

<sup>1</sup>А. Н. Михайлов, д-р техн. наук, проф., <sup>1</sup>В. Б. Котляров, аспирант,

<sup>1</sup>С. Б. Котляров, аспирант, <sup>2</sup>Б. С. Котляров, канд. техн. наук

<sup>1</sup> Донецкий национальный технический университет, г. Донецк, ДНР

<sup>2</sup> Ялта, Россия

Тел: +7(988) 55-40-021; +7(985) 021-79-06, +7(964) 704-53-62;

E-mail: [tm@fimm.donntu.org](mailto:tm@fimm.donntu.org); [svetozar90@mail.ru](mailto:svetozar90@mail.ru); [velidarkotlarov@mail.ru](mailto:velidarkotlarov@mail.ru);  
[boris.kotlyarov@mail.ru](mailto:boris.kotlyarov@mail.ru)

## ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ГМТ ОСИ ВРАЩЕНИЯ КОЛЕС ПРИ ПЕРЕКЛЮЧЕНИИ ПЕРЕДАЧ В КПП БЕЗ РАЗРЫВА ПОТОКА ПЕРЕДАВАЕМОЙ МОЩНОСТИ

*В настоящей работе представлены результаты исследования вопросов технологического обеспечения в процессе перевода вращения блок-вала колес КПП без разрыва потока передаваемой мощности (ППМ) на разные оси вращения в процессе переключения передачи. Определены исходные и конечные элементы и установлена функциональная связь между ними в технологической системе, обеспечивающей достижение конструктивных параметров рассматриваемой КПП. Разработан алгоритм расчета и приведены в общем виде формулы для определения параметрических показателей требуемых траекторий, которые обеспечивают перемещения определяющих точек технологической системы при формировании элементов КПП без разрыва ППМ.*

**Ключевые слова:** технологическая система, траектория перемещения, ось вращения, скорость перемещения, фиксация положения, величина смещения.

A. N. Mihailov, V. B. Kotliarov, S. B. Kotliarov, B. S. Kotlyarov

## TECHNOLOGICAL SUPPORT FOR CHANGING THE LMT OF THE AXIS OF ROTATION OF THE WHEELS WHEN GEARS SHIFTING IN THE GEAR BOX WITHOUT BREAKING THE TRANSMITTED POWER FLOW

*This paper presents the results of a study of the issues of technological support for the translation of the rotation of the block shaft of the gearbox wheels without breaking the RPM on different axes of rotation in the process of gear shifting. The initial and final elements are determined and a functional relationship between them is established in the technological system that ensures the achievement of the design parameters of the checkpoint under consideration. A calculation algorithm has been developed and formulas for determining the parametric parameters of the required trajectories that ensure the movement of the defining points of the technological system during the formation of the elements of the checkpoint without breaking the PPM are given in general form.*

**Keywords:** technological system, trajectory of movement, axis of rotation, speed of movement, fixation of position, displacement value.

### 1. Введение

Работа КПП заключается в передаче крутящего момента и мощности с измененной характеристикой параметров на исполнительный вал. При этом наиболее напряженным и критическим является этап работы, заключающийся в процессе изменения скоростей передачи вращения [1, 2, 3]. Особенно ответственным является этот этап переключения скоростей для КПП без разрыва ППМ, в процессе которого необходимо менять ГМТ осей вращения блок-вала колес на заданную величину смещения.

Требуемые параметры обеспечения работоспособности механизмов КПП при переключении передач определяются не только габаритными размерами элементов

коробки, но и кинематическими и динамическими характеристиками взаимодействия зубчатых колес в процессе сопряжения.

Схема переключения элементов КПП в процессе перевода зацепления шестерни с одного колеса на другое с изменением характеристик передач включает ряд элементов [4, 5]. Рассматривать следует конструктивные элементы КПП в их кинематическом и динамическом взаимодействии, которое контролируется в определенных координатных локализациях с фиксацией координирующих элементов деталей в заданных точках пространства КПП. Необходимо определять виды движений для каждого подвижного элемента и детали из состава КПП, направления и характер движения: прямолинейное, вращательное, постоянное, периодическое и т.д. Дальнейшим направлением действий является параметризация движений и силовых взаимодействий деталей, которая касается величин и векторов сил, а также реакций при взаимодействии сопрягаемых деталей и их элементов при штатной работе КПП и в процессе переключения передач. Все эти параметры должны быть увязаны в единой цепочке взаимоотношений, определяющей степень влияния на точность перемещения подвижных элементов в каждый момент времени и взаимного пространственного положения в пространстве МКПП. Также, должны быть просчитаны скорости движений, ускорения и инерционные воздействия и реакции взаимодействующих элементов, а также величины, определяющие быстродействие срабатывания при смене режимов работы и фиксации новых пространственных положений деталей в КПП.

