

УДК 629.114.2.001.63(075.8)

Методика определения рациональных конструкционных параметров четырехвалльных несоосных преселекторных коробок передач сельскохозяйственных тракторов

Determination method of rational design parameters for four-shaft not-coaxial preselector transmissions of agricultural tractors

В. М. ШАРИПОВ¹, д-р техн. наук

Б. Н. НЮНИН¹, д-р техн. наук

В. А. КРЮЧКОВ², канд. техн. наук

Р. С. ФЕДОТКИН², канд. техн. наук

Е. М. АЛЕНДЕЕВ³, канд. техн. наук

А. А. ТИМОФИЕВСКИЙ³, инж.

¹ Московский политехнический университет, Москва, Россия, trak@mami.ru

² Всероссийский научно-исследовательский институт механизации сельского хозяйства, Москва, Россия, smash@list.ru

³ ОАО "Научно-исследовательский институт стали", Москва, Россия, evg9702@gmail.com

V. M. SHARIPOV¹, DSc in Engineering

B. N. NYUNIN¹, DSc in Engineering

V. A. KRYUCHKOV², PhD in Engineering

R. S. FEDOTKIN², PhD in Engineering

E. M. ALENDEEV³, PhD in Engineering

A. A. TIMOFIEVSKIY³, Engineer

¹ Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia, trak@mami.ru

² All-Russian Research Institute of Agricultural Mechanization, Moscow, Russia, smash@list.ru

³ Research Institute of Steel, PLC, Moscow, Russia, evg9702@gmail.com

При создании преселекторных коробок передач для различных машин конструкторы машиностроительных предприятий сталкиваются с отсутствием методик, которые позволили бы однозначно определить их конструкционные параметры. В частности, при определении схемы расположения валов в четырехвалльных преселекторных коробках передач с несоосным расположением валов при необходимости соблюдения минимальной габаритной ширины возникает взаимное влияние параметров геометрии и расположения шестерен друг на друга и на габаритную ширину одновременно. При решении такой задачи приходится прибегать к применению графоаналитического метода с большим количеством итераций, что трудоемко и не дает гарантии повторяемости результата. В статье

приведена методика, позволяющая выбрать рациональные параметры основных кинематических звеньев для обеспечения минимальной габаритной ширины и однозначно определить их положение в пространстве. При разработке методики учитывался опыт авторов в создании трансмиссий сельскохозяйственных тракторов тягового класса 4. Последовательность проектирования преселекторной коробки передач сводится к выбору передаточных чисел и формированию рациональной схемы расположения валов, благодаря которой достигается минимизация габаритной ширины коробки передач. Установлено, что исходя из кинематических параметров звеньев можно построить ромб, который полностью определяет расположение валов в коробке передач. Для полного описания геометрии этого ромба и его положения в пространстве получены аналитические зависимости. В итоге математически точно находятся габариты преселекторной коробки передач и расстояние между входным и выходным валами без применения графоаналитического метода. Разработанная методика определения рациональных конструктивных параметров преселекторных коробок передач может быть использована при создании подобных конструкций для тяговых и транспортных машин.

Ключевые слова: сельскохозяйственный трактор; преселекторная коробка передач; несоосное расположение валов; синхронизатор; фрикционная муфта; шестерни; контур синхронизаторов; контур фрикционных; ромб расположения валов; минимальная габаритная ширина.

Developing the preselector transmissions for different vehicles, designers of machine-building enterprises face the absence of methods that would allow to define unambiguously the design parameters of those transmissions. Particularly, during determination of shafts arrangement diagram in four-shaft preselector transmissions with not-coaxial arrangement with necessity to keep the minimum overall width, there is the mutual interference of parameters of geometry and arrangement of gear wheels on each other and overall width simultaneously. For the solution of this problem, it is necessary to resort to using of graphical analytic method with a great number of iterations, which is labor consuming and does not provide a guarantee of result repeatability. The article deals with the method that allows to choose the rational parameters of main kinematic links to provide minimum overall width and to define unambiguously their position in space. During method preparation, the authors' experience in development of transmissions for agricultural tractors of 4 drawbar category was taken into account. The design sequence of preselector transmission is reduced to choice of gear ratios and to forming of rational shafts arrangement diagram, due to which the minimization of overall width of preselector transmission is achieved. It is established that on the basis of kinematic parameters of links, it is possible to form the rhombus that completely defines shafts arrangement in transmission. For complete description of the rhombus geometry and its position in space, the analytical dependences are obtained. As a result, it is possible to determine accurately the overall dimensions of preselector transmission and the distance between input and output shafts without using graphical analytic method. The developed determination method of rational design parameters of preselector transmissions could be used in development of similar constructions for traction and transport machines.

