

УДК 621.833.002:621.83.06(043.3)

ТЕХНОЛОГИЯ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЗУБЬЕВ САТЕЛЛИТА ПЛАНЕТАРНОЙ ПРЕЦЕССИОННОЙ ПЕРЕДАЧИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ УПРОЩЕННЫХ ПРОФИЛЕЙ

*д-р техн. наук, проф. П.Н. ГРОМЫКО,
канд. техн. наук, проф. А.А. ЖОЛОбОВ, Л.Г. ДОКОНОВ
(Белорусско-Российский университет, Могилев)*

Основной причиной, сдерживающей широкое применение прецессионных редукторов в промышленности и сельском хозяйстве, является использование сложных технологий для изготовления пространственно-модифицированных зубьев сателлита. Статья посвящена разработке так называемых упрощенных способов обработки зубьев сателлита прецессионного редуктора на основе использования традиционных методов зубообработки, упрощающих процесс их формообразования. Решение поставленных задач позволит на базе планетарной прецессионной передачи разрабатывать и изготавливать компактные, малогабаритные, имеющие низкую себестоимость изготовления редукторы с возможностью обработки деталей на универсальном оборудовании, что сделает их конкурентоспособными и позволит решить важную для Республики Беларусь проблему импортозамещения редукторной техники.

Анализируя технико-экономические характеристики мотор-редукторов, выпускаемых известными мировыми фирмами-производителями, было определено, что основной причиной, сдерживающей серийное производство различных типов редукторной техники в Республике Беларусь, является техническая сложность данных изделий. Попытки их серийного изготовления без использования специальных высоких технологий приводят к низкому техническому уровню или к высокой отпускной цене.

Разработка новых структурных вариантов механических передач, обеспечивающих разрабатываемым редукторам конструктивные и технологические преимущества перед существующими и серийно выпускаемыми аналогами, является основным направлением совершенствования редуцирующей техники.

Для освоения серийного производства редукторов, изготовленных на основе деталей с приемлемой для обычного производства точностью изготовления, но в тоже время имеющих технический уровень, соответствующий уровню лучших мировых аналогов, необходимо чтобы создаваемые редукторы сочетали в себе одновременно редуцирующие функции и функции компенсирующей муфты.

На основе исследований, проведенных специалистами лаборатории по прецессионным передачам Белорусско-Российского университета, было установлено, что указанным выше сочетанием функций, благодаря особенностям структуры, обладают планетарные прецессионные передачи (ППП) (рис. 1) [1].

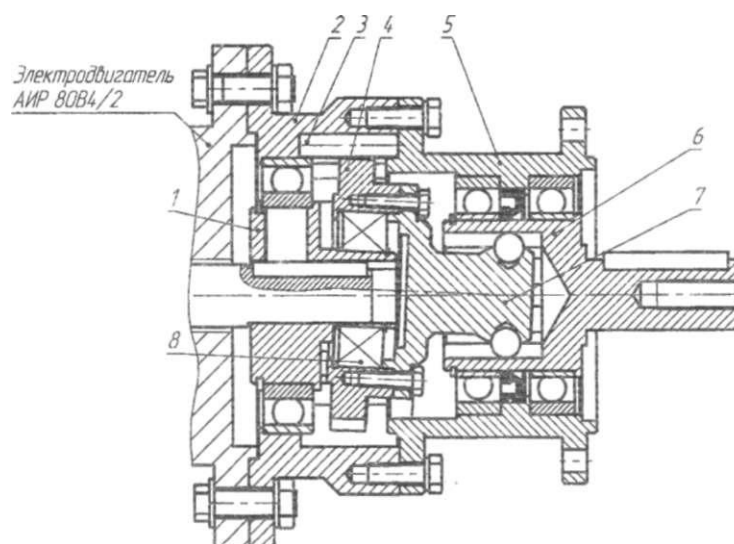


Рис. 1. Общий вид конструкции прецессионного мотор-редуктора:
1 – эксцентрик; 2 – корпус с неподвижным центральным колесом;
3, 4 – сателлит; 5 – корпус; 6 – вал выходной; 7 – хвостовик

Обзор различных конструкций и функциональных возможностей планетарных прецессионных передач, опыт проектирования, изготовления и испытаний работы прецессионных передач различных типов позволили сделать вывод, что основным фактором, сдерживающим широкое применение ППП, являются технологические трудности, связанные с процессом изготовления бочкообразных зубьев сателлита.

Анализ различных способов изготовления пространственно-модифицированных зубьев позволил определиться с направлением совершенствования процесса их формообразования – это использование упрощенных профилей зубьев сателлита, полученных традиционными методами зубообработки стандартным режущим инструментом.

Для исследований были предложены четыре способа формообразования зубьев сателлита, на основе которых возможно их изготовление традиционными методами зубообработки стандартным зуборезным инструментом, не используя сложных специальных приспособлений.

Необходимость разработки нескольких способов изготовления обосновывается способностью каждого из способов удовлетворять специфическим требованиям типа производства и необходимому уровню качества выходных показателей проектируемых редукторов.

Первым шагом разработки способов формообразования упрощенных зубьев сателлита явилось создание методик для определения теоретически точных и упрощенных поверхностей зубьев на основе создания компьютерных моделей зубьев трапециевидальной формы [1].

Исследования формы теоретически точных и упрощенных зубьев сателлита методами компьютерного моделирования позволили установить, что с ростом угла α наклона профиля зуба центрального колеса, а также с увеличением расстояния l от точки прецессии до ближайшего торцевого сечения сателлита профиль теоретически точной модели зуба сателлита приближается к профилю зубьев центрального колеса. Приближения профиля зубьев центрального колеса к профилю зубьев сателлита является одним из необходимых условий возможности обработки зубьев сателлита предложенными упрощенными способами их формообразования (рис. 2).