## **2. Цель и задачи**

Цель настоящей работы заключается в создании формализованной взаимосвязи функционально значимых геометрических признаков детали, образующих формы частей, участков и зон деталей с комплексом функционально ориентированных технологических схем воздействия формообразования заданных конструкторской документацией форм и очертаний всех частей обрабатываемой детали. При этом должны быть учтены вопросы геометрической точности образуемых элементов и свойства поверхностей и структуры материала в заданных зонах и участках деталей.

Для достижения поставленной цели необходимо решить ряд отдельных задач:

1. Установить траектории перемещения определяющих точек и участков деталей в процессе взаимодействия при переключении передач;
2. Провести анализ взаимодействия в кинематических цепях сопрягаемых деталей в МКПП с возможностью дальнейшего воспроизведения при ФОТ-воздействиях формообразующего инструмента в процессе обработки деталей;
3. Установить координатные пределы фиксируемых крайних положений ГМТ осей эксцентриковых планшайб и зубчатых колес КПП в процессе переключения;
4. Установить формальную зависимость скоростей перемещения элементов деталей и геометрических положений определяющих точек деталей в системах тех координат рассматриваемых механических систем, в которых заданы конструктивные признаки.

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

Взаимодействие ведущей шестерни поз. 4 и ведомого блок-вала колес, поз. 2 на эскизе МКПП (рис. 1), в процессе переключения передач обеспечивает смену оси вращения находящихся в зацеплении и сменяющихся зубчатых венцов блок-вала колес с зубчатым венцом шестерни без разрыва кинематической цепи зацепления.

Выполняется это с помощью эксцентриковых планшайб наружных поз. 13, и поз. 15, а также внутренних эксцентриковых планшайб поз. 14 и поз. 16, указанных на рис. 1. На рис. 1 указаны также позиции основных и вспомогательных деталей КПП без

разрыва ППМ. Подробнее с принципиальным устройством такой КПП можно ознакомиться в других работах авторов [5].

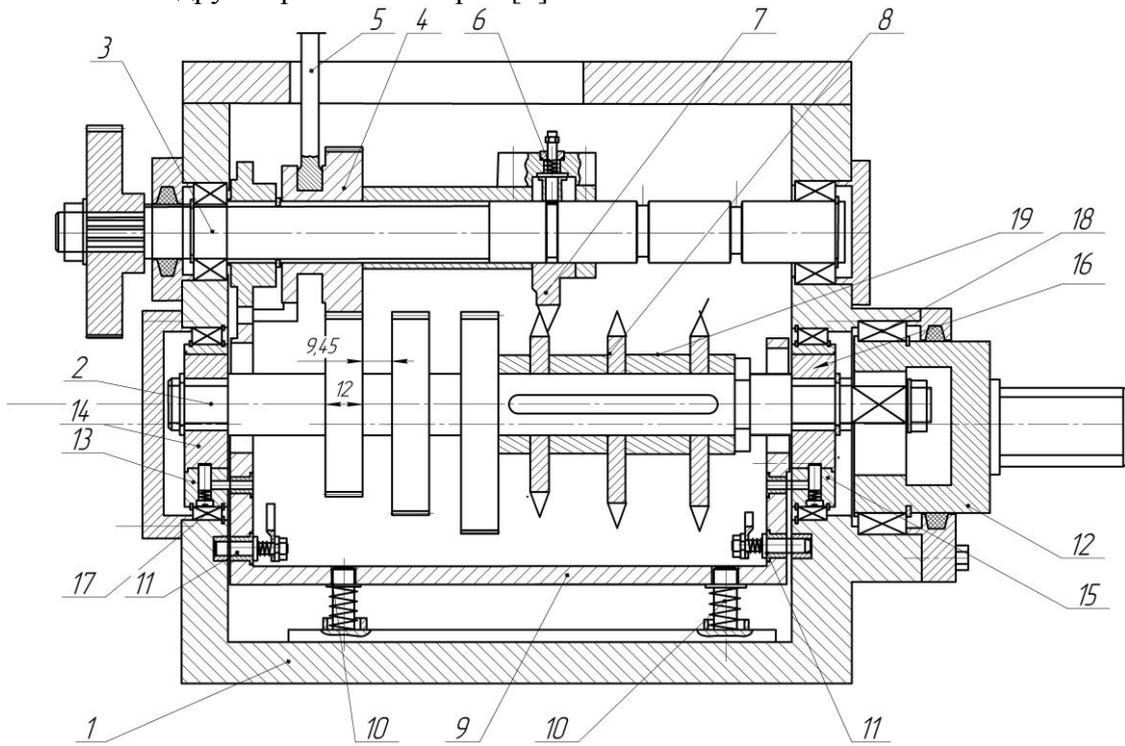


Рисунок 1. Эскиз МКПП без разрыва ППМ

Схема взаимодействия элементов КПП в процессе переключения передач с указанием направлений движений и величин смещения осей вращения шестерни и зубчатых венцов блок-вала колес приведена на рис. 2.

