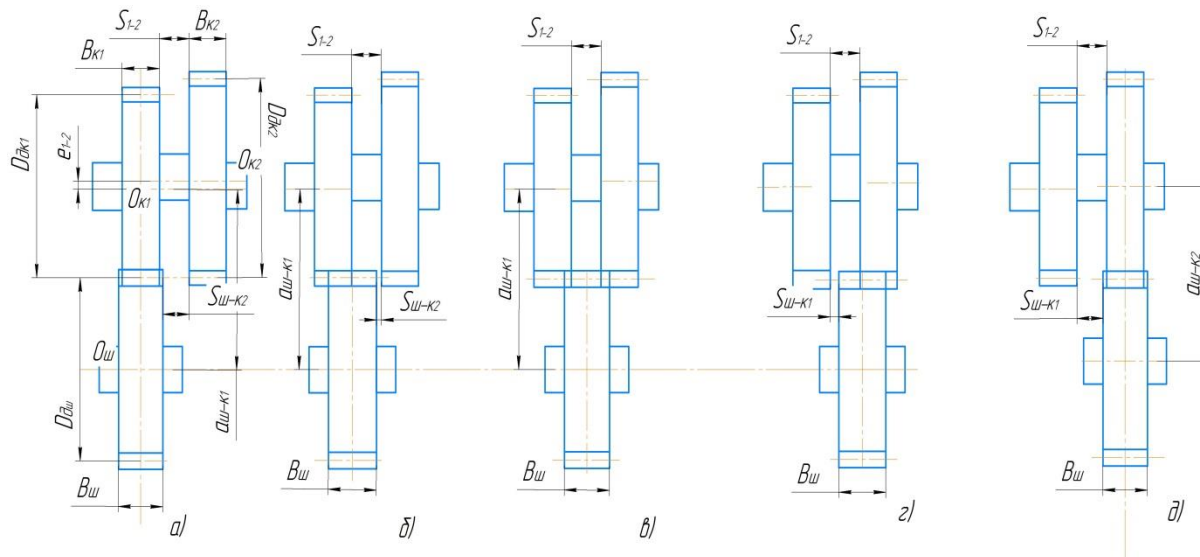


Рисунок 5. Схемы зацепления вал-шестерни с колесами блок-вала в процессе осуществления переключения передач (с начала выхода шестерни из зацепления с первым колесом и с осуществлением полноценного зацепления со вторым колесом): а, б, в, г, д – фазы зацепления зубьев

колес блок-вала. Одновременно механизм переключения перемещает оси планшайб, в которых размещены посадочные шейки блок-вала на величину эксцентриситетов осей колес для изменения межосевого расстояния  $S_{u1}$  шестерни и 1-го колеса, и восстановления нового межосевого расстояния шестерни и второго (2-го) колеса  $S_{21}$  блок-вала. На рис. 5, б показана фаза начала выхода первого колеса из зацепления с шестерней, и в это время зазор между боковыми поверхностями венцов шестерни и второго колеса. На рис. 5, в показана фаза, когда в зацеплении с шестерней находятся одновременно зубчатые венцы 1-го и 2-го колес блок-вала. Это момент, когда с шестерней колеса в зацеплении находится 1-ый зуб венца 1-го колеса и 1-ый зуб венца 2-го колеса. На рис. 5, г показана фаза выхода 2-го зуба венца 1-го колеса из зацепления с шестерней с образованием зазора между боковыми поверхностями венцов 1-го колеса и шестерни, а шестерня уже находится в зацеплении только с зубьями венца 2-го колеса, и в этот момент полностью устанавливается адекватное межосевое расстояние  $S_{u2}$ . На рис. 5, д показана фаза окончания процесса переключения и полнопрофильного зацепления шестерни и венца 2-го колеса блока-вала.