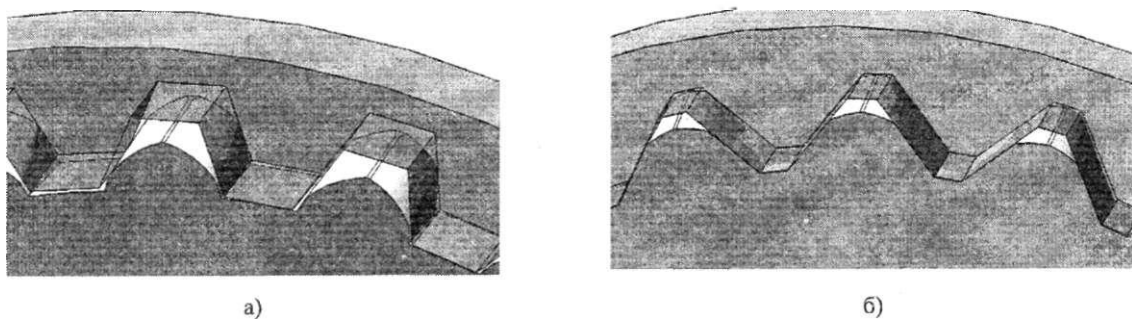


Рис. 2. Совмещение моделей теоретически точных зубьев сателлита с моделями трапециевидных зубьев формообразующего центрального колеса при разных углах наклона профиля зубьев центрального колеса α : а – при $\alpha = 20^\circ$; б – при $\alpha = 40^\circ$

По результатам исследований теоретически точных профилей разработаны методика расчета и программное обеспечение, реализующее указанную методику, позволившие определить высоту профиля зубьев сателлита, на которой гарантировано совпадение профилей зубьев центрального формообразующего колеса и профилей зубьев сателлита, следовательно, не происходит срезание тела зуба сателлита в процессе его формообразования.

В основе первого способа формообразования зубьев сателлита лежит использование в зацеплении ППП корригированных эвольвентных зубчатых колес, изготовленных на традиционном зуборезном оборудовании. Методика расчета а точнее подбора геометрии адаптированных эвольвентных зубьев сателлита основана на применении известных формул теории эвольвентного зацепления [2].

Сущность второго способа формообразования зубьев сателлита, названного методом двойного рабочего хода инструмента, заключается в следующем. В процессе обработки червячной фрезой и заготовке зубчатого изделия сообщают взаимосвязанные вращения вокруг их осей, обеспечивающие нарезание зубьев методом обкатки. Причем обработку производят, настроив червячный инструмент на нарезание косых зубьев с углом наклона, обеспечивающим необходимое заострение бочкообразных зубьев. Затем осуществляют перенастройку зуборезного оборудования на нарезание косых зубьев с тем же значением угла, но с противоположным направлением наклона зубьев [3].

Третий способ формообразования зубьев сателлита носит название метода конического зубофрезерования. Схема процесса формообразования зубьев сателлита третьим методом показана на рисунке 3.

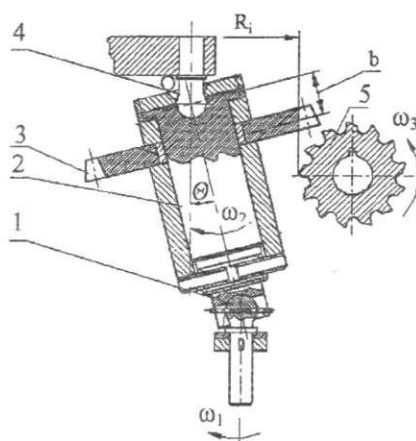


Рис. 3. Схема формообразования упрощенных зубьев сателлита, полученных путем наклона оси вращения заготовки сателлита к оси центрального колеса:
1 – сферический шарнир; 2 – оправка; 3 – заготовка сателлита;
4 – сферический шарнир; 5 – зуборежущий инструмент

Четвертый способ формообразования зубьев сателлита основан на применении в структуре ППП конических роликов для образования зубчатого венца центрального колеса, а зубья сателлита представляют собой зубья звездочки цепной передачи (рис. 4). При данном способе зубья сателлита могут быть получены таким же высокопроизводительным методом, как и профиль звездочки цепной передачи, что делает возможным их изготовление на обычном зубофрезерном станке червячной фрезой с круговым профилем зубьев [4].

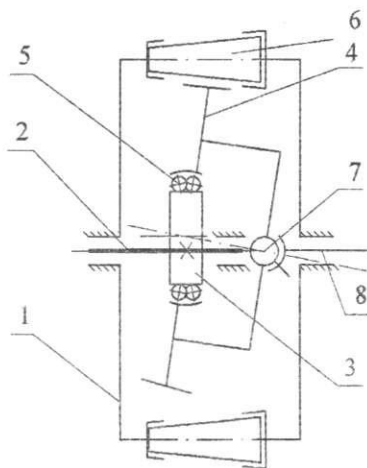


Рис. 4. Структурная схема ППП с зубьями сателлита, имеющими профиль зубьев звездочки цепной передачи:
1 – корпус; 2 – входной вал; 3 – эксцентриковая втулка; 4 – сателлит;
5 – сферический подшипник; 6 – конические ролики; 7 – угловая муфта; 8 – выходной вал

Для установления соответствия геометрических параметров упрощенных зубьев сателлита, полученных различными методами формообразования с теоретически точными зубьями, была использована программа САПР SolidWorks, с помощью которой производились замеры разницы между параметрами этих профилей.

По значению отклонений указанных выше профилей делается заключение о возможности применения того или иного из предложенных способов формообразования зубьев сателлита при проектировании зацепления ППП.

Разработанные методики настройки, ввода, обработки данных компьютерных исследований моделей ППП путем создания прикладного программного обеспечения в САПР SolidWorks и приложения

COSMOSMotion позволили провести исследования, заключающиеся в определении кинематической погрешности и КПД [1].

На основе исследования компьютерных моделей с круговыми и эвольвентными профилями контактирующих зубьев колес ППП установлено, что по критериям минимальных значений амплитуды кинематической погрешности и максимальному КПД ППП с круговыми профилями зубьев имеют преимущество над ППП с эвольвентными зубьями сателлита (рис. 5).