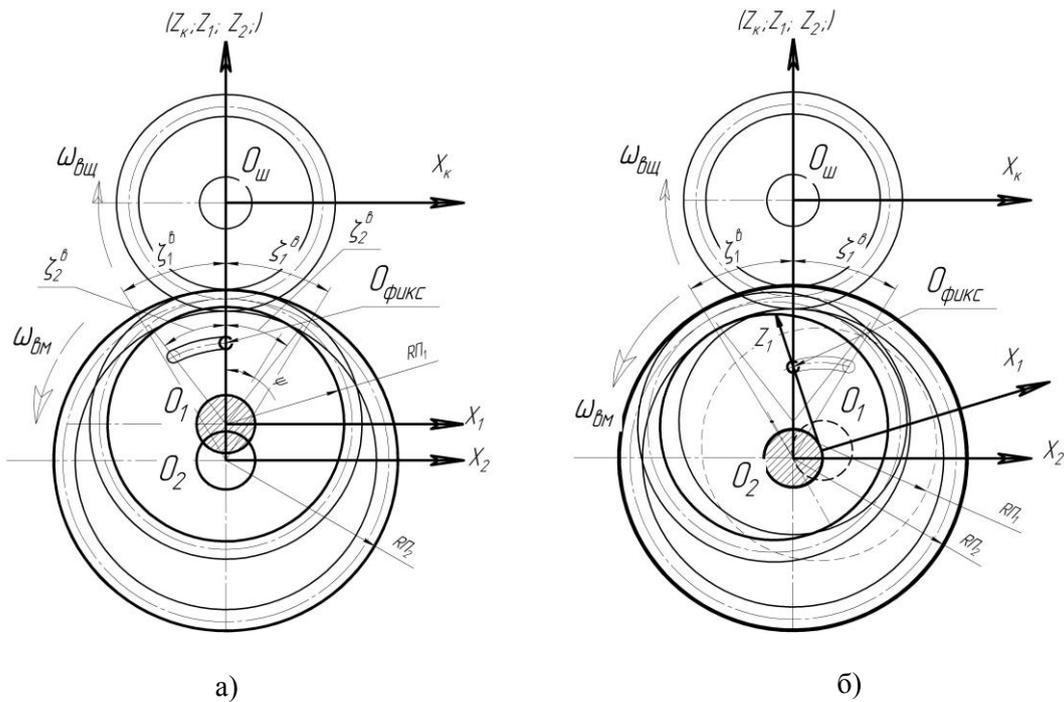


Рисунок 2. Схема взаимного расположения планшайб в начальной фазе переключения.

На рис. 2а показано взаимное положение эксцентриковых планшайб в зацеплении шестерни с первым венцом блок-вала колес, а на рис. 2б – взаимное положение этих же планшайб в позиции зацепления шестерни со вторым венцом блок-вала колес.

Порядок переацепления укрупненно и последовательно представлен на рис. 3, где промежуточные положения планшайб показаны при повороте зубчатых колес на угол  $\beta_1$  и  $\beta_2$ .

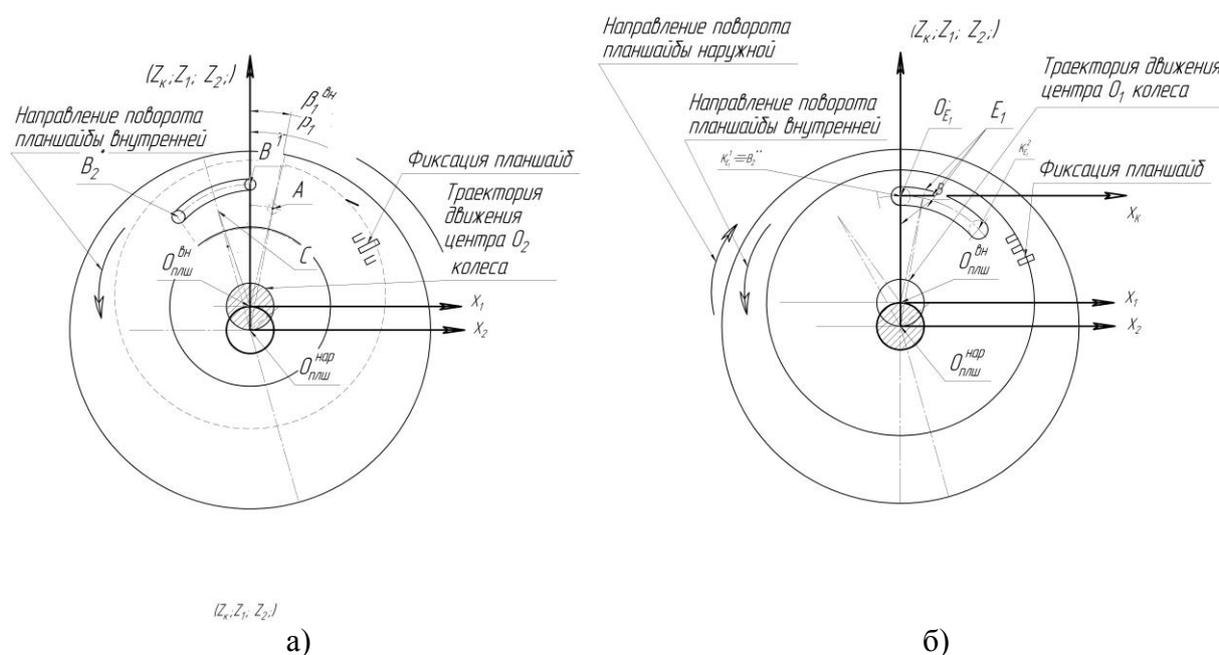


Рисунок 3. Промежуточные положения планшайб и зубчатых колес при переключении.