Конструктивными ограничительными условиями реализации механизма являются соотношения размеров ширины зубчатых венцов, величины эксцентриситетов осей колес, количества зубьев венцов блок-вала колес. Обязательным условием является равенство ширины зубчатых венцов колес между собой и равенство ширины расстояния (шага расположения колес блок-вала) между торцами колес:  $B_1 = B_2 = \dots B_i$ , и  $S_{1-2} = S_{2-3} = \dots B_{(i-1)-i}$ , а также соотношение  $B_i > S_{(i-1)-i}$ , ширина зубчатого венца

больше шага размещения колес. Должно выдерживаться и соотношение  $B_i > B_k$ , т.е. ширина зубчатого венца шестерни должна быть больше ширины зубчатого венца колеса блок-вала на  $\Delta B$  для обеспечения неразрывности процесса перехода шестерни из зацепления с одним колесом на другое. Расчетным конструктивным ограничением является и угловой сектор  $\varphi_{ki}$  зубчатых венцов колес и шестерни, в пределах которого осуществляется процесс собственно переключения передачи. Именно этот сектор венцов колес подвергается продольной и высотной модификации зубьев колес с целью облегчения процесса переключения. Параметрический угол  $\varphi_{ki}$  определяется установкой - угол  $\varphi_{ki}$  включает в свою зону 4 зуба колес: 2 зуба начиная с 1-го и два зуба: ( $k$ )-ый и ( $k-1$ )-ый зубья венца при наличии общего числа ( $k$ ) зубьев на венце. Тогда угловая зона  $\alpha_{ki}$ , занимаемая 4-мя зубьями колеса будет:

$$\alpha_{ki} = \frac{8\pi}{z_i}, \quad (1)$$

где  $z_i$  – количество зубьев венца рассматриваемого  $i$ -го колеса блок-вала.

Тогда быстродействие механизма переключения передач  $t_{ni}$  определится в секундах как время, необходимое для прохождения углового сектора  $\alpha_{ki}$   $i$ -го колеса угловой зоны от ( $k-1$ )-го до 2-го зуба колеса для переключения передачи. Определяется это время в секундах из выражения:

$$t_{ni} = \frac{\alpha_{ki}}{2 * 60\pi n}, \quad (2)$$

или после преобразований:

$$t_{ni} = \frac{240}{n_i z_i}, \quad (3)$$

где  $n_i$  – число оборотов  $i$ -го колеса в минуту. Это условие накладывает ограничение на максимальные обороты вращения вала при переключении, учитывающие инерционность элементов и механизмов системы переключения

$$n_{i\max} \leq \frac{240}{t_{ni} z_i}. \quad (4)$$

Исходя из быстродействия перехода шестерни из зацепления с одного колеса на другое одновременно необходимо вести синтез и расчет конструктивных элементов механизма изменения относительного положения осей эксцентриковых планшайб, компенсирующих эксцентриситет колес при переключении.

Таким образом, анализ предложенной схемы КПП показал принципиальную возможность реализации способа переключения передач без разрыва потока передаваемой мощности при соблюдении заданных ограничительных условий.

Указанные ограничительные условия привели к некоторому усложнению деталей в геометрическом отношении и в свойствах поверхностного слоя. Это ни что иное как модификация деталей, относящаяся к геометрии, поверхностным свойствам детали и свойствам внутренних зон деталей.

Такое положение приводит к необходимости решать вопросы обеспечения функциональных конструктивных параметров технологическими средствами на всех



этапах изготовления деталей, начиная от формирования заготовок до финишных операций, а также повышают технические требования к деталям [3, 4, 5], размерные соотношения их элементов по сравнению с общепринятыми зубчатыми колесами. Выбор из всех возможных вариантов оптимальных технологических воздействий с применением необходимого оборудования, оснастки и инструментов на каждой операции и переходе приводит по существу к формированию частного случая функционально ориентированной технологии, общие принципы и методология которой ранее изложены в работах [6, 7, 8].

Определение надежности КПП и ее деталей, допуска отклонений параметров передачи от заданных, наложение ограничительных условий различного рода, включая геометрические, кинематические и динамические могут прогнозироваться проведением ряда аналитических исследований:

- структурного анализа схемы;
- кинематического анализа;
- динамического анализа.

