

монтных мероприятий, увеличивает их срок службы в назначенном классе по требованиям надежности, позволяет оперативно решать задачи повышения надежности механизмов в условиях автономной эксплуатации.

**Литература.** 1. Приборы и системы для измерения вибрации, шума и удара: Справочник. В 2-х кн. Кн. 1 / Под ред. В. В. Клюева. – М.: Машиностроение, 1978. – 448 с., ил. 2. Снижение вибрации и шума подшипников качения, диагностика их качества в стендах при испытании на долговечность и при эксплуатации в составе изделий. Самохин О. Н., Авдеев А. М., Варламов Е. Б., Бальмонт В. Б. (Обзор). – М.: ЦНИИТЭИавтопром, 1988. – 77 с. 3. Вибрация подшипников / под ред. К.М. Рагульскиса - Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1985.-119 с.

УДК 621.85.052.44

А.Н. Никончук, И.Н. Никончук, О.В. Безмен

## ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ТЕОРИИ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ШЕВРОННЫХ ЗУБЧАТОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

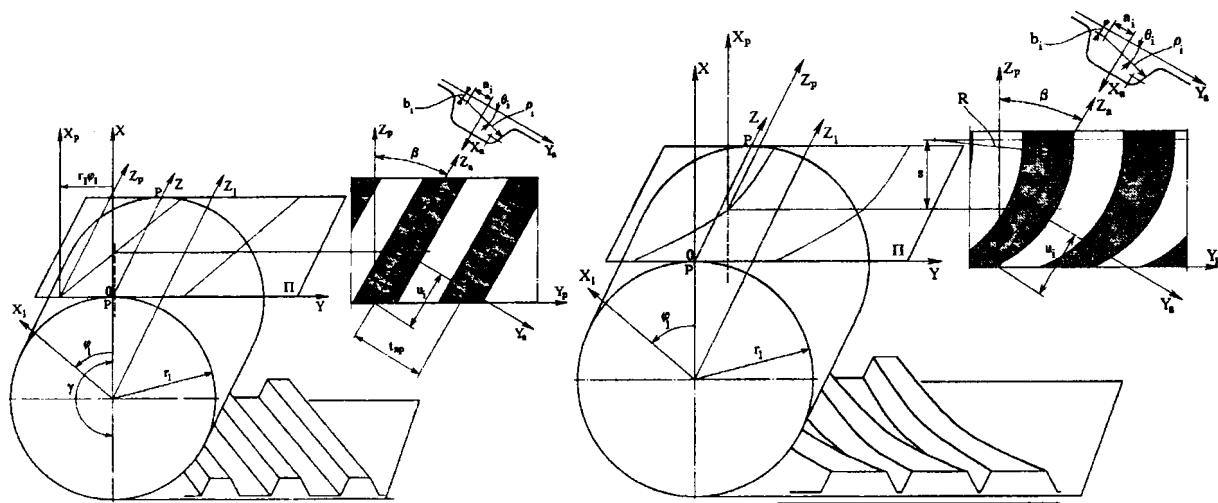
*Белорусский национальный технический университет  
Минск, Беларусь*

Синтез зубчатоременных передач повышенной эффективности, отличающихся наличием не прямых – шевронных или дугообразных зубьев, невозможен без создания обоснованных методов их расчета. Основой таких методов является оценка работоспособности проектируемых передач, в которую в явном виде входят такие конструктивные показатели, как коэффициент перекрытия и скорость относительного скольжения сопряженных профилей зубьев ремня и шкива. Для стандартных прямозубых зубчатоременных передач задача определения этих показателей, сформулированная в двухмерной постановке, в основном решена [1]. Конфигурация не прямых зубьев, поверхности которых принадлежат к классу геликоидов, предопределяет необходимость отыскания поверхности зацепления [2], размеры и координаты которой определяют геометрическое место линий касания зубьев. Оценочные показатели этой поверхности могут быть получены в результате сведения пространственной задачи к плоскому случаю, когда в плоскости, перпендикулярной осям вращения шкивов, рассматриваются зубья бесконечно малой ширины. Однако нарастание искажений формы и размеров зубьев с увеличением угла их наклона  $\beta$  предопределяет неприменимость такого подхода уже при  $\beta > 10^\circ \dots 12^\circ$ .