Принимаем во внимание, что на рис. 3 точка  $O_{пли}^{вн}$  совпадает с центром системы координат первого зубчатого венца блок-вала колес, а точка  $O_{пли}^{нар}$  совпадает с центром системы координат второго зубчатого венца блок-вала колес. Одновременно эти точки систем координат являются центрами вращения соответствующих колес. Поэтому переключение зацепления шестерни с первого венца на второй венец блок-вала колес соответствует одновременному переводу осей вращения с оси  $O_{пли}^{вн}$  на ось  $O_{пли}^{нар}$  вдоль оси  $Z$ , совпадающей со всеми системами координат сопрягаемых деталей по направлению. Эксцентриситет  $\Delta_{Z_1-Z_2}$  осей  $X_1$  и  $X_2$  соответствует размеру  $B_1B_2$  между точками  $B_1$  и  $B_2$ , обозначающими центры фиксирующих элементов внутренней и наружной планшайб в крайних относительных положениях механизма переключения, т. е.

$$\Delta_{Z_1-Z_2} = Z_2 - Z_1 = B_1B_2, \tag{1}$$

где  $B_1B_2$  – линейный размер между точками фиксации планшайб в крайних положениях, а  $Z_2-Z_1$  – линейное перемещение ГМТ центров вращения осей зубчатых венцов входящих в зацепление колес вдоль осей  $Z$ .

Для того, чтобы совместить точку  $B_1$  внутренней планшайбы с точкой  $B_2$  наружной планшайбы, совпадающей с ГМТ оси вращения блок-вала колес

относительно оси второго зубчатого венца, необходимо осуществить поворот первой и второй планшайб в относительном движении за период времени, в течение которого происходит переацепление шестерни с зубчатыми венцами блок-вала колес. Эта точка возможна для определения в единственно возможном относительном положении внутренней и наружной планшайб, соответствующем повороту первой планшайбы на угол  $\beta_1$ , а наружной планшайбы на угол  $\beta_2$  относительно исходного положения. Это условие является ограничительным и обязательным фактором для исполнения при достижении точного взаимного положения элементов в процессе переключения передач МКПП.

Другим условием точного переключения является необходимость в процессе перевода оси вращения блок-вала колес в новое ГМТ выдержать траекторию перемещения точки  $B^1$  в точку  $B_2^*$  при одновременном повороте планшайб, что приводит к переходу в точку  $B_2^{**}$ , а также к равномерному и последовательному изменению радиуса точки зацепления шестерни и зубчатого венца колеса относительно мгновенного центра вращения в зацеплении и одновременному переводу мгновенной оси вращения блок-вала колес с точки  $O_{пли}^{вн}$  в точку  $O_{пли}^{нар}$  по прямой линии (линия  $O_{пли}^{вн} - O_{пли}^{нар}$  на рис. 3б).

Расчетная схема такого переходного зацепления представлена на рис. 4.

Основные элементы, влияющие на характер перемещения точки фиксации планшайб при переводе осей вращения зубчатых венцов, указаны на рис. 4а. Расчетная схема содержит основные элементы, обеспечивающие расчет промежуточных и конечных точек траектории перевода планшайб в положения, обеспечивающие зацепление колес.

