

Д.О. ВОЛОНЦЕВИЧ, к.т.н., Т.В. КАЗАНЖИЕВА, А.В. УСТИНЕНКО, к.т.н., Харьков, НТУ "ХПИ"

РАЗРАБОТКА ПРИВОДОВ МАШИН НА БАЗЕ ДВУХПАРАМЕТРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

The two-parametric gears are providing the regulation of the relative location of gears axes. The constructions of machines drive designed which contain two-parametric gears: transmission based on toothed variator and the readjustment four-spindle drilling head.

Зубчатые передачи с двумя независимыми параметрами движения, называемые также двухпараметрическими, позволяют существенно расширить функциональные возможности приводов машин благодаря регулированию относительного положения осей колес в пространстве во время работы. Такие передачи могут найти применение при разработке трансмиссий на базе зубчатых вариаторов, а также в переналаживаемой технологической оснастке.

За последнее время с целью проверки целесообразности применения двухпараметрических передач был разработан ряд экспериментальных приводов на их основе. Рассмотрим более подробно два из них.

1. Трансмиссия колесного транспортного средства.

Для транспортного средства высокой проходимости с колесной формулой 8×8 предложена полуавтоматическая двухпоточная коробка перемены передач с зубчатым вариатором в регулируемом потоке. В основу ее схемы положена двухдиапазонная трансмиссия легкового автомобиля ЗАЗ-1102 "Таврия" [1], разработанная на кафедре колесных и гусеничных машин НТУ "ХПИ". В кинематическую схему были внесены два изменения:

1. Вместо зубчатого вариатора на основе составного зубчатого колеса (СЗК) с внутренним зацеплением применен вариатор В.Р. Ковалюха [2] на основе двухпараметрического цилиндро-конического зацепления. Его

геометрия рассмотрена в [3].

2. В трансмиссию добавлен еще один диапазон. Это связано с необходимостью обеспечения необходимого тягового усилия на ведущих колесах при малых скоростях движения.

Кинематическая схема предложенной трансмиссии представлена на рис. 1. Она позволяет практически непрерывно изменять скорость машины от нуля до заданной величины без применения муфты сцепления и вписывается в габариты серийной КПП.

Диапазон регулирования вариатора в данной схеме принят равным 1,9. Трансмиссия трехдиапазонная, с зубчатой муфтой переключения. Редуктор R необходим для требуемого согласования передаточных отношений вариатора и суммирующего планетарного ряда.

Трансмиссия работает следующим образом.

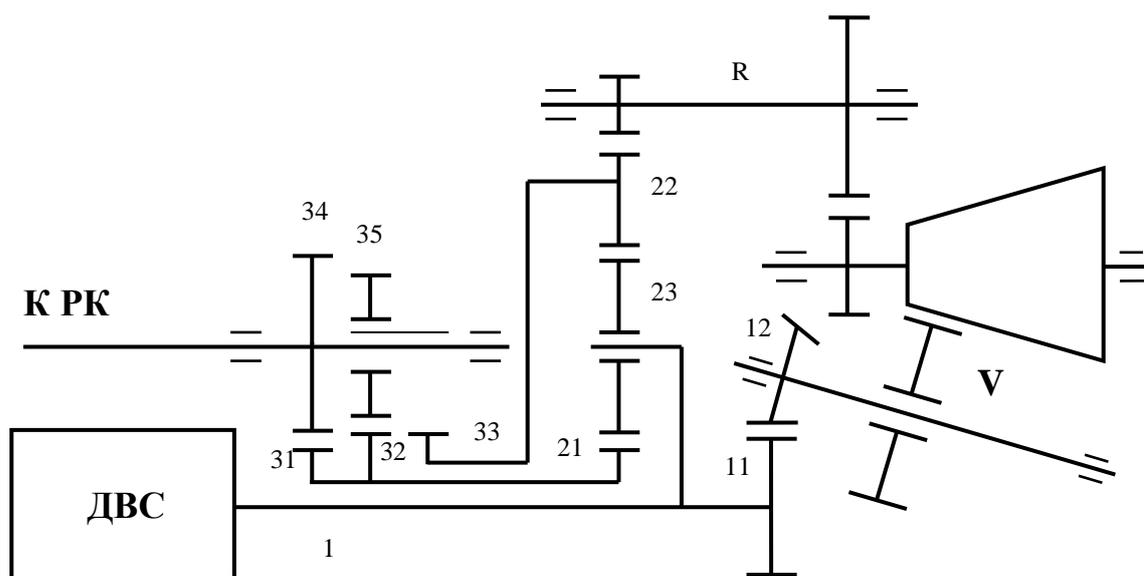


Рис. 1. Кинематическая схема трансмиссии с зубчатым вариатором:

1 – входной вал трансмиссии; 11, 12 – промежуточная пара; V – вариатор; R – редуктор; 21 – солнечная шестерня суммирующего планетарного ряда; 22 – эпицикл суммирующего планетарного ряда; 23 – водило суммирующего планетарного ряда; 31, 32, 33 – ведущие шестерни I, II и III диапазонов; 34 – ведомая шестерня I диапазона; 35 – ведомая шестерня II и III диапазонов

Поток мощности на всех диапазонах идет от двигателя внутреннего сгорания (ДВС) через трансмиссию к раздаточной коробке (РК) и оттуда

раздается на мосты.

На первом диапазоне (при скоростях ниже 10 км/ч) поток мощности от ДВС к РК идет двумя потоками: один поток идет через шестерни 11 и 12 и вариатор V к наружному зубчатому венцу на эпицикле 22 суммирующего планетарного ряда. Другой поток мощности от ДВС идет через водило 23 и суммируется с первым на планетарном ряду. Оттуда суммарный поток идет через шестерни 31 и 34 на раздаточную коробку.

При изменении передаточного отношения вариатора от i_{\min} до i_{\max} уменьшается угловая скорость звена 22. Угловая скорость суммирующего планетарного ряда 21 будет увеличиваться от нуля. Соответственно, будет увеличиваться и угловая скорость вала, ведущего к РК. Отметим, что в процессе перехода на второй диапазон происходит "перекладка" вариатора в положение, соответствующее i_{\min} . Это вполне допустимо, так как первый диапазон не является разгонным.

На втором диапазоне работа трансмиссии аналогична, за исключением передачи крутящего момента через шестерни 32 и 35. Передаточное число этой пары меньше, чем пары 31-34, поэтому скорость движения на втором диапазоне выше.

На третьем диапазоне весь поток мощности идет через вариатор, редуктор, внешнее зацепление 22, и пару 33-35. Во время работы на этом диапазоне уменьшение передаточного отношения вариатора ведет к увеличению угловой скорости выходного звена трансмиссии.

Трогание с места и разгон до 40 км/ч осуществляется на втором диапазоне, передаточное отношение вариатора изменяется от i_{\min} до i_{\max} . При достижении этой скорости угловые скорости шестерен 32 и 33 одинаковы. Это создает возможность для безударного переключения ведомой шестерни 35 с зацепления 35-32 на зацепление 35-33.

В процессе разработки был проведен сравнительный расчет тяговых и разгонных характеристик машины с серийной и предлагаемой трансмиссией. Он показал, что путь и время разгона до максимальной скорости движения

100 км/ч уменьшились на 8...10%. При этом силовой диапазон трансмиссии остался на уровне прототипа.

2. Многошпиндельная переналаживаемая сверлильная головка.

Многошпиндельные головки к вертикально-сверлильным станкам обычно применяются в крупносерийном и массовом производствах, так как проектируются под обработку конкретной детали. В тоже время, разработка переналаживаемых головок на базе двухпараметрических передач обеспечит их широкое применение в мелко- и среднесерийном производстве, что особенно актуально в наше время.

Для проверки работоспособности подобной оснастки была предложена опытная переналаживаемая четырехшпиндельная сверлильная головка на основе эвольвентно-конической передачи с регулируемым межосевым расстоянием [4].



Рис. 3. Эвольвентно-конические шестерни для многошпиндельной сверлильной головки

На рис. 2 приведена схема головки. Корпус головки 1 установлен на четырех направляющих колоннах 2. Внутри корпуса размещена каретка 3, имеющая возможность осевого перемещения по направляющим 4. В центре каретки установлена ведущая шестерня 5. От нее вращение передается на четыре ведомых шестерни 6, которые могут перемещаться в осевом направлении вместе с кареткой. Для изменения межосевого расстояния служит специальный механизм (на рис. 2 условно не показан).