Keywords: agricultural tractor; preselector transmission; not-coaxial arrangement of shafts; synchronizer; friction clutch; gear wheels; synchronizer circuit; clutch circuit; shafts arrangement rhombus; minimum overall width.

Введение

Преселекторные коробки передач (ПрКП) получают все большее распространение в трансмиссиях тракторов и автомобилей [1–3]. При создании ПрКП для машин различного назначения конструкторы машиностроительных предприятий используют графоаналитический метод проектирования на основе большого количества итераций. Это довольно трудоемкий и приближительный метод. Однако на сегодняшний день других методов определения рациональных параметров конструкции ПрКП нет.

Цель исследования

Цель исследования — разработка методики определения рациональных конструктивных параметров ПрКП на стадии проектирования для обеспечения ее технологичности и минимальной ширины (на основе собственного опыта авторов в создании ПрКП с.-х. тракторов тягового класса 4).

Методика определения рациональных параметров ПрКП

Конструирование и расчет современных КП с неподвижными осями валов и планетарных КП достаточно подробно рассмотрены в работах [4–12]. Сегодня все большее распространение получают ПрКП, вопросы конструирования и расчета которых применительно к отечественным с.-х. тракторам частично изложены в работах [5, 13–15].

Методику определения рациональных конструктивных параметров ПрКП рассмотрим на примере ее кинематической схемы с несоосным расположением входного и выходного валов, представленной на рис. 1 [5, 13, 14].

Применение ПрКП с несоосным расположением входного и выходного валов позволяет упростить согласование двигателя и центральной передачи при их разновысотном размещении, а также рационально использовать пространство картера для размещения механических передач диапазонной части ПрКП и независимого привода вала отбора мощности (для тракторных КП).

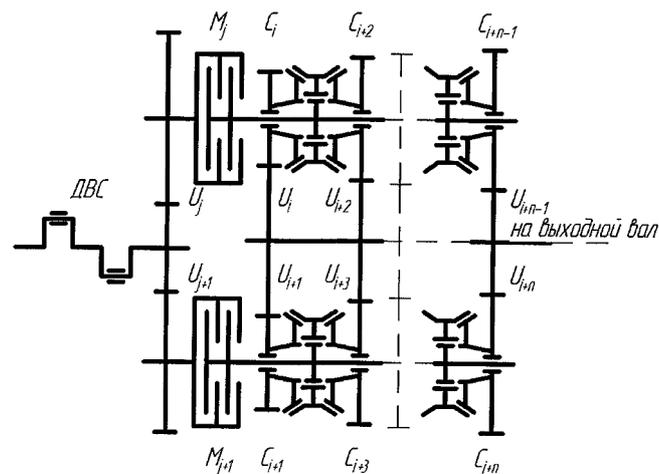


Рис. 1. Схема ПрКП с несоосным расположением валов:

ДВС — двигатель внутреннего сгорания; $C_i, C_{i+1}, \dots, C_{i+n}$ — синхронизаторы включения передач $i, (i+1)$ и т.д.; M_j, M_{j+1} — фрикционные муфты (ФМ) промежуточных валов нечетных и четных диапазонов передаточных чисел; $U_i, U_{i+1}, \dots, U_{i+n}$ — передаточные числа пар шестерен $i, (i+1)$ и т.д.; U_j, U_{j+1} — согласующие передаточные числа пар шестерен на ФМ j и $(j+1)$

На рис. 2 представлена схема расположения валов таковой ПрКП.

В инженерной практике при проектировании тракторных ПрКП основной геометрический критерий формирования схемы расположения валов — минимизация габаритной ширины W_{da} .

Необходимо отметить, что для обеспечения технологичности и упрощения сборки ПрКП желательнее уменьшать номенклатуру шестерен ее синхронизированной части ввиду сложности изготовления отдельных конструктивных элементов.

Учитывая сказанное выше, целесообразно принять для передаточных чисел:

$$U_i = U_{i+1}; U_{i+2} = U_{i+3}; \dots; U_{i+n-1} = U_{i+n},$$

а для диаметров шестерен:

$$d_{i1} = d_{(i+1)1} = d_{(i+2)1} = \dots = d_{(i+n-1)1} = d_{(i+n)1}.$$

При этом межосевые расстояния a_i будут равны для всех передаточных чисел U_i .