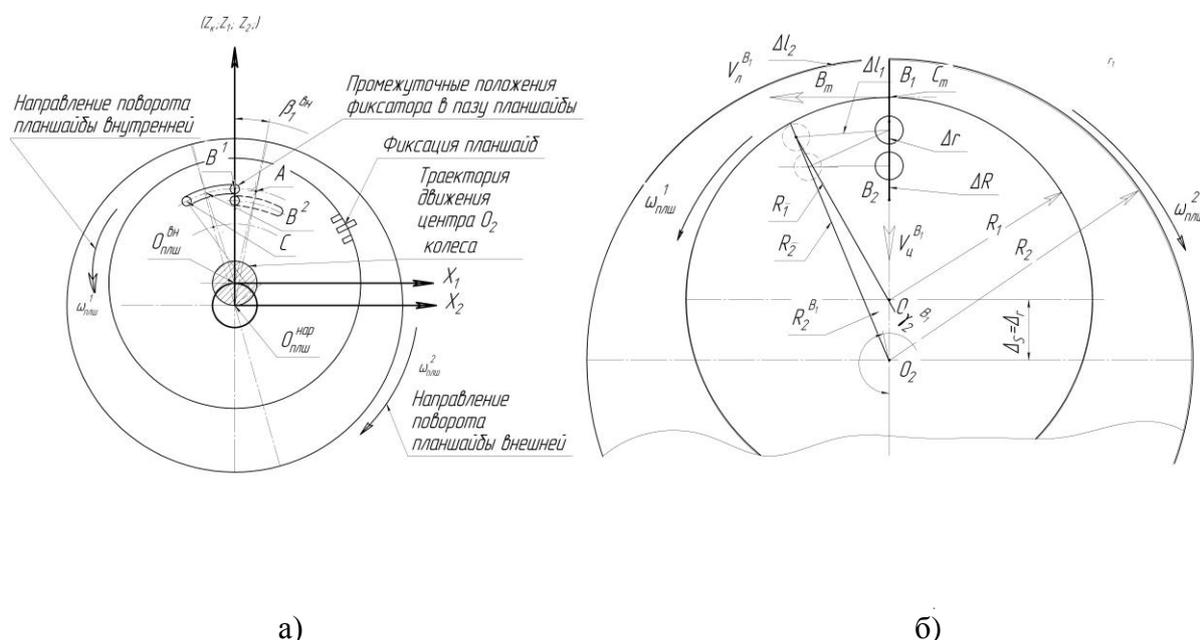


Рисунок 4. Схема, траектория перемещения точки фиксации планшайб при переключении:

- а) конструктивные особенности взаимосвязей планшайб в сопряжении;
- б) расчетная схема перемещения точки фиксации при переключении.

За счет ориентирующего пальца в планшайбе внутренней, имеющего возможность перемещения в пазу планшайбы наружной. В процессе выполнения синхронного проворота внутренней планшайбы в направлении  $\omega_{nl}^1$  и наружной планшайбы в направлении  $\omega_{nl}^2$  палец перемещается по прямой  $B_1B_2$ . При этом суммарное расстояние перемещения  $B_1B_2$ , которое преодолел палец, равно расстоянию  $\Delta s = \Delta r$ , соответствующее эксцентриситету размещения зубчатых венцов блок-вала колес относительно общей оси вала и наружной эксцентриковой планшайбы, обеспечивающей центрирование осей вращения зубчатых колес.

Процесс последовательно-непрерывного перевода точки  $B_1$  в точку  $B_2$  центра пальца проиллюстрирован на рис. 5, где на рис. 5а представлена укрупненно общая схема относительного расположения всех планшайб, фиксирующих элементов механизма переключения с указанием конечных и определяющих позиций. На рис. 5б приведена расчетная схема последовательного перевода точки «В» фиксирования в новое положение.

Условно можно представить проворот планшайбы  $III$  на некий угол  $\gamma_i^1$ , при этом осуществляется проворот планшайбы  $II$  на угол  $\gamma_i^2$  за одинаковый промежуток времени. В условном треугольнике  $ABC$  за условную единицу времени точка «А» перемещается в точку «В» за счет планшайбы  $III$ , а за счет поворота планшайбы  $II$  точка «В» переходит в точку «А<sub>2</sub>». В этом случае можно записать ряд геометрических зависимостей:

$A_1C_1 = B_1C_1 \text{tg} \gamma_i^1 = l_{12}^p \text{tg} \gamma_i^1$ , в то же время  $A_2C_1 = B_1C_1 \text{tg} \gamma_i^2 = l_{12}^p \text{tg} \gamma_i^2$ , и  $A_1A_2 = A_1C_1 - A_2C_1$ , т. е.

$$\Delta_i^s = l_{1,2}^p \times \text{tg}(\gamma_i^1 - \gamma_i^2), \tag{2}$$

где  $l_{12}^p$  – текущее перемещение точки за единицу времени  $\Delta t$  при  $\lim (\Delta t \rightarrow 0)$ ; углы  $\gamma_1$  и  $\gamma_2$  представляют углы поворота первой и второй планшайб, а  $\gamma_i^1$  и  $\gamma_i^2$  - это текущие углы поворота соответствующих планшайб за время  $\Delta t$  при  $\lim (\Delta t \rightarrow 0)$ .

С целью выравнивания угловых скоростей сопрягаемых элементов, пальца и паза, при осуществлении проворота планшайб с соблюдением траектории перемещения в фиксированное положение необходимо выполнить условие:

$$\frac{d\gamma_i^1}{dt} = \frac{d\gamma_i^2}{dt}, \text{ и тогда:}$$

$$B_1B_2 = \int_{\Delta s_1^1}^{\Delta s} \left[ l_{1,2}^p \times \text{tg}(\gamma_i^1 - \gamma_i^2) \right], \tag{3}$$

где подинтегральное выражение в (3) отражает мгновенное перемещение по направлению линии  $B_1B_2$  центра фиксирующего пальца за бесконечно малый отрезок времени, стремящийся к «0».

