

МОДИФИЦИРОВАННЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ С УЛУЧШЕННЫМИ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

*Институт надежности машин НАН Беларуси
Минск, Беларусь*

Несмотря на интенсивное развитие и совершенствование электроприводов зубчатые передачи до настоящего времени остаются одним из наиболее распространенных элементов трансмиссий, работающих в режиме редуцирования и мультипликации. Производство редукторов на их основе относится ко второй по объемам и значимости отрасли машиностроения индустриально развитых стран мира, что взаимосвязано прежде всего с относительно простыми схемами изготовления, низкой стоимостью, высокой надежностью и большой нагрузочной способностью передач зацеплением.

Вместе с тем, сама схема взаимодействия зубьев при передаче крутящих моментов обуславливает генерирование ими колебаний, связанных с динамическим взаимодействием зубьев при входе и выходе из зацепления значительными колебаниями жесткости по фазе зацепления. Зубчатые передачи становятся источником шума и вибраций, отрицательно воздействующих как на окружающую среду, так и сам механизм, интенсивность разрушения которого в связи с вибрационной нагруженностью в процессе эксплуатации возрастает.

Шумы и вибрации генерируются на зубцовых частотах и их гармониках, интенсивность которых возрастает с увеличением нагруженности и связана, в основном с периодическим изменением жесткости зацепления при повороте шестерен на угловой шаг, а также собственных частотах и их гармониках, возбуждаемых динамическим взаимодействием зубьев при входе и выходе из зацепления. Интенсивность последних возрастает практически линейно с увеличением частоты вращения зубчатых колес и в степенной – при увеличении отклонений их шагов зацепления, обусловленных погрешностями изготовления, износами и деформациями зубьев. При этом в зацеплении возникают динамические составляющие нагрузки, существенно изменяющие нагруженность зубьев и трибологические параметры их взаимодействия, что приводит к ускоренной потере их работоспособности.

Существующие способы решения этой проблемы условно можно разделить на три группы:

- повышение точности изготовления зубчатых передач;
- создание модифицированной, по сравнению со стандартной, геометрии зубчатого профиля;
- модифицирование конструкционного исполнения зубчатого колеса или передачи в целом.

Повышение точности изготовления зубчатых передач на одну степень позволяет снизить шум и вибрации на 1-2дБ, а в ряде случаев и выше, однако приводит к резкому увеличению их стоимости и усложнению технологии изготовления. Возникает необходимость введения в технологический процесс дорогостоящего, трудоемкого и технически сложного процесса шлифования зубьев. Однако и это не позволяет радикально решить существующие проблемы, поскольку не устраняет колебания жесткости зацепления и деформаций зубьев. Поэтому для высокоточных, в основном авиационных и автомобильных, передач были разработаны две группы технических решений, позволяющих снизить влияние этих факторов на виброакустическую активность передач за

счет создания модифицированной, по сравнению со стандартной, геометрии зубчатого зацепления:

- предложены технические решения, в которых зубья имеют повышенную податливость и увеличенную высоту головок, а передачи – коэффициент торцевого перекрытия, больший двух [1-4], при этом, в ряде случаев, угол профиля принимается меньшим 20° и подбираются наиболее целесообразные с позиций повышения эффективности применения данного подхода модуль и числа зубьев;

- разработаны передачи с зубьями, имеющими повышенную, по сравнению со стандартными, жесткость за счет увеличения угла профиля до 33° и модифицированную, с учетом деформации, эвольвентную поверхность зубьев.

При реализации приведенных выше подходов необходимы специализированные методики расчета и нестандартный режущий инструмент. Кроме того, их использование наиболее эффективно при седьмой и более высоких степенях точности изготовления зубчатых передач. Поэтому их применение наиболее рационально в серийном производстве и при создании уникальных дорогостоящих объектов. Однако при высоких окружных скоростях, повышенных требованиях к надежности и виброакустическим параметрам эти технические решения, в ряде случаев, оказываются экономически целесообразными и наиболее эффективными.