Общие передаточные числа ПрКП для каждой передачи выбираются заранее на основании исходных данных и требуемых скоростных и силовых показателей машины. При перераспределении общих передаточных чисел внутри схемы между входными и выходными парами шестерен необходимо руководствоваться их расположением, показанным на рис. 1, и рекомендациями, приведенными далее.

В наиболее частом случае, когда $U_{КПn} \geq 1$ (высшая передача понижающая или прямая), перераспределить передаточные числа нужно так, чтобы количество зубьев $Z_{(i+n-1)1} = Z_{(i+n)1} = Z_{j2} \pm 2$ и при этом соблюдалось условие $0,98 > U_{i+n} > 0,92$. В этом случае обеспечивается максимально возможное сведение промежуточных валов к вертикальной оси, проходящей через входной и выходной валы (см. рис. 2). Здесь Z_{j2} , $Z_{(i+n)1}$, $Z_{(i+n-1)1}$ — количество зубьев шестерен, соответствующее аналогичным диаметрам делительных окружностей.

Если $U_{КПn} < 1$ (высшая передача повышающая), то для тех же условий необходимо обеспечить $U_{j+1} = 1$.

Остальные передаточные числа ПрКП находят в обратном порядке, в направлении от ее высшей передачи к низшей. При этом необходимо учитывать отличия при расчете ряда передач ПрКП от КП с классической структурой передаточного ряда. Наиболее распространен геометрический ряд передаточных чисел, при котором определяющим в соотношении соседних передаточных чисел служит знаменатель геометрического ряда q [4, 6, 11, 12]. В ПрКП аналогичный знаменатель прогрессии применяется в отношении передаточных чисел, связанных с ФМ, и по сути исполняет роль коэффициента перекрытия, показывающего величину перепада частот вращения дисков в ФМ соседних передач. В синхронизированной же части ПрКП применяется коэффициент рассинхронизации p , который в общем случае при применении геометрического ряда равен q^m , где m — количество ФМ. Фактически p — знаменатель прогрессии, возведенный в степень, равную количеству ФМ, установленных на входе в синхронизированную часть ПрКП.

Ниже приведена методика определения рациональных конструктивных параметров ПрКП, на которую следует ориентироваться при проектировании попереч-

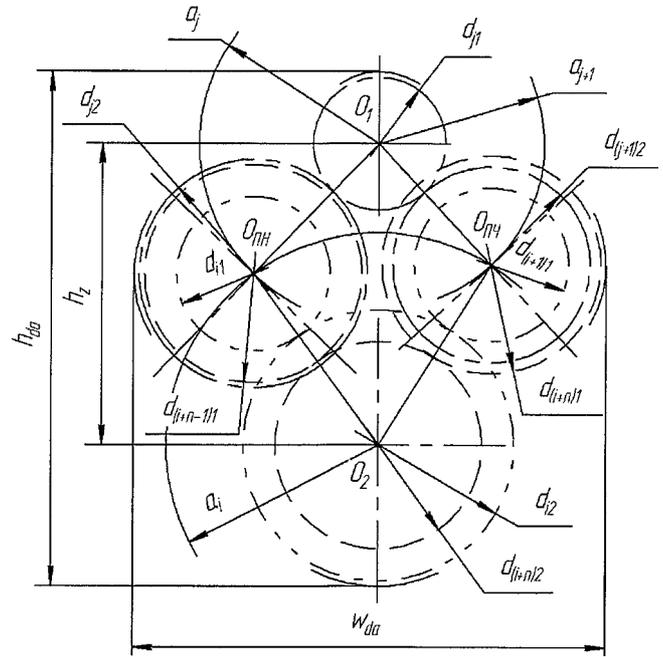


Рис. 2. Схема расположения валов четырехвальной ПрКП с несоосным расположением валов:

O_1, O_2 — обозначения осей входного и выходного валов; $O_{пн}, O_{пч}$ — обозначения осей промежуточных валов нечетных и четных передач; a_j, a_{j+1} — межосевые расстояния передаточных звеньев, связанных с ФМ нечетных и четных диапазонов передаточных чисел; a_i — межосевые расстояния шестерен синхронизированной части ПрКП; d_{j1} — диаметр делительной окружности шестерни входного вала; $d_{j2}, d_{(j+1)2}$ — делительные диаметры шестерен промежуточного вала, связанных с ФМ нечетных и четных диапазонов передаточных чисел; $d_{i1}, d_{(i+1)1}$ — делительные диаметры шестерен промежуточного вала, связанных с синхронизаторами нечетных и четных передаточных чисел на низшей передаче; $d_{(i+n-1)1}, d_{(i+n)1}$ — делительные диаметры шестерен промежуточного вала, связанных с синхронизаторами нечетных и четных передаточных чисел на высшей передаче; $d_{i2}, d_{(i+n)2}$ — делительные диаметры шестерен выходного вала на низшей и высшей передачах; h_{da} — габаритная высота зацепления ПрКП по вершинам зубьев шестерен; h_z — расстояние между входным и выходным валами ПрКП; W_{da} — габаритная ширина зацепления ПрКП по вершинам зубьев шестерен

ного расположения несоосно размещенных валов ПрКП. Данная методика апробирована при проектировании ПрКП тракторов тягового класса 4 и включает следующие этапы.

1. На основании подобранных передаточных чисел и исходных данных, устанавливающих величины нагрузок в ПрКП, исходя из известных зависимостей [4, 6, 11, 12, 16] определяются межосевые расстояния a_i, a_j, a_{j+1} и диаметры шестерен $d_{j1}; d_{j2}; d_{(j+1)2}; d_{i1} = d_{(i+1)1}; d_{(i+n-1)1} = d_{(i+n)1}; d_{i2}; d_{(i+n)2}$.

2. ПрКП делится на два контура: передний — контур фрикционного (несимметричный, рис. 3), задний — контур синхронизаторов (симметричный, рис. 4).

3. Треугольник заднего симметричного контура строится исходя из диаметров и межосевых расстояний так, чтобы вершины зубьев находились друг от друга на расстоянии зазора ϵ . Зазор между зубьями ϵ (см. рис. 3)

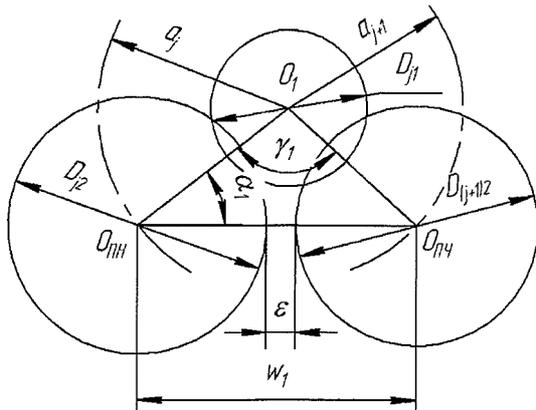


Рис. 3. Несимметричный контур ПрКП (контур фрикционов):

D_{j1} — диаметр вершин зубьев шестерни входного вала; D_{j2} , $D_{(j+1)2}$ — диаметры вершин зубьев шестерен промежуточных валов, связанных с ФМ нечетных и четных передач; ε — минимально допустимый или желаемый зазор между вершинами зубьев шестерен; W_1 — несущая хорда, определяющая габаритные размеры несимметричного контура; γ_1 — угол раствора несимметричного контура; α_1 — угол у хорды для несимметричного контура

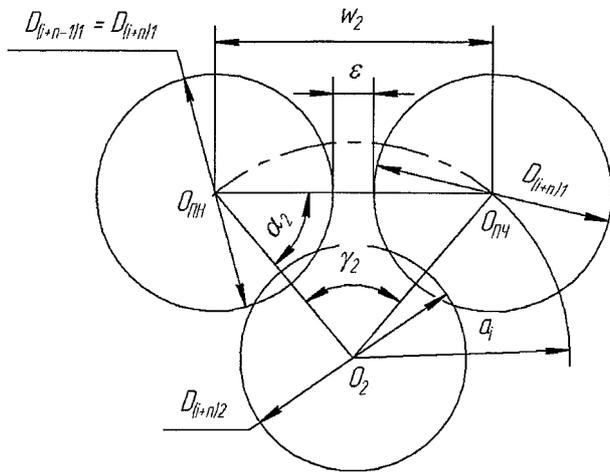


Рис. 4. Симметричный контур ПрКП (контур синхронизаторов):

$D_{(i+n)1}$, $D_{(i+n)1}$ — диаметры вершин зубьев шестерен промежуточных валов, связанных с синхронизаторами нечетных и четных передаточных чисел на высшей передаче; $D_{(i+n)2}$ — диаметр вершин зубьев шестерни выходного вала на высшей передаче; W_2 — несущая хорда, определяющая габаритные размеры симметричного контура; γ_2 — угол раствора симметричного контура; α_2 — угол у хорды для симметричного контура

выбирается на основании традиционных рекомендаций [16]. При этом угол раствора контура:

$$\gamma_2 = \left[90 - \arccos \left(\frac{D_{(i+n)1} + \varepsilon}{2a_i} \right) \right], \quad (1)$$

где $D_{(i+n)1} + \varepsilon = W_2$.