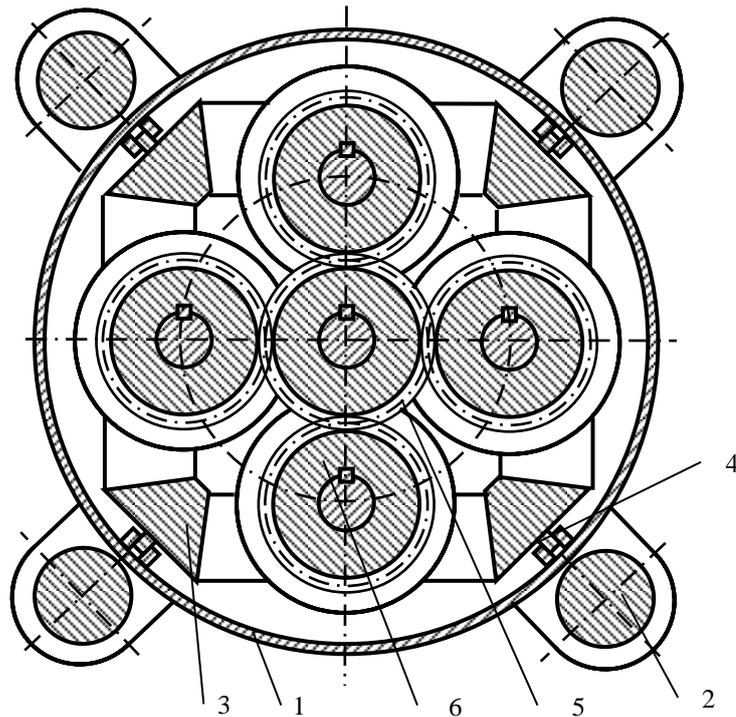


Рис. 2. Многошпиндельная переналаживаемая сверлильная головка:

1 – корпус; 2 – направляющие колонны; 3 – каретка; 4 – направляющие; 5 – ведущая шестерня; 6 – ведомые шестерни

Для изменения расстояния между шпинделями перемещают в осевом направлении каретку. При этом ведомые шестерни перемещаются как в осевом, так и в радиальном направлении. Головка обеспечивает изменение расстояния между шпинделями в пределах от 100 до 112 мм.

На рис. 3 показана фотография шестерен, примененных в головке. Их основные параметры приведены в таблице.

Выбор малого угла делительного конуса (6°) обусловлен использованием стандартного оборудования – при зубофрезеровании шестерен применялись станки инструментального производства ГП "Завод им. Малышева", предназначенные для обработки зуборезных долбяков со стандартным задним углом $\gamma = 6^\circ$. В дальнейшем планируется проектирование и изготовление специального приспособления к зубофрезерному станку, обеспечивающего обработку зубьев с углом делительного конуса в пределах $10...30^\circ$. Это позволит изготавливать головки, имеющие значительно больший диапазон регулирования расстояния между шпинделями.

Таблица. Основные параметры эвольвентно-конических шестерен

Модуль	2 мм
Число зубьев	25
Исходный контур	ГОСТ 13755-81
Угол делительного конуса	6°
Рабочая ширина венца	29 мм
Расстояние от большего торца до исходной плоскости	22,9 мм

Проводимые экспериментальные работы показали целесообразность и перспективность применения двухпараметрических зубчатых передач в приводах машин.

Список литературы: 1. *Волонцевич Д.О., Ковалюх Р.В., Устиненко А.В.* Применение регулируемых бесступенчатых зубчатых передач в трансмиссиях транспортных средств // Компьютер: наука, техника, технология, образование, здоровье: Тез. докл. Междунар. научн.-техн. конф. – Харьков-Мишкольц, 1994. – Ч.1. – С.95. 2. *Ковалюх В.Р.* Синтез зубчатых вариаторов на основе колес с равноширокими зубьями и впадинами: Дис... канд. техн. наук: 05.02.18 – Харьков, 1982.–156с. 3. *Казанжиева Т.В., Устиненко А.В.* Синтез сопряженных поверхностей зубьев цилиндрико-конической двухпараметрической передачи на основе кинематического метода // Вестник НТУ "ХПИ". – Харьков, 2001. – Вып.12. – С.55–63. 4. А.с. №1497420 СССР, МКИ F 16 Н 1/06. Зубчатая передача / *Н.Э. Тернюк, А.В. Устиненко.*