Модифицирование конструкционного исполнения зубчатых колес или передач в целом, как правило, используется в тех случаях, когда вследствие тех или иных особенностей конструкции применение приведенных выше подходов не позволяет решить возникающие проблемы по виброакустике и надежности в полном объеме. В ряде случаев требуется повышение ремонтпригодности передач. Однако в целом использование этого подхода приводит к усложнению и удорожанию передачи, поэтому его применение должно быть технически и экономически обосновано.

Существующие модифицированные конструкционные решения зубчатых передач могут быть условно разделены на следующие группы:

- самоустанавливающиеся при нагружении составные зубчатые колеса с упругоподатливым соединением венцов и ступиц [1];

- зубчатые передачи с упругоподатливыми дисками ступиц и размещенными на них демпфирующими элементами;

- зубчатые колеса, изготовленные из материалов с повышенными демпфирующими характеристиками.

В первой группе технических решений могут быть выделены конструкции, ориентированные, в основном, на использование в тяжелонагруженных тихоходных передачах, основным проблемным фактором которых является неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий (и) или значительная внешняя динамическая нагруженность, возникающая на выходном валу редуктора при резком изменении внешних нагружающих моментов.

Наиболее полно научные основы создания составных зубчатых колес с упругим соединением венцов и ступиц и методические подходы к расчету эффективности их применения изложены в работах [1,2], обобщающих результаты исследований, проведенных в этом направлении в Институте надежности машин НАН Беларуси под руководством доктора технических наук, профессора Берестнева О.В.

Вместе с тем, как показал анализ многолетнего опыта их разработки, исследований и эксплуатации, к наиболее сложному узлу, лимитирующему работоспособность конструкции в целом, у зубчатых колес этого типа можно отнести соединение венца и ступицы, упругоподатливые характеристики которого определяют эффективность использования принятой конструкции, а прочностные – ее долговечность. При этом, как правило, необходимо комплексное решение проблемы, позволяющее не только обеспе-

чить рациональное сочетание этих параметров, но и надежное крепление венца и упругих соединительных элементов в осевом направлении, даже при использовании данных конструктивных решений в прямозубых передачах, не имеющих значительных осевых нагрузок.

При отсутствии резких (до 2-5 раз) динамически изменяющихся внешних нагружающих моментов в тихоходных зубчатых передачах, например, в бортовых узлах гусеничных тракторов и редукторах технологического оборудования, работающего со стационарными скоростями вращения, наиболее технологичным и экономически целесообразным техническим решением является выполнение составных зубчатых колес, состоящих из венца 1 и ступицы 2, соединенных посредством эвольвентного шлицевого соединения 3

(рис.1) [5]. Крепление венца 1 в осевом направлении может быть осуществлено пластинами 4, размещенными равномерно вдоль поверхности разъема венца 1 и ступицы 2.

Конструкция обеспечивает самоустановку под нагрузкой «плавающего» венца 1 по сопрягаемому зубчатому колесу и определенный уровень снижения динамических составляющих нагрузки за счет собственной податливости обода как гибкого кольцевого элемента, толщина которого по наименьшему сечению принимается равной 2-2,5 модулей зубьев.