Для определения координат точек контакта профилей зубьев ремня и шкива разместим передачу в трехмерной неподвижной системе координат XYZ (рис.1,а). Аксоидами передачи являются: для шкива – совпадающий с делительным начальный цилиндр радиуса  $r_1 = mz_1/2$ , где  $m$ ,  $z_1$  – модуль и число зубьев шкива; для ремня – начальная плоскость  $\Pi$ , в которой с нормальным шагом  $t_{pn} = \pi m$  под углом наклона  $\beta$  к оси OZ расположен ряд зубьев с заданным профилем. Относительное движение аксоидов в таком механизме представляет собой вращение вокруг мгновенной оси – линии касания аксоидов PP. Так как в точке касания поверхностей зубьев векторное произведение общей нормали к профилям и скорости равно нулю, то мгновенная ось вращения представляет собой ось зацепления – геометрическое место точек, являющихся полюсами зацепления.

Во вспомогательной системе координат  $X_A Y_A Z_A$  нормальный профиль зубьев ремня удобно представить в полярной форме. Такое представление универсально и позволяет рациональным образом задавать практически любую конфигурацию. Его уравнения имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} x_a^p &= \rho_i \sin \vartheta_i - b_i \\ y_a^p &= \rho_i \cos \vartheta_i - a_i \\ z_a^p &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$



а  
б  
Рис. 1. Геометрия зубчаторемennых передач с шевронными (а) и дугообразными (б) зубьями.

где  $\rho_i$ ,  $\nu_i$ ,  $a_i$  – полярные координаты профиля зуба ремня.

Переходя от вспомогательной системы координат к системе, связанной с зубчатым ремнем, направление движения которого соответствует направлению одной из ее осей, получим:

$$\left. \begin{aligned} x_p^p &= \rho_i \sin \vartheta_i - b_i \\ y_p^p &= (\rho_i \cos \nu_i - a_i) \cos \beta + u_i \sin \beta \\ z_p^p &= (\rho_i \cos \vartheta_i - a_i) \sin \beta + u_i \cos \beta \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Переход от поступательно движущейся вместе с ремнем системы  $X_p Y_p Z_p$  к системе координат  $X_1 Y_1 Z_1$ , вращающейся вместе со шкивом, осуществляем с помощью матрицы вида:

$$M_{1p} = \begin{pmatrix} \cos \varphi_1 & -\sin \varphi_1 & 0 & r_1 (\cos \varphi_1 + \varphi_1 \sin \varphi_1) \\ \sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 & 0 & r_1 (\sin \varphi_1 - \varphi_1 \cos \varphi_1) \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (3)$$

На основании уравнений (2) с помощью перехода (3) получим связь между координатами точек профиля зубьев ремня в системе  $X_1 Y_1 Z_1$ :

$$\left. \begin{aligned} x_1^p &= x_p^p \cos \varphi_1 - y_p^p \sin \varphi_1 + r_1 (\cos \varphi_1 + \varphi_1 \sin \varphi_1) \\ y_1^p &= x_p^p \sin \varphi_1 + y_p^p \cos \varphi_1 + r_1 (\sin \varphi_1 - \varphi_1 \cos \varphi_1) \\ z_1^p &= z_p^p \\ t_1^p &= t_p^p \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Проделав аналогичные процедуры для координат точек профиля зубьев шкива  $x_A^m, y_A^m, z_A^m$ , и переходя к неподвижной системе координат XYZ, получим уравнения совокупности точек контакта зубьев ремня и шкива. При этом будем руководствоваться двумя очевидными предпосылками. Во-первых, нарезаемые профили зубьев ремня и шкива идентичны и в области полнопрофильного зацепления прилегают друг к другу без зазоров и интерференции. С другой стороны, согласно критерию наличия контакта зубьев в точках касания профилей их пространственные координаты совпадают:  $x^p = x^m$ ;  $y^p = y^m$ ;  $z^p = z^m$ . В результате после приравнивания и преобразований получим:

$$\left. \begin{aligned} r_1 \varphi_1 - a_i \cos \beta - u_i \sin \beta + b_i \\ x &= \rho_i \sin \vartheta_i - b_i \\ y &= (\rho_i \cos \vartheta_i - a_i) \cos \beta + u_i \sin \beta - r_1 \varphi_1 \\ z &= (\rho_i \cos \vartheta_i - a_i) \sin \beta + u_i \cos \beta \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Исключая криволинейные координаты, получим пространственную систему уравнений поверхности зацепления зубчатременной передачи с шевронными зубьями:

$$\left. \begin{aligned} x &= \rho_i \sin \vartheta_i - b_i \\ y &= (\rho_i \cos \vartheta_i + b_i \operatorname{ctg} \vartheta_i) \cos \beta \\ z &= \rho_i \cos^2 \vartheta_i + a_i / \sin \beta - b_i \operatorname{ctg} \vartheta_i \sin \beta + r_1 \varphi_1 \operatorname{tg} \vartheta_i \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Анализ выражений (6) свидетельствует о наличии существенной зависимости координат поверхности зацепления от угла наклона зубьев передачи  $\beta$ . Таким образом, подтверждается гипотеза о некорректности игнорирования пространственного характера шевронных зубчатременных передач при исследовании их кинематики. Полученные уравнения (6) имеют универсальный характер и пригодны для описания передач не только шевронного типа, имеющих постоянный угол наклона зубьев. В активно внедряемых в последнее время конструкциях зубья образуются при перемещении по радиусу  $R$  в плоскости каркаса ремня некоторого сечения, совпадающего с нормальным в плоскости продольной симметрии ремня (рис.1, б). Тогда вместо постоянной  $\beta$  в полученные зависимости необходимо вводить параметр текущего наклона  $\beta' = \arcsin (s/R)$ .