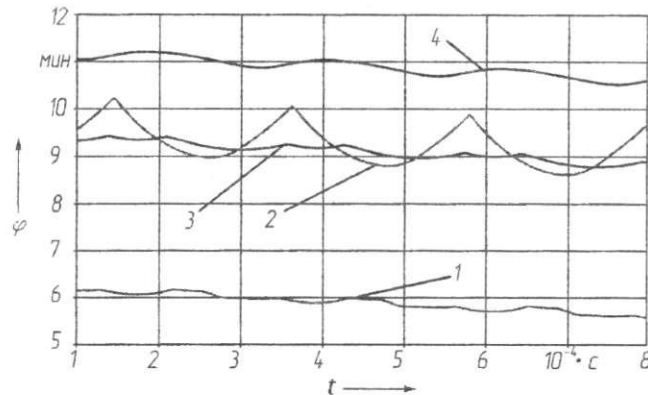


Рис. 5. Зависимость кинематической погрешности от угла поворота входного вала при использовании приближенных профилей зубьев сателлита:
1 — круговой профиль зубьев; 2 — адаптированные эвольвентные зубья;
3 — зубья, полученные коническим фрезерованием; 4 — зубья, полученные методом двойного рабочего хода

Среднее значения КПД компьютерных моделей ППП с приближенными профилями зубьев, образованных методами двойного рабочего хода и конического фрезерования, а также с адаптированными эвольвентными зубьями, находятся на одном уровне (примерно 90 %). Однако размах колебаний КПД компьютерных моделей, в зацеплении которых используются адаптированные эвольвентные зубья, в 1,5 раза больше, чем у двух других сравниваемых моделей (рис. 6).

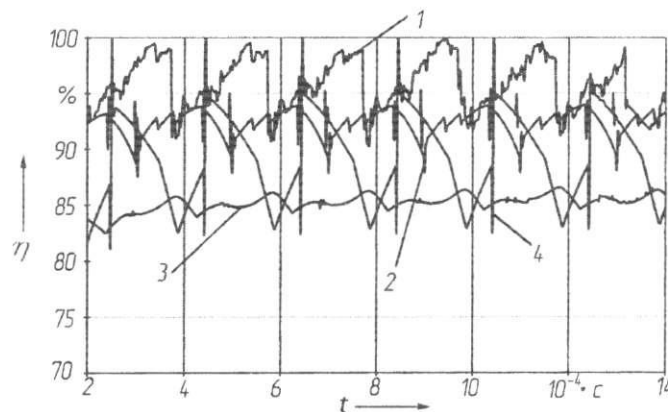


Рис. 6. Зависимость КПД от угла поворота входного вала при использовании приближенных профилей зубьев сателлита, %:
1 — круговой профиль; 2 — профиль, полученный методом конического фрезерования;
3 — профиль, полученный методом двойного рабочего хода; 4 — адаптированный эвольвентный профиль

Для проверки адекватности результатов исследований компьютерных моделей был спроектирован мотор-редуктор со сменным внутренним колесом и сателлитом. Это позволило произвести испытания зацепления ППП с профилями зубьев, полученными различными способами формообразования, используя лишь один опытный образец с минимальным суммированием погрешностей изготовления и сборки.

Испытания экспериментальных образцов прецессионных редукторов производились на испытательном стенде кафедры «Теоретическая механика» Белорусско-Российского университета. На данном стенде была определена кинематическая погрешность мотор-редуктора и КПД. В испытательном центре РУП «Могилёвский завод «Электродвигатель» были произведены замеры уровня шума и виброскорости.

Результаты показали, что повышенные уровни шумов наблюдались у прецессионного мотор-редуктора с использованием сателлита с адаптированными эвольвентными зубьями (редуктор № 4). Уровень шума, а также значения виброскорости прецессионных мотор-редукторов с зубьями сателлита, изготовленными способом двойного рабочего хода (редуктор № 2), способом конического фрезерования (редуктор № 3) и способом, при котором в качестве зубьев центрального колеса используются ролики (редуктор № 1), соответствуют техническим требованиям, предъявляемым по этим показателям к серийно выпускаемым аналогам. Результаты испытаний приведены в таблице.

Результаты испытаний прецессионных мотор-редукторов

Номер прецессионного мотор-редуктора	Общий уровень виброскорости, мм/с	Уровень шума, дБ	Кинематическая погрешность, мин	КПД, %
1	8,2	64	46	92
2	12,9	67	53	89
3	11,2	65	53	88
4	15,4	72	65	85

Заключение. По результатам исследований разработана конструкция прецессионного мотор-редуктора и изготовлены экспериментальные образцы для привода заглаживающей машины СО-170, которая предназначена для заглаживания бетона. При изготовлении зубьев сателлита мотор-редуктора был использован предложенный способ двойного рабочего хода. На данный момент все пять экспериментальных образцов эксплуатируются в различных строительных организациях. В настоящее время две заглаживающие машины СО-170 со встроенными в их конструкцию прецессионными мотор-редукторами используются на ПРУП «Борисовский хрустальный завод» с организацией производства медицинского стекла, при выполнении работ по заглаживанию бетона организацией «ОДО Трансстрой» (г. Мозырь).

ЛИТЕРАТУРА

1. Компьютерное моделирование планетарных прецессионных передач: моногр. / П.Н. Громыко [и др.]; под общ. ред. П.Н. Громыко. – Могилев: ГУВПО «Белорусско-Российский университет», 2007. – 271 с.
2. Громыко, П.Н. Адаптация эвольвентного профиля к условиям работы коническо-цилиндрической прецессионной передачи / П.Н. Громыко, С.Н. Хатетовский, Л.Г. Доконов // Детали машин и трибология: межвуз. сб. науч. тр.; Калинингр. техн. ун-т; редкол. С.В. Федоров [и др.]. – Калининград, 2005. – С. 199 – 208.
3. Способ обработки зубчатого изделия с пространственно модифицированными зубьями: пат. 8366 Респ. Беларусь, МПК 7 В 23F 17/00 / П.Н. Громыко, Л.Г. Доконов: заявитель и патентообладатель Гос. учр. высш. проф. образования «Белорусско-Российский университет». – № а20031141; заявл. 03.12.2003; опубл. 30.08.2006. – 3 с.
4. Планетарная прецессионная передача: пат. 11078 Респ. Беларусь, МПК (2006) F 16H 1/32. / П.Н. Громыко, Д.М. Макаревич, С.Д. Макаревич, Л.Г. Доконов: заявитель и патентообладатель Гос. учр. высш. проф. образования «Белорусско-Российский университет». – № а20060411; заявл. 28.04.2006; опубл. 30.08.2008. – 4 с.