4. На основании рассчитанных межосевых расстояний и несущей хорды W_2 заднего симметричного контура строится передний несимметричный контур так, чтобы вершины зубьев входящих в него шестерен имели ана-

логичный зазор ε . Для этого несущая хорда (см. рис. 3) для несимметричного контура рассчитывается по выражению:

$$W_1 = \left(\frac{D_{j2} + D_{(j+1)2}}{2} + \varepsilon \right).$$

Для последующего расчета выбирается большая из двух хорд W_1 или W_2 :

$$W_{(1,2)} = \max \begin{cases} W_1; \\ W_2. \end{cases}$$

Тогда угол раствора для несимметричного контура:

$$\gamma_1 = \arccos \left(\frac{a_j^2 + a_{j+1}^2 - W_{(1,2)}^2}{2a_j a_{j+1}} \right).$$

Если несущая хорда выбрана по несимметричному контуру, то с учетом ее значения пересчитывается и угол раствора первого симметричного контура по формуле (1), в которой выражение $(D_{(i+n)1} + \varepsilon)$ заменяется на W_1 .

5. При отсутствии специальных требований к расположению осей входного и выходного валов с учетом обеспечения технологичности корпусных деталей, а также достижения общей симметрии машины стремятся к такому расположению осей входного и выходного валов, при котором они лежат на одной вертикали. Далее рассмотрим именно такой случай.

Поскольку в текущем расчете на данном этапе входной и выходной валы занимают неопределенное положение в пространстве, то требуется найти главный угол наклона ромба θ (рис. 5), на который отклонены высоты, построенные из углов раствора γ контуров на несущую хорду от вертикали, проходящей через входной и выходной валы.

Из рис. 5 видно, что для определения главного угла наклона ромба θ требуется знать расстояние t_1 или t_2 и высоту h_{as} или h_s .

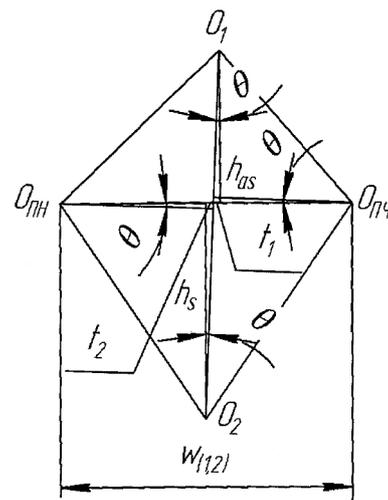


Рис. 5. Схема к определению главного угла наклона ромба:

θ — главный угол наклона ромба; h_{as} , h_s — высоты, построенные из углов раствора несимметричного и симметричного контуров на несущую хорду; t_1 , t_2 — расстояния, отложенные вдоль несущей хорды от вертикальной оси до высот для несимметричного и симметричного контуров

Для начала найдем высоты контуров:

$$h_{as} = 2S_1/W_{(1,2)}; \quad h_s = 2S_2/W_{(1,2)},$$

где $S_1 = \sqrt{P_{p1} W_{(1,2)} a_j a_{j+1}}/2$ — площадь треугольника несимметричного контура; $S_2 = \sqrt{P_{p2} W_{(1,2)} a_i}$ — площадь треугольника симметричного контура; P_{p1}, P_{p2} — полупериметры треугольников несимметричного и симметричного контуров; $P_{p1} = (a_j + a_{j+1} + W_{(1,2)})/2$; $P_{p2} = (2a_i + W_{(1,2)})/2$.