Выражение (3) определяет траекторию кривой направляющей паза планшайбы, благодаря чему обеспечивается прямолинейное перемещение от  $B_1$  к  $B_2$  оси центра фиксирующего пальца. Траектория может быть задана уравнением осевой линии паза планшайбы по крайним точкам. Это уравнение может быть использовано при выполнении паза в системе технологического обеспечения.

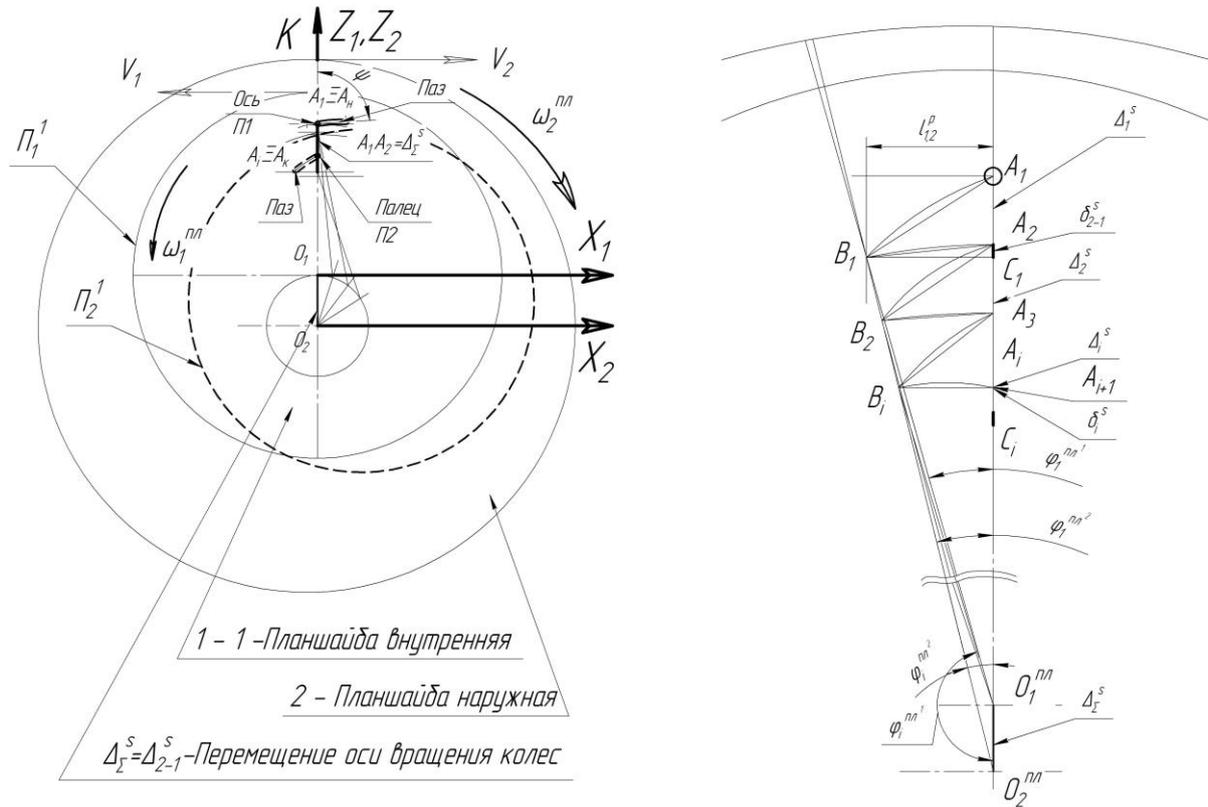


Рисунок 5. Расчетная схема перемещения оси вращения колес при переключении:  
 а) схема взаимных положений элементов, участвующих в переключении;  
 б) схема постепенного последовательного перевода оси с 1-го во 2-е положение.

Сам паз в планшайбе может быть выполнен согласно уравнению кривой в системе координат  $XOZ$ , в виде:  $f(M)=f(z,x)$ .

На рис. 6 приведена схема, иллюстрирующая определение вида функции  $f(z,x)$ . Суммарный поворот планшайбы вокруг оси составляет угол  $\psi$ . Поскольку поворот на этот угол должен осуществляться за определенный отрезок времени, равный времени поворота планшайбы на угол  $\varphi$  сектора переключения передач блок-вала колес, то можно сделать следующий вывод. Поскольку поворот на угол  $\varphi$  внутренней планшайбы и на угол  $\psi$  наружной планшайбы происходит одновременно, то угловые скорости планшайб при стремлении к «0» ( $\lim (\Delta t \rightarrow 0)$ ). Мгновенные угловые скорости  $\omega_1 = \frac{d\varphi}{dt}$  и  $\omega_2 = \frac{d\psi}{dt}$  планшайб  $П1$  и  $П2$  в каждый момент времени стремятся к равенству.