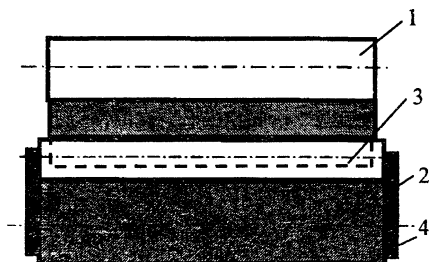


Рис.1

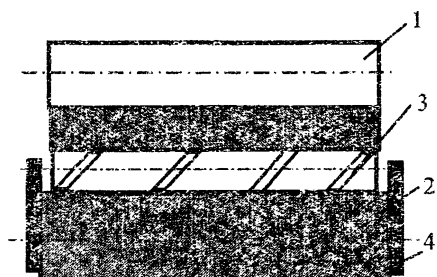


Рис.2

При наличии значительных внешних динамически изменяющихся нагрузок и более высоких частот вращения более рационально применение составных зубчатых колес (рис.2) с соединением венца 1 и ступицы 2 посредством упругих цилиндрических элементов 3 [6], в качестве которых могут быть использованы витые упругоподатливые ролики стандартных подшипников. Элементы 3 размещаются в цилиндрических отверстиях, выполненных равномерно вдоль поверхности разъема венца 1 и ступицы 2. Крепление зубчатого венца 1 в осевом

направлении также, как и в предыдущем решении, осуществляется посредством пластин 4. Упругие элементы 3 размещаются в посадочные отверстия с натягом. В ряде случаев могут быть использованы конусообразные упругоподатливые элементы, позволяющие регулировать натяг в соединении венец-ступица.

При использовании приведенных технических решений в косозубых зубчатых передачах целесообразно на поверхности разъема ступицы выполнение специальных буртиков 5, обеспечивающих опору венца в осевом направлении при воздействии осевых сил (рис.3).

Во всех приведенных технических решениях на внутренней поверхности зубчатого венца или ступицы выполняется базирующий поясок 6, обеспечивающий центрирование зубчатого венца относительно оси колеса, и скосы 7, позволяющие ему самоустанавливаться по отношению к сопрягаемому зубчатому колесу за счет осевого прогиба обода как гибкого кольцевого элемента.

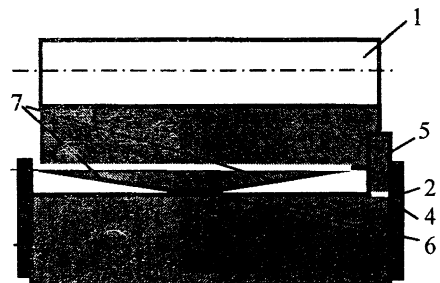
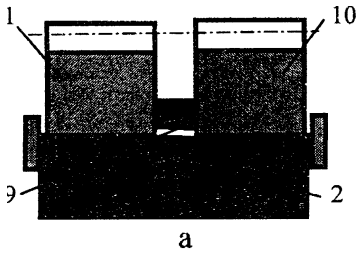


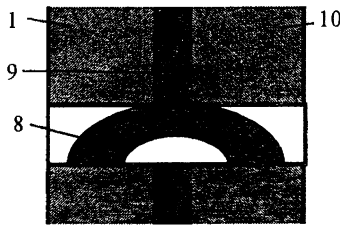
Рис.3

Венец и ступица этих зубчатых колес могут быть изготовлены из различных материалов, что позволяет снизить потребности в высококачественных легированных

сталих, обычно используемых при изготовлении зубчатых венцов. Конструкция обладает повышенной ремонтпригодностью и может быть эффективно использована при восстановлении работоспособности зубчатых передач, в особенности крупногабаритных и крупномодульных. В этом случае от ступицы отделяется изношенный зубчатый венец и на его место устанавливается новый, соединенный с ней посредством упругих элементов.



а



б

Рис.4

В шевронных зубчатых передачах (рис. 4,а) отверстия для упругих элементов вдоль поверхности разъема венца и ступицы могут быть выполнены как прямоугольные шпоночные пазы, а упругие элементы – в виде упруго-податливых V – образных шпонок 8, срединная часть которых взаимодействует с кольцевым выступом 9 на ступице 2, а концы – с соответствующими венцами 1, 10 [7]. На рис. 4,б показана схема взаимодействия приведенных элементов. Реализация данного технического решения позволяет снизить динамическую составляющую нагруженности и неравномерность ее распределения между зубчатыми венцами, что в ряде случаев имеет существенное значение для этого вида передач.