Далее находим углы α_1 и α_2 треугольников:

— для симметричного контура

$$\alpha_2 = \arccos\left(\frac{W_{(1,2)}}{2a_i}\right);$$

— для несимметричного контура

$$\alpha_1 = \arccos\left(\frac{W_{(1,2)}^2 + a_j^2 - a_{j+1}^2}{2W_{(1,2)}a_j}\right).$$

Зная углы α_1 и α_2 , находим составляющую взаимного пересечения проекций межосевых расстояний на несущую хорду:

$$t = a_j \cos \alpha_1 - a_i \cos \alpha_2.$$

Для определения главного угла наклона ромба θ требуется найти одну из составляющих t , определяющих расстояние от вертикальной оси до высоты вдоль несущей хорды. В данном случае находим расстояние t_1 , относящееся к несимметричному контуру:

$$t_1 = t/(h_s/h_{as} + 1).$$

Тогда

$$\theta = \arctg(t_1/h_{as}).$$

Из рис. 5 видно, что определением угла θ завершается геометрическое описание ромба расположения валов ПрКП и его положения в пространстве. Данный ромб определяет наименьшую возможную габаритную ширину ПрКП в заданных начальных условиях и высоту между входным и выходным валами при этой габаритной ширине.

6. Находим значение габаритной ширины ПрКП и высоту расположения входного и выходного валов.

Габаритная ширина ПрКП — комплексный параметр, который зависит от параметров ромба и размеров шестерен и определяется из выражения:

$$W_{da} = \frac{D_{1\max}}{2} + \frac{D_{1w}}{2} + \Delta + \frac{D_{2w}}{2} + \frac{D_{2\max}}{2},$$

где D_{1w} — диаметр вершин зубьев шестерни, расположенной на промежуточном валу с одной стороны от вертикали (в рассматриваемом случае слева на рис. 6) и участвующей в определении несущей хорды, принятой за расчетную (может принимать значения D_{j2} или $D_{(i+n-1)1}$); D_{2w} — диаметр вершин зубьев шестерни, расположенной на промежуточном валу с противоположной стороны от вертикали (справа на рис. 6) и участвующей в нахождении несущей хорды, принятой за расчетную (может принимать значения $D_{(j+1)2}$ или $D_{(i+n)1}$); $D_{1\max}$ — диаметр вершин зубьев наибольшей шестерни, расположенной на промежуточном валу с одной стороны от вер-

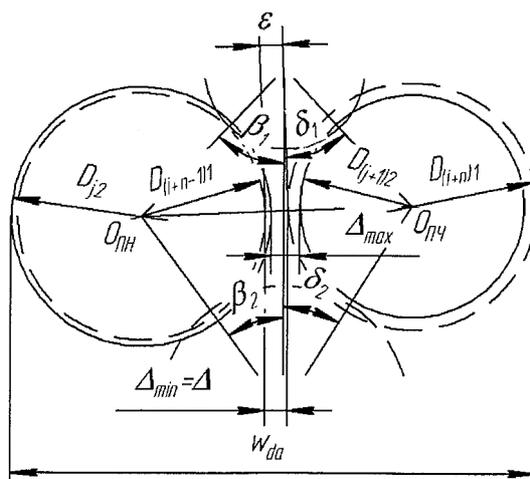


Рис. 6. Пояснение к нахождению габаритной ширины ПрКП:

Δ_{\min} — наименьшее расстояние между тангенциальными составляющими зазора ϵ , участвующего в расчете; Δ_{\max} — расстояние между тангенциальными составляющими зазора другой пары шестерен, не принятого для расчета; β_1, δ_1 — составляющие угла раствора несимметричного контура, отсчитываемые от h_{as} ; β_2, δ_2 — составляющие угла раствора симметричного контура, отсчитываемые от h_s .

тикали (не обязательно равен D_{1w}); $D_{2\max}$ — диаметр вершин зубьев наибольшей шестерни, расположенной на промежуточном валу с противоположной стороны от вертикали (не обязательно равен D_{2w}); Δ — тангенциальная составляющая зазора ϵ .

Расстояние между тангенциальными составляющими зазора и вершинами зубьев шестерен:

$$\Delta = a_{j+1} \sin \delta_1 + a_j \sin \beta_1 - \left(\frac{D_{1w}}{2} + \frac{D_{2w}}{2}\right),$$

где $\beta_1 = 90 - \alpha_1 - \theta$; $\delta_1 = \gamma_1 - \beta_1$.

Расстояние между входным и выходным валами ПрКП (см. рис. 2):

$$h_z = a_j \cos \beta_1 + a_i \cos \beta_2,$$

где $\beta_2 = \gamma_2/2 + \theta$.

Тогда вертикальная габаритная высота ПрКП по вершинам зубьев шестерен:

$$h_{da} = h_z + \frac{D_{j1}}{2} + \frac{D_{i2}}{2},$$

где D_{j1}, D_{i2} — диаметры вершин зубьев шестерен входного вала и первой ступени, установленной на выходном валу ПрКП.