### 3. Основные особенности технологического обеспечения заданных свойств

Возможность изготовления коробки передач в рамках допуска на установленные документацией параметры обеспечивается установлением соответствий атрибутов  $A_k \Sigma$  КПП и атрибутов  $a_i$  входящих в нее деталей комплексному показателю технологии  $T_T \Sigma$  и всем технологическим атрибутам  $t_i$  на всех технологических переделах.

Показатель  $A_k \Sigma$  является комплексным показателем множества подмножеств конструктивных атрибутов  $a_i$  каждой  $i$ -ой, входящей в состав КПП, а каждый  $a_i$  атрибут включает в себя множество частных атрибутов  $a_i^j$  каждой детали в иерархической последовательности, включающих  $j$  показателей и характеристик: показатели геометрии, диапазон размеров детали, требования к твердости поверхности, шероховатости, к структуре и физико-химическим показателям в различных зонах материала детали, требования к особым модифицированным зонам и участкам. Путем конкретизации принципов и характеристик, разработанных ранее [8], множество технических показателей (атрибутов) изделия представим выражением:

$$A_k \Sigma \in \{a_{ri}^1, a_{ri}^2, \dots, a_{ri}^m\} \cap \{a_{pi}^1, a_{pi}^2, \dots, a_{pi}^f\} \cap \{a_{ni}^1, a_{ni}^2, \dots, a_{ni}^g\} \cap \dots \cap \{a_{mi}^1, a_{mi}^2, \dots, a_{mi}^n\} \quad (5)$$

где: - множество  $\{a_{ri}^1, a_{ri}^2, \dots, a_{ri}^m\}$  представляет собой комплекс требований  $i$ -ой детали по геометрическим признакам: наличие в детали элементов, включающих плоские поверхности, тела вращения, конуса, параллелепипеды, торы и иные особые виды тел;

- множество  $\{a_{pi}^1, a_{pi}^2, \dots, a_{pi}^f\}$  указывает на размерные характеристики, включая габаритные размеры, общее количество исполнительных размеров, процентное соотношение мелких размеров (фаски, галтели и др.), процентное соотношение размеров со свободными допусками и размеров посадочных и с жесткими допусками;

- множество  $\{a_{ni}^1, a_{ni}^2, \dots, a_{ni}^g\}$  включает требования ко всем поверхностям детали, такие как наличие обрабатываемых и не обрабатываемых поверхностей (в состоянии поставки) и их долевого соотношения, долевого соотношения поверхностей с различными показателями шероховатости; термообработка участков поверхности; наличие металлiza-

ции, гальванических, плазменных, электромагнитных, лазерных, электроэрозионных, плазмохимической, булатирования, нанесение карбидных слоев, ионной бомбардировки и иных видов специальной обработки поверхностей деталей;

- множество  $\{a_{mi}^1, a_{mi}^2, \dots, a_{mi}^n\}$  своими показателями отражает особые требования модификации, например в вал-блоке модификация зубьев венцов колес в зоне углового сектора переключения, включая геометрическую модификацию [9] по высоте и по ширине зуба, а также модификацию поверхностного слоя по высоте и по ширине зуба.

Можно еще более подробно детализировать [10, 11] конкретные требования к деталям и получить подмножества более глубокого иерархического уровня [8], включая микроуровни и наноуровни при понимании, что будут применены технологические средства и технологические воздействия на микроуровнях и наноуровнях.

Каждое требование к детали можно обеспечить оптимальным технологическим воздействием, выбранным из некоторого подмножества возможных вариантов. Варианты различаются возможностью исполнения на различном оборудовании и технологическими средствами с различными параметрами, применяемой оснасткой, приспособлениями, инструментами, мощностью технологического воздействия и т.д.

На рис. 6 показан характер взаимосвязей конструкторско-технологических показателей деталей КПП с функционально-ориентированными технологическими воздействиями. Эта схема поясняет некоторые особенности обеспечения свойств.