Поступила 12.06.2009

УДК 621.83.061.1:004.94(045)(476)

КОРРЕКТИРОВКА РЕЗУЛЬТАТОВ СИЛОВОГО АНАЛИЗА ПРЕЦЕССИОННОГО РЕДУЦИРУЮЩЕГО МЕХАНИЗМА С КОНИЧЕСКИМИ РОЛИКАМИ НА ОСНОВЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МЕТОДОВ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Громько П.Н., Доконов Л.Г., Макаревич С.Д., Кривоногова Е.Г., Гончаров П.С.
(ГУВПО «Белорусско-Российский университет», г. Могилев, Беларусь)

В статье представлены формулы для определения сил в зацеплении и реакций в опорных подшипниках прецессионного редуцирующего механизма с коническими роликами, полученные на основе составления уравнений статического равновесия системы сил, действующих на звенья механизма, и путем введения корреляционных коэффициентов на основе проведения компьютерных исследований.

Введение

Прецессионный редуцирующий механизм с коническими роликами разработан на основе одного из структурных вариантов планетарной прецессионной передачи и применяется в конструкции ручной лебедки [1, 2]. Его особенностью является реализация двухпоточной схемы передачи мощности при относительно высоких значениях КПД. То есть силовой поток передается на сателлит двумя зубчатыми венцами, контактирующими с коническими роликами. Структурная схема прецессионного редуцирующего механизма показана на рисунке 1.

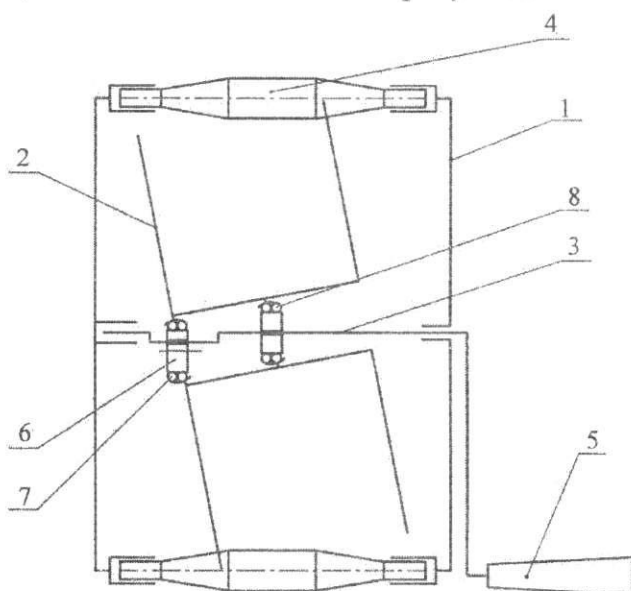


Рисунок 1 – Структурная схема прецессионного редуцирующего механизма

Работает прецессионный редуцирующий механизм в составе ручной лебедки следующим образом. Вращение от рукоятки 5 передается на приводной вал 3. Благодаря наличию эксцентриситета наружной поверхности эксцентриковой втулки 6, а также наличию двух сферических подшипников 7 и 8, обеспечивается колебательное движение барабана 2. Зубчатые венцы, выполненные на ребрах сателлита 2, взаимодействуют с конической частью роликов 4, расположенных в корпусе 1. Вследствие указанного взаимодействия сателлит 2 получает вращательное движение вокруг своей оси, что приводит к наматыванию на поверхность сателлита 2 закрепленного на нем каната.

В работах [2, 3] отражены результаты проведения силовых анализов различных структурных вариантов планетарных прецессионных передач, на базе которых создан рассматриваемый редуцирующий механизм. Однако при их осуществлении было принято допущение, согласно которому зацепление прецессионного редуцирующего меха-

низма обеспечивается только одним коническим роликом с одним зубчатым венцом сателлита. Ниже в статье получены аналитические формулы для расчета сил в зацеплении и реакций в опорных подшипниках, учитывающие многопарность зацепления и многопоточность силового потока мощности прецессионного редуцирующего механизма.

Силовой анализ прецессионного редуцирующего механизма

Обратимся к схеме (рисунок 2), на основе которой ниже составлены уравнения статического равновесия сателлита с одним коническим роликом.

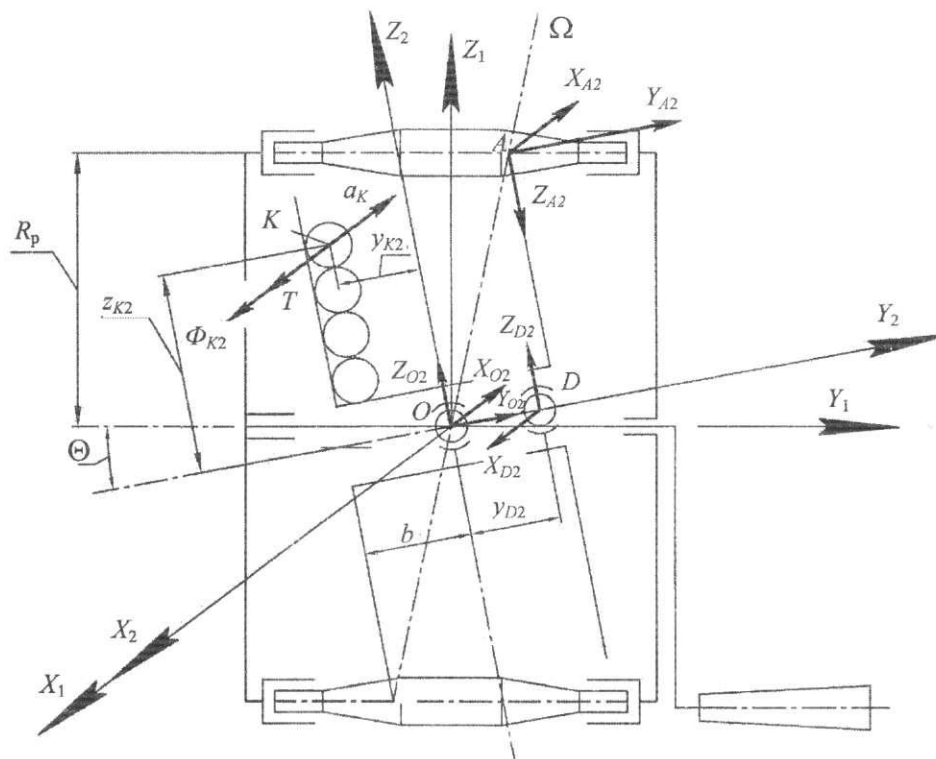


Рисунок 2 – Схема силового равновесия сателлита прецессионного редуцирующего механизма