Выводы

1. Предложенная методика определения рациональных конструктивных параметров четырехвальных ПрКП с несоосным расположением валов обеспечивает технологичность конструкции и минимальную габаритную ширину, что позволяет рационально использовать подкабинное пространство трактора под размещение агрегатов трансмиссии.

2. Установлено, что исходя из кинематических параметров передаточных звеньев можно построить ромб,

который полностью определяет расположение валов ПрКП.

3. Получены расчетные зависимости, полностью описывающие геометрию ромба расположения валов ПрКП и его положение в пространстве.

4. Показано, как математически точно найти габаритные размеры ПрКП и расстояние между входным и выходным валами без выполнения сложных геометрических построений, основанных на графоаналитическом методе итераций.

5. Разработанная методика также может быть использована при проектировании ПрКП автомобилей.

Литература и источники

1. Шарипов В. М., Апельинский Д. В., Арустамов Л. Х. и др. Тракторы. Конструкция / Под общ. ред. В. М. Шарипова. М.: Машиностроение, 2012. 790 с.

2. Шарипов В. М., Бирюков Д. В., Деметьев Ю. В. и др. Тракторы и автомобили / Под общ. ред. В. М. Шарипова. М.: ИД "Спектр", 2010. 351 с.

3. Шарипов В. М., Крючков В. А., Дмитриев М. И. и др. Новое направление в развитии конструкций коробок передач автомобилей и тракторов // Проблемы и достижения автотранспортного комплекса: Мат-лы VI Всерос. науч.-техн. конф. Екатеринбург: УГТУ—УПИ, 2008. С. 214—216.

4. Анилович В. Я., Водолажченко Ю. Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов. М.: Машиностроение, 1976. 456 с.

5. Шарипов В. М., Дмитриев М. И., Крючков В. А. Нагруженность фрикционных муфт и синхронизаторов в коробке передач. Методы расчета параметров буксования фрикционных муфт и выравнивающего элемента синхронизаторов при переключении передач. Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012. 122 с.

6. Шарипов В. М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2009. 752 с.

7. Красеньков В. И., Вашец А. Д. Проектирование планетарных механизмов транспортных машин. М.: Машиностроение, 1986. 272 с.

8. Шарипов В. М., Крумбольдт Л. Н., Маринкин А. П. Планетарные коробки передач колесных и гусеничных машин. М.: МГТУ "МАМИ", 2000. 142 с.

9. Шарипов В. М., Крумбольдт Л. Н., Маринкин А. П. Планетарные коробки передач. Методы выбора наиболее рациональных схем планетарных коробок передач транспортных и тяговых машин. Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012. 149 с.

10. Шарипов В. М. Метод построения кинематических схем планетарных коробок передач с присоединяемыми планетарными рядами // Справочник. Инженерный журнал. 2013, № 4. С. 30—34.

11. Лукин П. П., Гаспарянец Г. А., Родионов В. Ф. Конструирование и расчет автомобиля. М.: Машиностроение, 1984. 376 с.

12. Афанасьев Б. А., Белоусов Б. Н., Жеглов Л. Ф. и др. Проектирование полноприводных колесных машин. В 2 т. Т. 2 / Под общ. ред. А. А. Полуняна. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000. 640 с.

13. Крючков В. А. Методы оценки нагруженности инерционных синхронизаторов в коробке передач трактора с фрикционными муфтами: Дис. ... канд. техн. наук. М., 2012. 189 с.

14. Щельцын Н. А., Крючков В. А., Шарипов В. М. и др. Выбор места установки фрикционных муфт и синхронизаторов в коробке передач // Тракторы и сельхозмашины. 2013, № 2. С. 20—24.

15. Шарипов В. М., Крючков В. А. Особенности расчета инерционного синхронизатора в преселекторной КП // Тракторы и сельхозмашины. 2011, № 9. С. 24—26.

16. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин. М.: ИЦ "Академия", 2006. 496 с.

References

1. Sharipov V. M., Apelinskiy D. V., Arustamov L. Kh., Bezrukov B. B., Gorodetskiy K. I., Davidkov B. N., Makarov A. R., Mikhaylov V. A., Nabokikh V. A., Naumov E. S., Parfenov A. P., Olisevich O. V., Feofanov Yu. A., Sharipova N. N., Shchetinin Yu. S. *Traktory. Konstruktsiya* [Tractors. Design]. Under the editorship of V. M. Sharipov. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2012, 790 p.