В целом использование приведенных технических решений позволяет уменьшить неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий в 1,2-1,4 раза, повысить долговечность зубчатых передач в 1,4 - 2 раза и снизить их виброакустическую активность на 3-5,5дБ (рис.5, где 1, 2 – октавные спектры и общие уровни виброускорений передач с составными зубчатыми колесами, 3,4 – аналогичные характеристики соответствующих им по модулю и геометрическим параметрам передач с цельнометаллическими колесами).

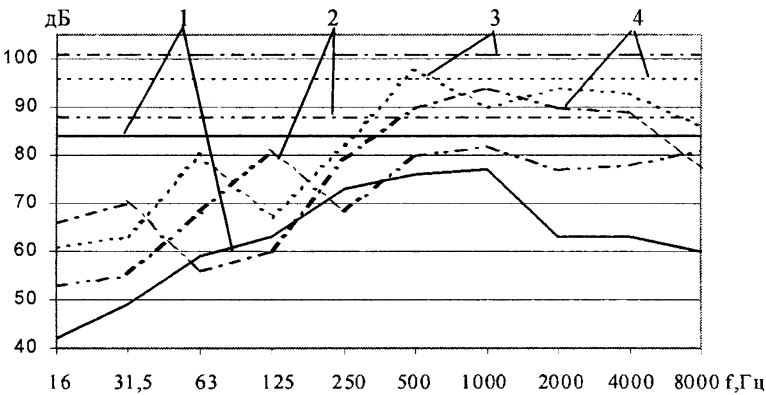


Рис.5

Зубчатые передачи с упругоподатливыми дисками ступиц и размещенными на них, при необходимости, демпфирующими элементами ориентированы на использование, в основном в скоростных передачах станков и технологическом оборудовании, работающие при стационарных скоростных и силовых режимах эксплуатации. По условиям функционирования в процессе эксплуатации условно они могут быть разделены на две основные группы:

* шестерни непереключаемых и переключаемых передач, имеющие динамически нагруженные закругленные торцевые поверхности зубьев, и работающие в основном на контактную усталостную прочность и износ при осевых перемещениях в процессе переключения;

К характерным особенностям их частотного диапазона (рис. 5) можно отнести то, что у составных зубчатых колес этого типа (кривые 1,2 на рис.5) в низкочастотном диапазоне колебаний уровни генерируемых вибраций могут несколько превышать уровни виброактивности цельнометаллических зубчатых передач (кривые 3,4 на рис.5), что связано с упругим характером соединения венца и ступицы.

* непереключаемые зубчатые колеса, имеющие значительный запас прочности при изгибе зубьев.

В первой группе технических решений улучшение виброакустических характеристик и обеспечение высокой надежности конструкционного решения может быть достигнуто за счет создания заданного градиента упругоподатливых и демпфирующих характеристик ступицы в радиальном сечении шестерни. Зубчатые передачи этой группы (рис. 6) могут быть выполнены в виде цельнометаллических зубчатых колес 1,2, установленных на валах 3,4. Со стороны торцов на дисках ступиц выполняются кольцевые выборки, заполняемые демпфирующим порошковым материалом [8].

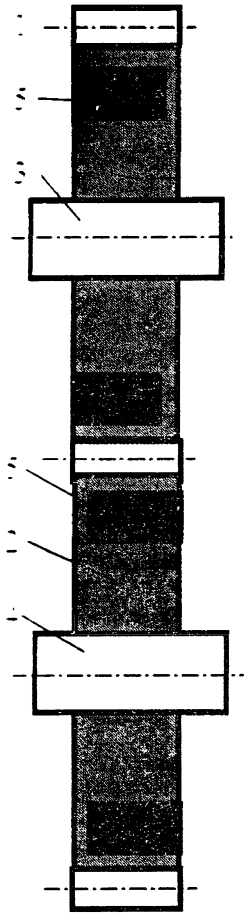


Рис.6

Данное конструкционное решение обеспечивает не уступающую цельнометаллическому колесу износостойкость, контактную и изгибную усталостную прочность зубьев и повышенную надежность конструкции при динамическом нагружении венца и шлицевого сопряжения ступицы. Улучшение виброакустических характеристик достигается за счет повышенного демпфирования колебаний, генерируемых в зубчатом зацеплении. При стабильных нагрузочных характеристиках эксплуатации зубчатой передачи и рациональном подборе толщин зубчатых венцов и перемычек, соединяющих их со ступицей, приведенная конструкция может использоваться без порошковых вставок.