Таким образом, для каждого конструктивного показателя детали можно привести в соответствие некоторое множество технологических операций или технологических воздействий  $t_i^j$ , включающих при обработке  $i$ -ой детали возможность выбора вида заготовки, оборудования для механической обработки, приспособлений, разных инструментов, способов нанесения покрытий и иных воздействий. Для  $i$ -ой детали можно множество технологических параметров представить в виде:

$$T_{i\Sigma} = \left\{ t_{i3}^d, t_{i0}^m, t_{i3}^n, t_{i\phi}^k, t_{in}^f, t_{ic}^g, t_{iu}^r, t_{inn}^q, t_{i3}^j, t_{ik}^s, t_{iy}^w \right\}, \quad (6)$$

где  $t_{i3}^d$  - выбран  $d$ -ый вариант из подмножества по способу формирования заготовки;

$t_{i0}^m$  -  $m$ -ый вариант выбора оборудования по массовым характеристикам;

$t_{i3}^n$  -  $n$ -ый вариант выбора способа энергетического воздействия;

$t_{i\phi}^k$  -  $k$ -ый вариант выбора способа формообразования (обработка давлением, механической обработкой, наращиванием типа 3D печати, наплавки и другие);

$t_{in}^f$  -  $f$ -ый вариант выбора применяемых приспособлений и оснастки;

$t_{ic}^g$  -  $g$ -ый вариант выбора станков для механической обработки, модель станка;

$t_{iu}^r$  -  $r$ -ый вариант выбранного инструмента, включая выбор типа инструмента, характеристик режущих кромок, материала, соединительных поверхностей и др.;

$t_{inn}^q$  -  $q$ -ый вариант способа нанесения покрытий на поверхности детали;

$t_{ig}^j$  –  $j$ -ый вариант мощности воздействия импульса обработки, включая энергетическую