Угол  $\beta_1$  углового сектора переключения для первого венца определяется в виде выражения  $\beta_1 = \frac{2\pi R_1 n_{z_1}}{Z_1}$ , а угол  $\beta_2$  углового сектора переключения для второго венца определяется в виде  $\beta_2 = \frac{2\pi R_2 n_{z_2}}{Z_2}$ , (см. рис. 6). При этом в начальной точке  $K_n$  осуществления контакта ведущей шестерни с первым венцом блок-вала колес в начале переключения, и в конечной точке  $K_k$  контакта шестерни с первым венцом блок-вала



скоростей находится в точке контакта делительных окружностей зубчатых колес, а точка оси вращения блок-вала колес является подвижной. Линия перемещения по прямой выдерживается за счет того, что поворот наружной планшайбы П2 обеспечивает угловое смещение, а поворот на такой же угол  $\psi$  внутренней планшайбы в противоположном направлении обеспечивает смещение по линии центров шестерни и блок-вала колес.

Исходным моментом для расчета траектории перемещения фиксирующего пальца внутренней планшайбы, следовательно паза наружной планшайбы, является соотношение угловых сегментов секторов переключения шестерни и соответствующего зубчатого венца блок-вала колес. Так угловой сектор шестерни  $\alpha_{ш}$  определяется числом зубьев сектора:

$$\alpha_{ш} = \frac{2\pi Z^{ycn}_{ш}}{Z_{ш}}, \tag{4}$$

где  $Z_{ш}$  – полное число зубьев шестерни,

а  $Z^{ycn}_{ш}$  – число зубьев углового сектора переключения шестерни.

При этом длина дуги  $l^{ycn}_{\partial ш}$  контакта шестерни с дугой контакта от начальной точки до конечной углового сектора зубчатого венца блок-вала колес по делительному диаметру определяется выражением:

$$l^{ycn}_{\partial ш} = \frac{2\pi r^{ycn}_{\partial ш} Z^{ycn}_{ш}}{Z_{ш}}, \tag{5}$$

где  $r^{ycn}_{\partial ш}$  – радиус делительного диаметра шестерни. Длина дуги  $l^{ycn}_{\partial \kappa_i}$  соответствующего зубчатого венца равна длине дуги сектора шестерни:  $l^{ycn}_{\partial ш} = l^{ycn}_{\partial \kappa_i}$ .

Время действия углового сектора при переключении  $t^{ycn}_{ш} = \frac{\alpha_{ш}}{\omega_{ш}}$ , где  $\omega_{ш}$  – угловая скорость шестерни. Условие корректной работы устройства – контакт дуг одинаковой длины шестерни и зубчатого венца блок-вала при разных радиусах за один и тот же промежуток времени:  $t^{ycn}_{ш} = t^{ycn}_{\kappa_i}$ . При этом длина дуги углового сектора венца блок-вала равна:

$$l^{ycn}_{\kappa_i} = \alpha^{ycn}_{\kappa_i} r^{nep}_{\kappa_i}, \tag{6}$$

где радиус  $r^{nep}_{\kappa_i}$  является величиной переменной в период переключения и изменяется от  $r^{nep}_{\kappa_i} = r^{ном}_{\kappa_i} - r^{ном}_{\kappa_i-1}$  до величины  $r^{ном}_{\kappa_i}$ , где верхний индекс «ном» указывает на номинальный размер радиуса, а нижний индекс « $\kappa_i-1$ » – указывает на размер радиуса предыдущего зубчатого венца блок-вала колес. Тогда угловой сектор зубчатого венца колеса определяется выражением:

$$\alpha^{ycn}_{\kappa_i} = \omega^{ycn}_{\kappa_i} t^{ycn}_{\kappa_i}, \tag{7}$$

и одновременно через радиус  $r_k$  можно записать:  $\alpha_{\kappa_i}^{ycn} = \frac{l_{\partial\kappa_i}^{ycn}}{r_{\kappa_i}^{ном}}$ . Связь угла  $\alpha_{\kappa_i}^{ycn}$  колеса

и угла поворота планшайбы устанавливается следующим образом.

В зависимости от радиуса  $r_k^1$  размещения фиксирующего пальца на планшайбе П1 определяется угловой сектор  $\psi_2$  поворота наружной планшайбы П2. Факторами синхронизации перевода вращения колес на новую ось являются расстояние  $\Delta s$  между новыми осями (эксцентриситет осей блок-вала колес) и промежуток времени  $t_{\kappa_i}^{ycn}$ , в течение которого осуществляется перевод, т. е. переключение на новую ступень передачи.

Угол поворота планшайб  $\psi_1$  и  $\psi_2$  не должен быть равен углам поворота  $\alpha_{ш}^{ycn}$  шестерни и  $\alpha_{\kappa_i}^{ycn}$  колеса блок-вала, но расчет должен обеспечивать переход из точки «А» в точку «В» (рис. 3) на расстояние  $\Delta s$  за время  $t_{\kappa_i}^{ycn}$ , выражение

$$\frac{\alpha_{ш}^1}{\omega_{\kappa_i}^1} = \frac{\psi_{П1}^1}{\omega_{П1}^1} = \frac{\psi_{П2}^2}{\omega_{П2}^2} = t_{\kappa_i}^{ycn}, \text{ и } \frac{d\alpha_{ш}^1}{\omega_{ш}^{мгн}} = \frac{d\psi_{П1}^1}{\omega_{П1}^{мгн}} = \frac{d\psi_{П2}^2}{\omega_{П2}^{мгн}} = dt_{\kappa_i}^{ycn}, \quad (8)$$

должно быть справедливым для всех указанных элементов. Исходя из указанного можно выбрать радиус точки на планшайбе П2 размещения ориентирующего пальца планшайбы П1 в начальном и конечном положениях траектории перемещения по пазу.