2. Sharipov V. M., Biryukov D. V., Dement'ev Yu. V., Krasavin P. A., Lomakin V. V., Marinkin A. P., Naumov E. S., Selifonov V. V., Sergeev A. I., Feofanov Yu. A., Sharipova N. N., Shevelev A. S., Shchetinin Yu. S. *Traktory i avtomobili* [Tractors and automobiles]. Under the editorship of V. M. Sharipov. Moscow, Spektr Publ., 2010, 351 p.

3. Sharipov V. M., Kryuchkov V. A., Dmitriev M. I., Shevelev A. S. New trend in development of designs of gearboxes for automobiles and tractors. *Problemy i dostizheniya avtotransportnogo kompleksa. Mat-ly VI Vseros. nauch.-tekhn. konf. UGTU-UPI* [Problems and achievements of motor transport complex. Proc. of the VI All-Rus. sci. and eng. conf. in Ural State Technical University]. Yekaterinburg, 2008, pp. 214—216 (in Russ.).

4. Anilovich V. Ya., Vodolazhchenko Yu. T. *Konstruirovaniye i raschet sel'skokhozyaystvennykh traktorov* [Design and calculation of agricultural tractors]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1976, 456 p.

5. Sharipov V. M., Dmitriev M. I., Kryuchkov V. A. *Nagruzhennost' friktsionnykh muft i sinkhronizatorov v korobke peredach. Metody rascheta parametrov buksovaniya friktsionnykh muft i vyravnivayushchego elementa sinkhronizatorov pri pereklyuchenii peredach* [Loading of friction clutches and synchronizers in gearbox. Methods for calculating the parameters of slipping of friction clutches and leveling element of synchronizers during gear shifting]. Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012, 122 p. (in Russ.).

6. Sharipov V. M. *Konstruirovaniye i raschet traktorov* [Design and calculation of tractors]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2009, 752 p.

7. Krasnen'kov V. I., Vashets A. D. *Proektirovaniye planetarnykh mekhanizmov transportnykh mashin* [Designing of planetary gears of transport vehicles]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986, 272 p.

8. Sharipov V. M., Krumbol'dt L. N., Marinkin A. P. *Planetarnye korobki peredach kolesnykh i gusenichnykh mashin* [Planetary transmissions of wheeled and tracked vehicles]. Moscow, Moscow State Technical University (MAMI), 2000, 142 p.

9. Sharipov V. M., Krumbol'dt L. N., Marinkin A. P. *Planetarnye korobki peredach. Metody vybora naibolee ratsional'nykh skhem planetarnykh korobok peredach transportnykh i tyagovykh mashin* [Planetary transmissions. Methods of selection of the most rational schemes of planetary transmissions of transport and traction vehicles]. Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012, 149 p. (in Russ.).

10. Sharipov V. M. Design method of kinematic diagrams of planetary transmissions with attached planetary gear sets. *Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal*, 2013, no. 4, pp. 30—34 (in Russ.).

11. Lukin P. P., Gasparyants G. A., Rodionov V. F. *Konstruirovaniye i raschet avtomobilya* [Design and calculation of automobile]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1984, 376 p.

12. Afanas'ev B. A., Belousov B. N., Zheglov L. F., Zuzov V. N., Polungyan A. A., Fominykh A. B., Tsybin V. S. *Proektirovaniye polnoprivodnykh kolesnykh mashin* [Design of four-wheel drive wheeled vehicles]. Vol. 2. Under the editorship of A. A. Polungyan. Moscow, N. E. Bauman Moscow State Technical University Publ., 2000, 640 p.

13. Kryuchkov V. A. *Metody otsenki nagruzhennosti inertsiionnykh sinkhronizatorov v korobke peredach traktora s friktsionnymi muftami* [Methods of inertial synchronizers loading assessment in tractor gearbox with friction clutches]. PhD in Engineering thesis. Moscow, 2012, 189 p.

14. Shchel'tsyn N. A., Kryuchkov V. A., Sharipov V. M., Ivanov I. V., Evtushik O. V. Selection of friction clutches and synchronizers installation place in gearbox. *Traktory i sel'khoz mashiny*, 2013, no. 2, pp. 20—24 (in Russ.).

15. Sharipov V. M., Kryuchkov V. A. Features of calculation of inertial synchronizer in preselector gearbox. *Traktory i sel'khoz mashiny*, 2011, no. 9, pp. 24—26 (in Russ.).

16. Dunaev P. F., Lelikov O. P. *Konstruirovaniye uzlov i detaley mashin* [Design of machines' units and components]. Moscow, Akademiya Publ., 2006, 496 p.