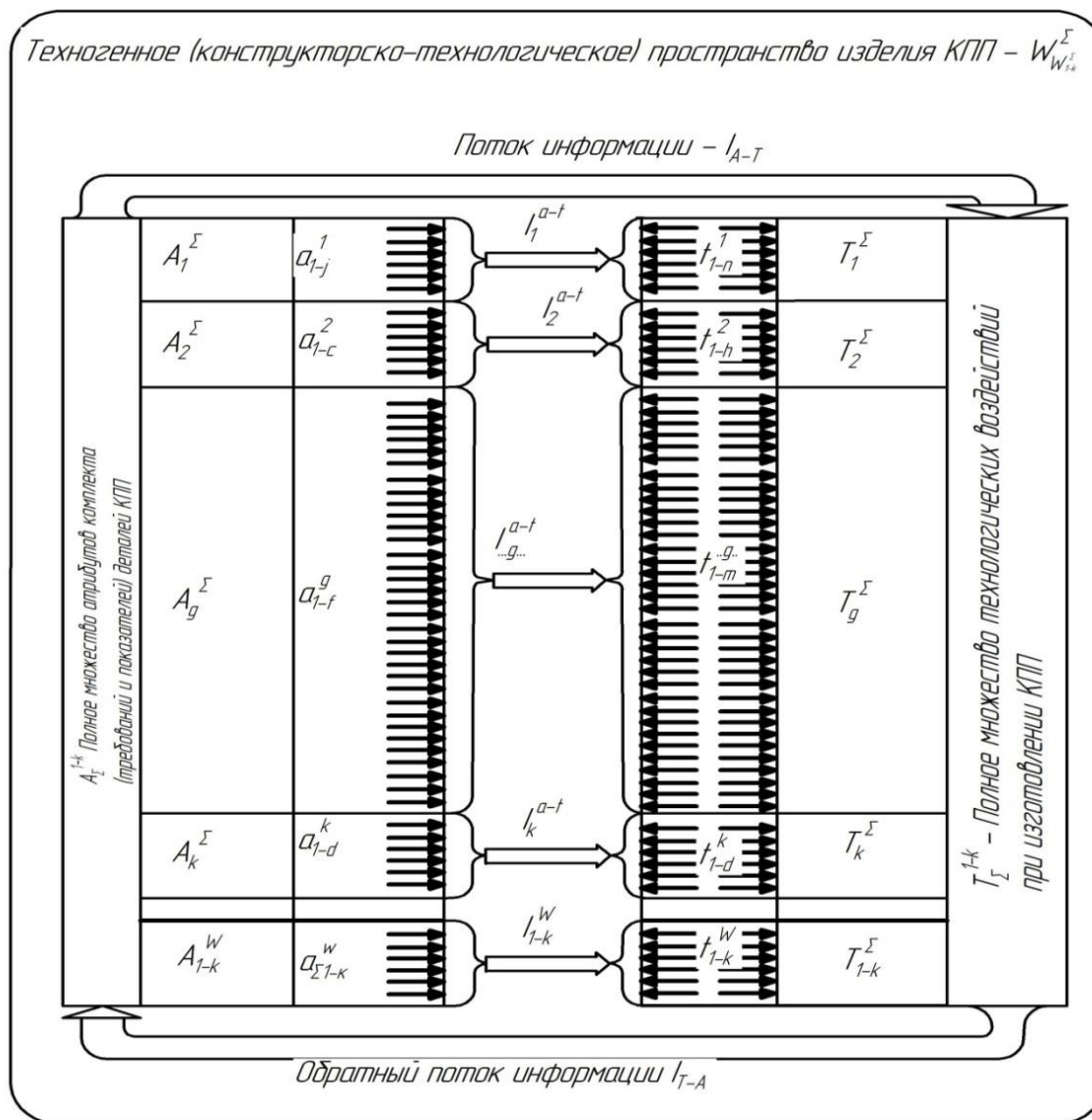


Рисунок 6. Характер взаимосвязей конструкторско-технологических показателей деталей КПП с функционально-ориентированными технологическими воздействиями

мощность при энергетическом воздействии, выбор режимов резания (скорость резания и подачу) в пределах допустимых по показателям качества;

$t_{ik}^s$  – по варианту ведения контроля качества обработки: визуальный контроль по эталону, инструментальный контроль (универсальным мерительным инструментом) инструментальный контроль специальным мерительным инструментом – автоматический инструментальный операционный контроль, специальные приборные виды контроля (рентгеноскопия, магнитоскопия, радиоволновой и другие виды);

$t_{iy}^w$  –  $w$ -ый вариант управления процессом обработки (в ручном режиме, с передачей информации на пульт, полуавтоматическое – наладочное, с обратной связью – рефлексивное, реактивное коррелятивное, иные виды перспективного управления).

При более глубокой детализации способов технологического воздействия на каждом итерационном уровне множества, отражающие показатели качества технологической системы, могут быть более углубленными и подробными, включая микровоздействия и нановоздействия, что не меняет принципиального подхода к решению задачи и построения функционально ориентированной технологии (ФОТ).

Конъюнкция выражений (1) и (2) составляет полное множество конструктивно-технологических и функционально-ориентированных технологических показателей для  $i$ -ой детали подмножества всех деталей, входящих в состав КПП.

$$W_i = A_{kik\Sigma} \& T_{ik\Sigma} \quad (7)$$

Таким образом, для каждой  $k$ -ой детали из состава КПП составляются множества вариантов функционально ориентированных технологических воздействий  $T_{k\Sigma}$ , поставленных в соответствие с требуемыми характерными показателями  $A_{kx\Sigma}$   $k$ -ой детали, обеспечивающих достижения показателей детали оптимальным образом по всем операциям, переходам с учетом режимов обработки и мощности воздействия.

Конъюнкция  $W_k = A_{k1-k\Sigma} \& T_{k\Sigma}$  аналогично выражению (7) представляет полное множество конструктивно-технологических и функционально ориентированных технологических воздействий для изготовления  $k$ -ой детали оптимальным образом. Тогда выражение вида

$$W_{\Sigma} = \{W_1, W_2, \dots, W_m\} \quad (8)$$

Представляет собой полное множество всех технологических переделов по изготовлению коробки передач, которое может включать сборку и испытание изделия, а также решение логистических и экономических вопросов.

Выражения (7) и (8) позволяют отражать все особенности обрабатываемых деталей в связи с применяемыми функционально ориентированными частными технологиями на протяжении всего цикла обработки от заготовки до финальных операций в формализованном виде.