Отдельно следует отметить, что при реализации рассмотренной схемы применения планшайб для перевода осей вращения в требуемые точки, сами планшайбы могут выполнять вращательные движения только для проворота в нужное положение в момент переключения. Можно применять и другие схемы для перевода осей вращения блок-вала колес в точки, соответствующие мгновенному центру вращения. Можно применить, например, механизм по схеме трех эксцентриковых планшайб. В этом случае вращение наружной планшайбы может осуществляться без прерывания при работе механизма.

Конструктивный смысл выражения (8) в том, что при конструктивном исполнении элементов зубчатых колес и эксцентриковых планшайб П1 и П2 таким образом, чтобы механические связи жестко обеспечивали одновременное перемещение оси блок-вала колес на расстояние  $\Delta s$  при одновременном повороте планшайб, автоматически будут обеспечиваться величины мгновенных угловых скоростей взаимодействующих деталей в точках сопряжений в процессе переключения ступеней передач.

Таким образом, из выражений (5, 6, 7, 8) можно установить реальные значения скоростей и конструктивных размеров элементов, в частности планшайб, при изготовлении которых гарантировано, обеспечивается работоспособность механизма.

### Заключение

В работе приведены результаты исследований, позволяющие формировать объем ФОР-воздействий при изготовлении эксцентриковых планшайб для МКПП без разрыва ППМ за счет проработки конструктивных элементов, обеспечивающих кинематику при переключении ступеней передач. Для достижения цели работы

получены результаты при решении ряда частных задач, в частности касающихся следующих положений:

1. Установлены траектории перемещения определяющих точек ориентирующих пальцев и пазов эксцентриковых планшайб, обеспечивающих ГМТ осей вращения колес и участков деталей в процессе взаимодействия при переключении передач, с помощью которых обеспечивается кинематика, траектории и режимы резания при формировании геометрии и свойств поверхностей паза;

2. Проведен анализ взаимодействия в кинематических цепях сопрягаемых деталей в МКПП с возможностью дальнейшего воспроизведения при осуществлении ФОТ-воздействий формообразующего инструмента при контакте режущих кромок инструмента и заготовки в процессе обработки деталей;

3. Предложена схема расчета для определения координатных пределов фиксируемых крайних положений пальцев и пазов ГМТ осей эксцентриковых планшайб и зубчатых колес КПП в процессе переключения;

4. Установлена формальная зависимость скоростей перемещения элементов деталей и геометрических положений определяющих точек деталей рассматриваемых механических систем, в которых заданы конструктивные признаки, что является основанием для расчета кинематики в цепи связей при наладке систем станка.

В результате проведенных исследований выявлены зависимости взаимодействий элементов механизма МКПП, в частности ведущей шестерни, ведомых зубчатых венцов блок-вала колес, ориентирующих эксцентриковых планшайб, и разработан порядок ведения вычислений при расчете кинематики в процессе переключения ступеней передач.

#### **ЛИТЕРАТУРА:**

1. Артоболевский, И. И. Механизмы в современной технике. Справочное пособие для инженеров, конструкторов и изобретателей. В 7 томах: Элементы механизмов. Рычажно-кулачковые, механизмы Т. 3. Зубчатые механизмы Т. 4. Изд. 3. – 2019. – 500 с.

2. Базров, Б. М. Основы технологии машиностроения: Учебник для вузов / Б. М. Базров – М.: Машиностроение, 2005. – 736 с.

3. Михайлов, А. Н. Основы синтеза функционально-ориентированных технологий машиностроения / А. Н. Михайлов. – Донецк: ДонНТУ, 2009. – 346с.

4. Михайлов, А. Н. Проявление атрибутов деталей машин как факторов разработки функционально-ориентированных технологий / Михайлов А. Н., Котляров Б. С., Котляров В. Б., Котляров С. Б. // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных работ. – Донецк: ДонНТУ, 2020. – Вып. 3 (70). – С. 22-33. – ISSN 2073-3216, (E) ISSN 2518-7120.

5. Михайлов, А. Н. Синтез модели функционально-ориентированной технологической системы создания КПП без разрыва потока передаваемой мощности / Михайлов А. Н., Котляров В. Б., Котляров С. Б. // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных работ. – Донецк: ДонНТУ, 2020. – Вып. 4 (71). – С. 35-43. – ISSN 2073-3216, (E) ISSN 2518-7120.

Поступила в редколлегию 21.03.2023 г.