В точках контакта зубьев сателлита A с неподвижными коническими роликами возникают реакции X_{A2}, Y_{A2}, Z_{A2} . Нижний индекс 2 говорит о том, что общая реакция в контакте точек A раскладывается на подвижные оси координат, связанные с сателлитом. Составляющие реакции в сферическом опорном подшипнике O обозначим X_{O2}, Y_{O2}, Z_{O2} . Составляющие реакции в сферическом опорном подшипнике D – X_{D2}, Z_{D2} . Положение сферического подшипника D определяется координатой y_{D2} . Силу натяжения каната обозначим символом T и направим ее вдоль оси X_2 . Положение точки K приложения силы T , фиксирующей положение конца каната на сателлите, определяется координатами y_{K2} и z_{K2} . Еще один параметр, который используется при силовом расчете R_p – это радиус, на котором должны располагаться оси конических роликов от оси вращения входного вала. Сила инерции груза обозначается на схеме Φ_{K2} , параметр b – расстояние от точки прецессии O до зубчатого венца барабана лебедки, а θ – угол

наклона оси сателлита к оси входного вала.

Составим систему уравнений равновесия сил, действующих на сателлит:

$$\sum F_{ix2} = 0$$

$$T - X_{A2} - X_{O2} + X_{D2} = 0$$

$$\sum F_{iy2} = 0$$

$$Y_{O2} + Y_{A2} = 0$$

$$\sum F_{iz2} = 0$$

$$Z_{O2} - Z_{A2} + Z_{D2} = 0$$

$$\sum M_{ix2} = 0$$

$$Z_{D2} \cdot y_{D2} - Z_{A2} \cdot b - Y_{A2} \cdot \left(\frac{R_p}{\cos \theta} - b \cdot \operatorname{tg} \theta \right) = 0$$

$$\sum M_{iy2} = 0$$

$$T \cdot z_{K2} - X_{A2} \cdot \left(\frac{R_p}{\cos \theta} - b \cdot \operatorname{tg} \theta \right) = 0$$

$$\sum M_{iz2} = 0$$

$$T \cdot y_{K2} + X_{A2} \cdot b - X_{D2} \cdot y_{D2} = 0.$$

Рассмотрим условия равновесия входного вала с рукояткой. Для этого обратимся к структурной схеме с нанесенной на ней активными силами и реакциями связи (рисунок 3).

На схеме рисунка 3 изображены активная сила F , приложенная к рукоятке, длина которой равна l . Координата u_{C1} определяет положение центра рукоятки (точка C) относительно оси OZ_1 . Реакции в опорных подшипниках M и L , обозначенные X_{M1} , Y_{M1} , Z_{M1} и X_{L1} , Z_{L1} , а расстояния до опорных подшипников M и L — u_{M1} и u_{L1} соответственно. Реакции в опорных подшипниках O и D — это реакции X_{O2} , Y_{O2} , Z_{O2} и X_{D2} , Z_{D2} . Эти реакции уже использовались при составлении уравнений равновесия системы сил, действующих на сателлит. Однако в отличие от схемы сил, изображенной на рисунке 2, на схеме сил, изображенной на рисунке 3, указанные выше реакции имеют противоположное направление.

Отличительным моментом от ранее составленных условий равновесия является то, что уравнения равновесия входного вала составлены относительно неподвижной системы координат, связанной с осями OX_1 , Y_1 , Z_1 . Система уравнений равновесия сил, действующих на входной вал с рукояткой, имеет вид:

$$\sum F_{ix1} = 0$$

$$X_{M1} + X_{L1} + X_{O2} - X_{D2} - F = 0$$

$$\sum F_{iy1} = 0$$

$$-Y_{O2} \cdot \cos \theta + Z_{O2} \cdot \sin \theta + Z_{D2} \sin \theta - Y_{M1} = 0$$

$$\sum F_{iz1} = 0$$

$$-Z_{D2} \cdot \cos \theta - Z_{O2} \cdot \cos \theta + Z_{M1} + Z_{L1} - Y_{O2} \cdot \sin \theta = 0$$

$$\sum M_{ix1} = 0$$

$$-Z_{D2} \cdot y_{D2} + Z_{L1} \cdot y_{L1} - Z_{M1} \cdot y_{M1} = 0$$

$$\sum M_{iy1} = 0$$

$$F \cdot l - X_{D2} \cdot y_{D2} \cdot \sin \theta = 0$$

$$\sum M_{iz1} = 0$$

$$X_{M1} \cdot y_{M1} - X_{L1} \cdot y_{L1} + X_{D2} \cdot y_{D2} \cdot \cos \theta + F \cdot y_{C1} = 0.$$