#### 4. Заключение

1. Проведенные исследования подтверждают актуальность разработки механической зубчатой коробки переключения передач – КПП нового типа, работающей без разрыва потока передаваемой мощности.

2. Разработана схема КПП нового типа, обеспечивающая переключение передач без разрыва потока передаваемой мощности. Проверена работоспособность схемы КПП, определены некоторые особенности деталей новой коробки передач, требующие особого технологического подхода к разработке процесса изготовления, учитывающего все особенности деталей (в т.ч. модификацию зубьев вал-колеса на части зубчатых венцов). Установлены участки модификации сопрягаемых с зубчатыми колесами других деталей, отражаемых в технических требованиях показателей конструкторской документации.

3. Установлена однозначная взаимосвязь между конструкторско-технологическими параметрами, указанными в требованиях документации (и готовой детали) с функционально ориентированными параметрами технологических воздей-

ствий, обеспечивающих указанные требования. Установлено полное множество всех параметров в общем виде, отражающих набор показателей функционально ориентированных технологий, проявляющих свое преобразующее воздействие на всех операциях от получения заготовок и до финишных операций.

Характеристические показатели функционально-ориентированных технологий относительно обрабатываемых деталей имеют иерархическую соподчиненность, формализованное отражение которых требует изложения в отдельной работе.

#### ЛИТЕРАТУРА:

1. Дьяков, И. Ф. Ступенчатые и планетарные коробки передач транспортных машин. Учебное пособие. / И. Ф. Дьяков, В. И. Тарханов. – Ульяновск: УлГТУ, 2011. – 143 с. – ISBN 978-5-9795-0773-6.

2. Гируцкий, О. И. Развитие конструкций и перспективы автоматических трансмиссий / Научное издание МГТУ им. Н. Э. Баумана / О. И. Гируцкий, В. П. Тарасик, С. А. Рынкевич // Наука и образование – № ФС77-48211 Государственная регистрация №0421200025. – ISSN 1994 Россия ФГУП НАМИ, Республика Беларусь. – Могилев: Белорусско-Российский университет.

3. Базров, Б. М. Основы технологии машиностроения / Учебное пособие // Б. М. Базров. – М.: Машиностроение, 2005. – 736 с.

4. Жданович, В. Ф. Комплексная механизация и автоматизация в механических цехах. Сер.: Библиотека технолога / В. Б. Жданович, Л. Б. Гай. – М.: Машиностроение, 1976. – 288 с.

5. Политехнический словарь. Ред. И.И. Артоболевский. – М.: Советская энциклопедия, 1975.

6. Михайлов, А. Н. Общий подход в создании функционально-ориентированных и интегрированных технологий машиностроения / Машиностроение и техносфера XXI века. // Сборник трудов XII международной научно-технической конференции в г. Севастополе 12-17 сентября 2005 г. в 5-ти томах. – Донецк: ДонНТУ, 2005. – Т.2. – С. 261-274.

7. Суслов, А. Г. Функционально-ориентированные технологии обработки рабочих поверхностей деталей машин. – М.: Московский государственный индустриальный университет, 2014.

8. Михайлов, А. Н. Особенности проектирования функционально-ориентированных технологических процессов / А. Н. Михайлов, А. В. Костенко // Сборник трудов по материалам международного научного симпозиума технологов-машиностроителей (Ростов-на-Дону, 14-17 сент. 2016 г.) – Ростов н/Д: ДГТУ, 2016. – С. 21–24.

9. Котляров, Б. С. Основы структурного синтеза модификаций зубьев цилиндрических колес и схем многоинструментальных роторных машин для их формообразования. Автореферат дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02. – Харьков, 1989. – 25 с.

10. Сандлер, А. И. Модульные и функционально-ориентированные технологии в проектировании и производстве червячных передач / А. И. Сандлер, С. А. Лагутин, Е. А. Гудов // Наукоемкие технологии в машиностроении. – Брянск: БГТУ, 2017. – №3 (69). – С. 37-44.

11. Хог, Э. Прикладное оптимизированное проектирование: механические системы и конструкции / Э. Хог, Я. Арора. – М.: Мир, 1983.

Поступила в редакцию 13.02.2020 г.