Данное техническое решение может быть использовано в переключаемых зубчатых передачах с подвижными в осевом направлении шестернями. При малой ширине ступицы и значительных осевых ударных нагрузках, соединяющая венец и ступицу перемычка может быть выполнена толщиной 0,1-0,15 от модуля зубьев, что обеспечивает высокую надежность конструкции в целом.

Несмотря на относительно простую конструкцию, использование приведенного выше технического решения позволяет

эффективно снизить уровень генерируемого передач шум на 4-8 дБ (рис.7, а)[8]. При наличии спеченного порошкового демпфирующего элемента, вибрации снижаются незначительно (рис. 7, б), при его отсутствии - на 3-6 дБ. Однако и в том и другом случае существенно уменьшается динамическая составляющая нагруженности зубьев.

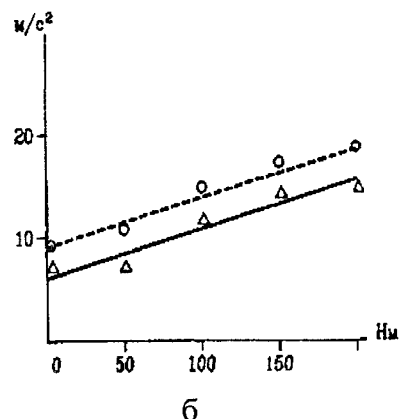
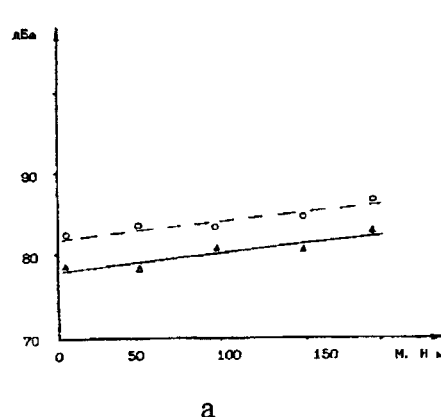


Рис.7

В техническом решении [9], показанном на рис.8, зубчатое колесо 1 базируется непосредственно на валу 2, что исключает появление дисбалансов, обеспечивает высокую точность его центрирования и возможность использования в скоростных зубчатых передачах практически без ограничений по частотам вращения. Вместе с тем, он непо-

средственно не связан с валом 2 в окружном направлении. Требуемая для передачи крутящего момента силовая связь осуществляется через демпфирующий элемент 3, ступицу 4 и шпоночное соединение 5. Это обеспечивает эффективное снижение виброакустической активности зубчатой передачи практически во всем частотном диапазоне частот, достигающее на зубцовых частотах 8-14дБ (рис.9, [9]).

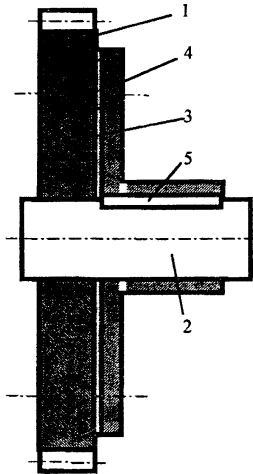


Рис.8

В ряде случаев достаточно эффективным оказывается технологически простое решение, заключающееся в размещении, механическим путем или напылением газотермическим методом, демпфирующих покрытий на торцевых поверхностях дисков ступиц [8], а также использование в конструкции