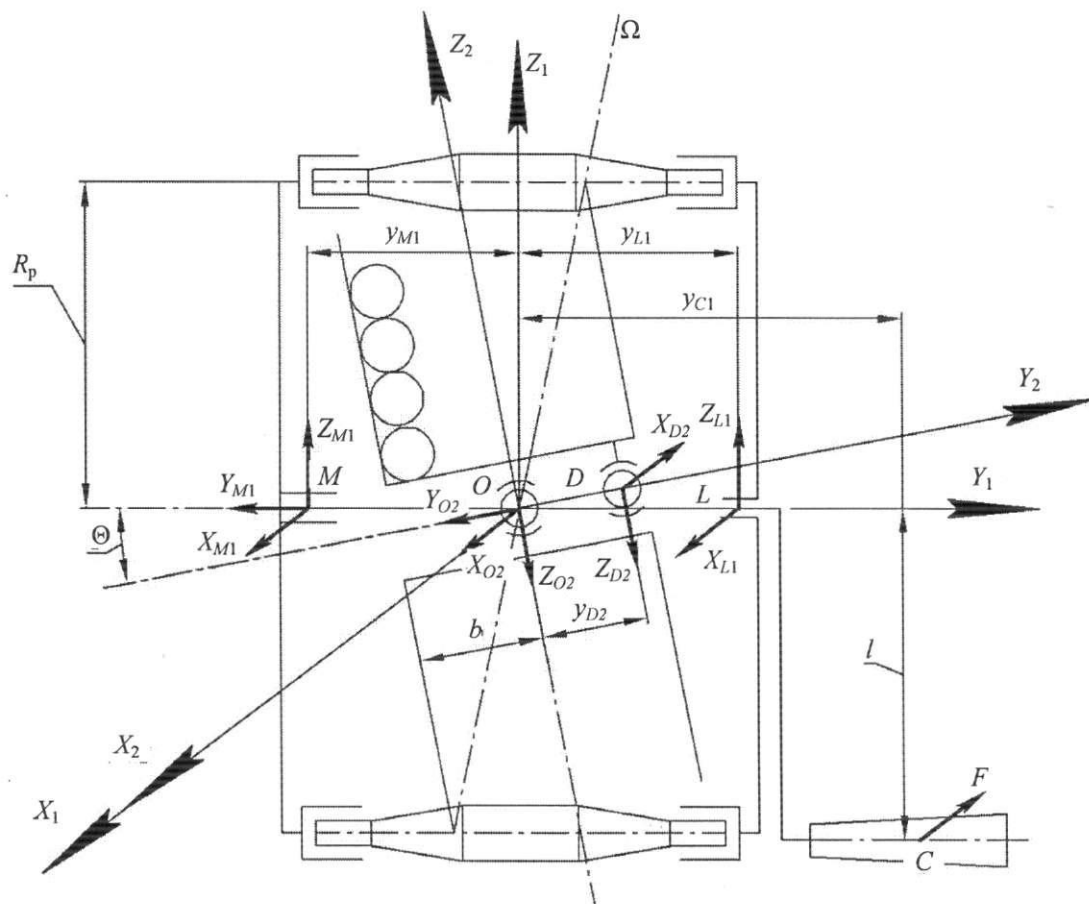


Рисунок 3 – Схема силового равновесия входного вала прецессионного редуцирующего механизма

Проекции X_{A2} , Y_{A2} , Z_{A2} в зацеплении роликов с зубьями реборд сателлита связаны с полной реакцией R_A следующими зависимостями (рисунок 4):

$$X_{A2} = R_A \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha ;$$

$$Y_{A2} = R_A \cdot \sin \beta ;$$

$$Z_{A2} = R_A \cdot \cos \beta \cdot \sin \alpha ,$$

где R_A – полная реакция в контактом зацеплении (в точке A);

α – угол зацепления (т.е. угол между проекцией полной реакции R'_B на плоскость $Z_2O_2X_2$ и осью O_2X_2).

β – угол, определяющий конусность поверхности роликов, входящих в зацепление с зубьями реборд сателлита (рисунок 4).

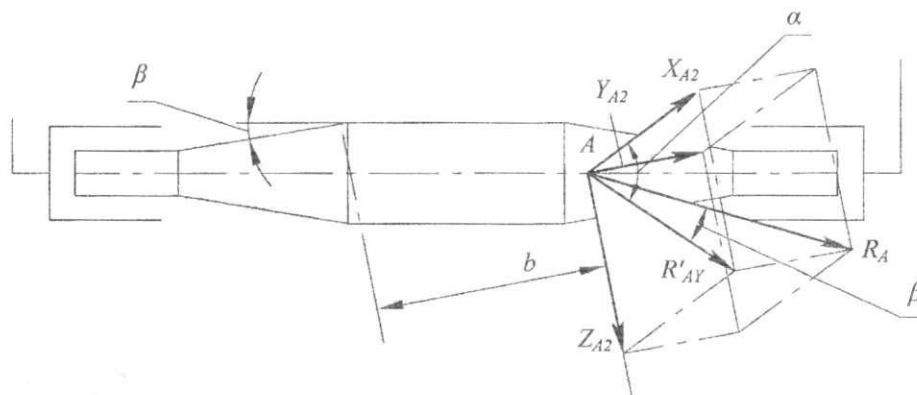


Рисунок 4 – К определению взаимосвязи проекций с полной реакцией в зацеплении редуцирующего прецессионного механизма

Выразив из выше приведенной системы уравнений равновесия неизвестные, получим зависимости для расчета значений сил в зацеплении и реакций опорных подшипников прецессионного редуцирующего механизма:

$$R_{A2} = \frac{T \cdot z_{K2}}{\cos \beta \cdot \cos \alpha \cdot \left(\frac{R_p}{\cos \theta} - b \cdot \operatorname{tg} \theta \right)},$$

$$X_{D2} = \frac{T \cdot y_{K2} + R_{A2} \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha \cdot b}{y_{D2}},$$

$$Z_{D2} = \frac{R_{A2} \cdot \left(\cos \beta \cdot \sin \alpha \cdot b + \sin \beta \cdot \left(\frac{R_p}{\cos \theta} - b \cdot \operatorname{tg} \theta \right) \right)}{y_{D2}},$$

$$Z_{O2} = R_{A2} \cdot \cos \beta \cdot \sin \alpha - Z_{D2},$$

$$Y_{O2} = -R_{A2} \cdot \sin \beta,$$

$$X_{O2} = -R_{A2} \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha + X_{D2} + T,$$