Кроме того, из исследования уравнений (6) следует, что контакт зубьев наблюдается и в доосевой области, соответствующей отрицательным значениям  $\varphi_1$ . Таким образом, длина поверхности контакта больше длины геометрической дуги обхвата  $\gamma$ . Если в передаче определить геометрическую дугу обхвата как часть сечения начального цилиндра, охваченного ремнем и расположенного между осями зацепления на входе и выходе из него, то реальная дуга контакта выразится суммой  $\gamma_p = \gamma + \varphi_{вх} + \varphi_{вых}$ , где  $\varphi_{вх}$  и  $\varphi_{вых}$  – центральные углы, стягивающие оси зацепления с наиболее удаленными от них участками прилежащих областей поверхности зацепления:  $\varphi_{вх(вых)} = \arcsin (PY_{\max}/r_1)$ . Коэффициент перекрытия  $\varepsilon$  в передаче может быть при этом получен как отношение  $\gamma_p$  к величине углового шага зубьев. Скорость  $v^{(12)}$  относительного движения сопрягающихся профилей в течение поворота шкива на угол  $\varphi_{вх(вых)}$ , представим как результат вращения ремня вокруг оси PP. Тогда  $v^{(12)} = \omega_1 \sqrt{PY^2 + PX^2}$ , где  $\omega_1 = d\varphi_1 / dt$ .

Таким образом, определены базовые кинематические параметры зацепления в шевронной зубчатременной передаче, которые могут являться основой для разработки методики проектного расчета механизма этого класса.

**Литература.** 1. Скойбеда А.Т., Никончук А.Н. Ременные передачи.: - Мн.: Навука і тэхніка, 1995. – 383с. 2. Гавриленко В.А. Зубчатые передачи в машиностроении.: - М.: Машгиз, 1962. – 446с.

УДК 681.3.

**В.И. Аверченков, В.Н. Ивченко, М.Ю. Рытов**

## **АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ С ПОДВЕСНОЙ ЛЕНТОЙ НА ОСНОВЕ ПАРАМЕТРИЗАЦИИ**

*Брянский государственный технический университет,  
Брянск, Россия*

В условиях рыночной экономики конкурентная борьба, борьба за потребителей требует от производственных предприятий постоянного обновления выпускаемой продукции и повышения ее качества. Это приводит к необходимости сокращения сроков и стоимости технической подготовки производства при повышении качественного совершенствования разрабатываемых проектов. Очевидно, что решение этих проблем во многом может быть обеспечено за счет применения систем автоматизированного проектирования в процессе технической подготовки производства.

Трудоемкость и стоимость проектирования, как и качество его результатов, определяется объемом и глубиной инженерных знаний предметной области, заложенных в систему проектирования. В существующих системах автоматизированного проектирования в подавляющем большинстве случаев инженерные знания остаются вне системы проектирования. В результате конструктор использует далеко не все возможности дорогостоящей системы проектирования, а работает с ней лишь в примитивном режиме "электронного кульмана". Выходом из сложившегося положения является применение специализированных автоматизированных объектно - ориентированных систем проектирования, представляющих собой САД системы, адаптированные к конкретной предметной области с помощью программно-методических модулей. При использовании таких систем инженерная деятельность претерпевает качественные изменения: специалист вводит в систему проектирования данные технического задания и наблюдает за процессом генерации проекта, принимая принципиальные решения путем их выбора из вариантов, предлагаемых компьютером. В Брянском инженерно-производственном центре "Конвейер" совместно с Брянским государственным техническим университетом создан принципиально новый высокоэффективный и экономичный вид промышленного транспорта – ленточные конвейеры с подвесной лентой различного назначения, исполнения и типоразмеров, которые фактически являются гибридом обычного типового роликового конвейера и рельсового транспорта [1]. Конвейеры с подвесной лентой являются альтернативой применяемым в настоящее время ленточным конвейерам известных конструкций и могут успешно их заменять на предприятиях топливно-энергетического, металлургического, строительного и др. комплексов, а также в сельском хозяйстве (рис.1).