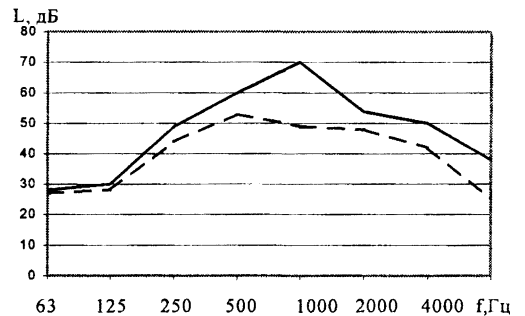


Рис.9[9]

клеевых соединений, обеспечивающих эффективное демпфирование генерируемых в зубчатом зацеплении колебаний [10,11].

Зубчатые передачи из материалов с повышенными демпфирующими характеристиками включают в себя:

- полимерные и металлополимерные зубчатые колеса, методики расчета и проектирование которых наиболее полно представлены в работе [12];
- металлопорошковые зубчатые колеса [8];
- зубчатые передачи из алюминиевых сплавов с модифицированными оксидокерамическими покрытиями на рабочих поверхностях зубьев [13-16].

Зубчатые колеса из спеченных порошковых материалов могут быть использованы при наличии значительного запаса статической и усталостной прочности зубьев при изгибном нагружении. В этом случае они могут быть целиком изготовлены из спеченного порошкового материала, имеющего пористость 10...15%, заполненную компактными металлами: в зоне зубчатого венца медью, а в зоне ступицы - свинцом [8]. Это позволяет обеспечить повышенное демпфирование колебаний, генерируемых в зубчатом зацеплении, и повышенную износостойкость рабочих поверхностей зубьев. Улучшенные виброакустические характеристики и повышенная надежность могут быть достигнуты путем создания заданного градиента свойств в осевом направлении, при использовании данных технических решений в винтовых и цилиндрических косозубых передачах.

Создание передач с зубчатыми колесами из алюминиевых сплавов, на рабочих поверхностях которых сформированы многослойные покрытия на основе модифицированной, в том числе ультрадисперсными алмазами, металлокерамики, имеющие толщины $0,07 \pm 0,3$ мм и твердость $12 \div 22$ ГПа, неразрывно связано с постоянно растущими требованиями к повышению их надежности при одновременном снижении генерируемых шумов и вибраций, себестоимости изготовления, веса и энергопотребления.

Учитывая относительно высокую хрупкость немодифицированных оксидокерамических покрытий этого типа, разрушающихся под воздействием интенсивных динамических нагрузок, для обеспечения требуемых параметров надежности, при проектировании и изготовлении металлокерамических редукторов применим комплексный подход к решению этой проблемы, включающий:

- разработку конструкции редуктора с учетом реальных условий эксплуатации, обеспечивающей эффективное снижение динамической нагруженности рабочих поверхностей взаимодействующих элементов и имеющей внутренние напряжения в де-

талях конструкции на уровнях, приемлемых с позиций реализации требований к прочностным характеристикам композиционной металлокерамики и алюминиевых сплавов основы;

- подбор состава многослойной композиционной металлокерамики, сформированной на рабочих поверхностях взаимодействующих между собой деталей привода, обеспечивающего с позиций прочности, при кратковременных перегрузках и многоцикловом нагружении, наиболее рациональное сочетание свойств материалов и их толщин, приемлемые трибологические параметры и, связанных с ними, коэффициенты трения;

- формирование наиболее рациональных, технически и экономически обоснованных технологических схем изготовления основных элементов конструкции, включая создание на их рабочих поверхностях композиционной металлокерамики.

Зубчатые передачи из материалов с повышенными демпфирующими характеристиками обеспечивают на 8-12 дБ меньший уровень виброакустической активности, по сравнению с цельнометаллическими, но имеют более низкие уровни допустимых напряжений при изгибе зубьев, что необходимо учитывать при их использовании в приводах зацеплением.