$$F = \frac{X_{D2} \cdot y_{D2} \cdot \sin \theta}{l},$$

$$X_{L1} = -X_{M1} + X_{D2} - X_{O2} + F,$$

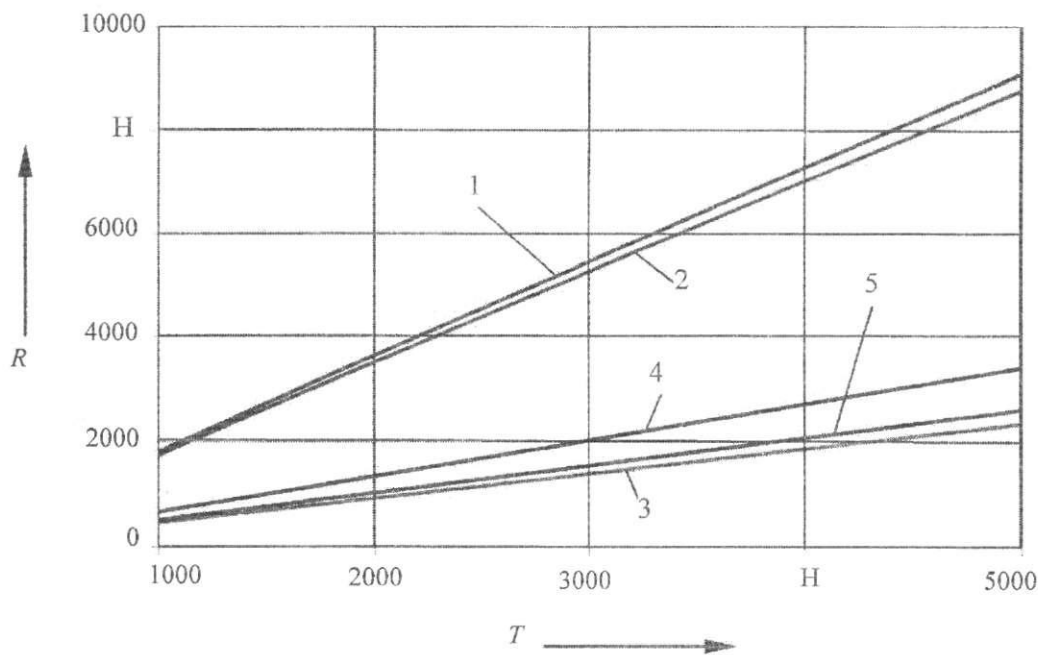
$$X_{M1} = \frac{F \cdot (y_{L1} - y_{C1}) + X_{D2} \cdot y_{L1} - X_{O2} \cdot y_{L1} - X_{D2} \cdot y_{D2} \cdot \cos \theta}{y_{M1} + y_{L1}},$$

$$Z_{M1} = Z_{D2} \cdot \cos \theta + Z_{O2} \cdot \cos \theta + Y_{O2} \cdot \sin \theta - Z_{L1},$$

$$Z_{L1} = \frac{Z_{D2} \cdot (\cos \theta \cdot y_{M1} + y_{D2}) + Z_{O2} \cdot \cos \theta \cdot y_{M1} + Y_{O2} \cdot \sin \theta \cdot y_{M1}}{y_{M1} + y_{L1}},$$

$$Y_{M1} = -Y_{O2} \cdot \cos \theta + Z_{O2} \cdot \sin \theta + Z_{D2} \cdot \sin \theta.$$

Графики (рисунок 5) позволяют установить влияние веса груза T на значения реакций в подшипниковых опорах. На основе графиков (рисунок 5) возможно при заданной грузоподъемности лебедки, т.е. весе груза T , определить значения силы R_{A2} в зацеплении и реакций в опорных подшипниках R_{D2} , R_{O2} , R_{M1} , R_{L1} .



1 – реакция R_{D2} ; 2 – реакция R_{O2} ; 3 – реакция R_{M1} ;

4 – сила в зацеплении R_{A2} ; 5 – реакция R_{L1}

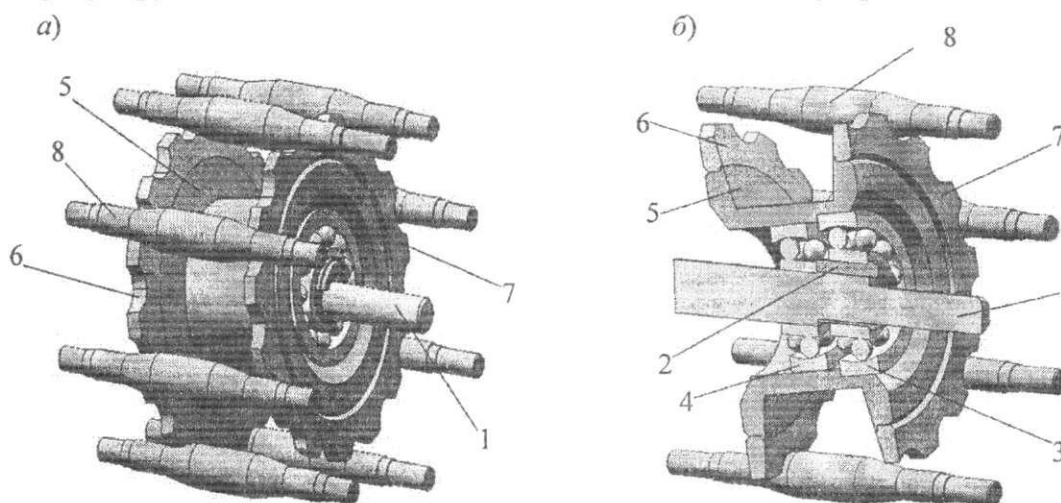
Рисунок 5 – Зависимость сил в зацеплении и реакций в подшипниковых опорах, а также усилия на рукоятке от веса груза

Корректировка силового анализа прецессионного редуцирующего механизма на основе использования методов компьютерного моделирования

Как было сказано выше, при проведении силового анализа было принято допущение, что одна контактная пара, ролик – зуб сателлита, участвует в передаче мощности. В реальном зацеплении прецессионного редуцирующего механизма кроме того, что зацепление является многопарным, оно в тоже время является двухпоточным. Результаты силового расчета прецессионного редуцирующего механизма не учитывают указанные выше особенности реальной схемы. Поэтому использование выше полученных силовых зависимостей возможно лишь при проведении оптимизации параметров. Использование результатов силового расчета для оценки абсолютных значений сил и реакций в опорных звеньях будет возможно только после корректировки полученных зависимостей путем введения корректировочных коэффициентов.

Значения корректировочных коэффициентов могут быть получены путем определения значений сил в зацеплении и реакций в опорных подшипниках прецессионного редуцирующего механизма с многопарным зацеплением методами компьютерного моделирования и сравнения этих значений со значениями, рассчитанными аналитическим путем.