Литература. 1. Берестнев О.В. Самоустанавливающиеся зубчатые колеса.- Мн.: Наука и техника. 1983.-312 с. 2. Вулгаков Э.Б. Зубчатые передачи модифицированного исходного реечного контура. М., 1962. 3. Вулгаков Э.Б. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами: Обобщенная теория и проектирование. М., 1974. 4. Берестнев О.В., Жук И.В., Неделькин А.Н. Зубчатые передачи с повышенной податливостью зубьев. - Мн.: Навука і тэхніка, 1993.-183 с. 5. Авт.свид. СССР № 1071047. Зубчатое колесо/ О.В.Берестнев, В.Л. Басинюк, И.В.Жук, С.К.Скорыходов, В.А. Коваленко. 6. Авт.свид. СССР № 1135942. Зубчатое колесо/О.В.Берестнев, В.Л.Басинюк, И.В.Жук и др.-Опубл. в Б.И., 1985, № 3. 7. Авт.свид. СССР № 1164485.Зубчатая передача/О.В.Берестнев, В.Л.Басинюк, И.В.Жук, А.М. Гоман.-Опубл. в Б.И., 1985, № 24. 8. Берестнев О.В., Басинюк В.Л., Чемисов В.Б. Зубчатые колеса пониженной виброактивности.-Новополоцк:-Изд.ПГУ, 1977.-122с. 9. Авт.свид. СССР № 1825929. Зубчатое колесо/О.В.Берестнев, В.Л.Басинюк, А.Э. Абрагимович, И.С. Таранов.-Опубл. в Б.И., 1993, № 25. 10. Клеевой способ восстановления блоков шестерен коробок передач автомобилей// О.В.Берестнев, Басинюк В.Л., А.А.Якимович, А.А.Сверчков, А.В.Корзун, Е.И.Лисовский.// Информационный листок № 84-261,серия 73.31.41, БелНИИТИ,1984г. 11.Авт.свид. СССР № 1377489. Составная вал-шестерня / О.В.Берестнев, В.Л. Басинюк, Н.Н. Ишин, И.В.Жук, А.А. Сверчков, А.А. Якимович. -Опубл. в Б.И., 1988, № 8. 12. А.В. Белый, В.Е. Старжинский, С.В. Щербаков. Металлополимерные зубчатые передачи.-Мн.: Наука и техника, 1981.-351с. 13. Свидетельство на полезную модель № 22811 РФ кл.⁴ 7 F 16 H 7/02, 37/02. Передача с гибкой связью /В.Л. Басинюк, Е.И. Мардосевич, Я.В. Басинюк, М.А. Леванцевич//Бюл., 2002, № 11.14. Mardosevich E.I., Basinyuk V.L.Metal-Ceramics Systems of Increased Reliability for Dynamically Loaded Drives of Robotics and Devices of Service Maintenance and Management/Nonlinear Dynamics, Chaos, Catastrophes and Control. International Students' Conference. May 24-25, 2001. Riga Technical University. 15. Пат. 251 ВУ, МПК F 16 H 1/48. Редуктор / О.В.Берестнев, В.Л.Басинюк, М.В.Кирейцев. № 20000116; Заявл. 26.07.2000; Опубл. 31.12.2001 // Афіцыйны бюлетэнь: Вынаходства. Карысныя мадэлі. Прамысловыя узоры. / Дзярж. Пат. Ведамства Рэсп. Беларусь. – 2001. – №48. – С.47. 16. Пат. 424 ВУ, МПК С 23 С 28/00. Редуктор / М.А.Белоцерковский, В.Л.Басинюк, А.В.Федаравичус, М.В.Кирейцев. № 200110142; Заявл. 12.06.2001; Опубл. 12.12.2001 // Афіцыйны бюлетэнь: Вынаходства. Карысныя мадэлі. Прамысловыя узоры. / Дзярж. Пат. Ведамства Рэсп. Беларусь. – 2001. – №28(4). – С.67.