Ниже (рисунок 6а, 6б) представлена компьютерная модель сборки прецессионного редуцирующего механизма лебедки подъемно-тягового устройства.



а – общий вид компьютерной модели; б – сечение компьютерной модели

Рисунок 6 – Компьютерная модель прецессионного редуцирующего механизма ручной лебедки

Компьютерная модель прецессионного редуцирующего механизма состоит из входного вала 1, на котором расположена эксцентриковая втулка 2. На эксцентриковую втулку 2 посажен сферический подшипник 3. Сферический подшипник 4 также размещен на входном валу 1. На наружных цилиндрических кольцах подшипников 3 и 4 установлен сателлит 5. Эксцентричное расположение подшипника 3 относительно оси входного вала 1 обеспечивает сателлиту 5 наклонное расположение относительно оси входного вала 1. На ребрах сателлита 5 жестко закреплены два диска 6 и 7, имеющие наружные зубчатые венцы, профили которых представляют собой профили зубьев звездочки цепной передачи. Зубчатые венцы дисков 6 и 7 входят в зацепление с конической частью равномерно расположенных по периметру неподвижных роликов 8, оси которых параллельны оси входного вала 1. Методика определения значений сил и ре-

акций в опорных подшипниках на основе проведения компьютерных исследований подробно изложена в работе [4].

Результаты определения сил в зацеплении и реакций в опорных подшипниках, полученные на основе использования методов компьютерного моделирования, отражены на графиках (рисунок 7, 8).

На основе сравнительного анализа значений сил в зацеплении и реакций в опорных подшипниках, полученных аналитическим и компьютерным методами, определены корректировочные коэффициенты C_1, C_2, C_3, C_4, C_5 . Ниже приведены формулы для расчета сил и реакций в опорных подшипниках, учитывающие многопарность и многопоточность при передаче мощности в конструкции прецессионного редуцирующего механизма.

$$R_{A2} = C_1 \cdot \frac{T \cdot z_{K2}}{\cos \beta \cdot \cos \alpha \cdot \left(\frac{R_p}{\cos \theta} - b \cdot \operatorname{tg} \theta \right)};$$

$$R_D = C_2 \cdot \sqrt{X_D^2 + Z_D^2};$$

$$R_O = C_3 \cdot \sqrt{X_O^2 + Y_O^2 + Z_O^2};$$

$$R_{M1} = C_4 \cdot \sqrt{X_{M1}^2 + Y_{M1}^2 + Z_{M1}^2};$$

$$R_L = C_5 \cdot \sqrt{X_L^2 + Z_L^2}.$$

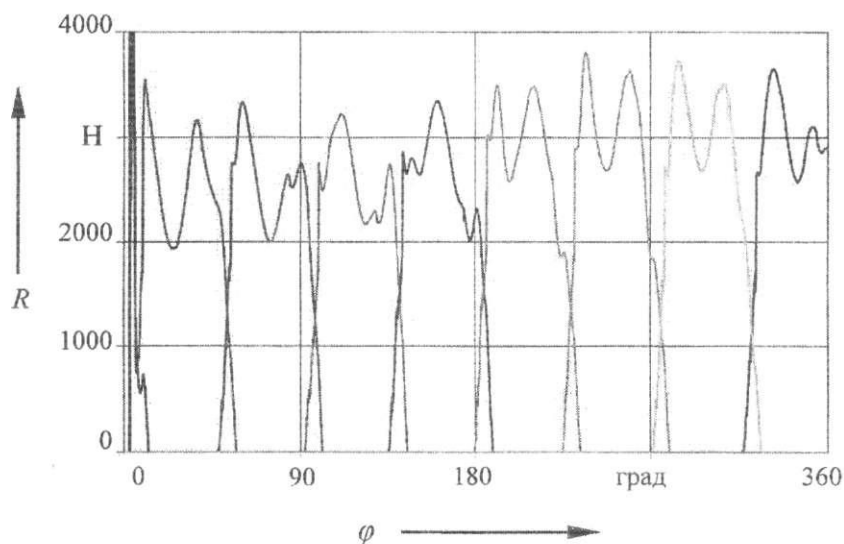
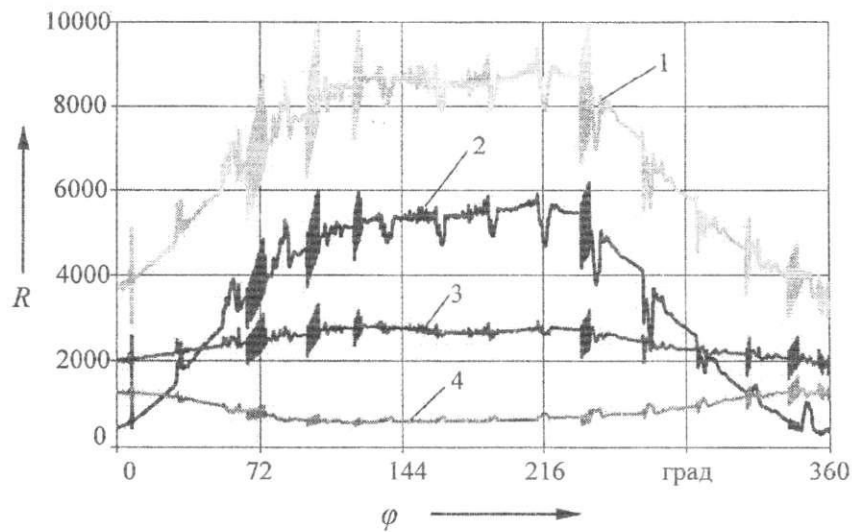


Рисунок 7 – График зависимости сил в зацеплении ролик – зубья сателлита от угла поворота входного вала



1 — реакция в опоре D ; 2 — реакция в опоре O ; 3 — реакция в опоре M ; 4 — реакция в опоре L

Рисунок 8 — Зависимость реакций в опорных подшипниках от угла поворота входного вала

Внедрение результатов исследований

Полученные выше формулы составляют основу методики расчета и проектирования прецессионного редуцирующего механизма с коническими роликами. В соответствии с разработанной методикой на базе прецессионного редуцирующего механизма спроектирована конструкция лебедки [5, 6] (рисунок 9), описание которой приведено ниже.

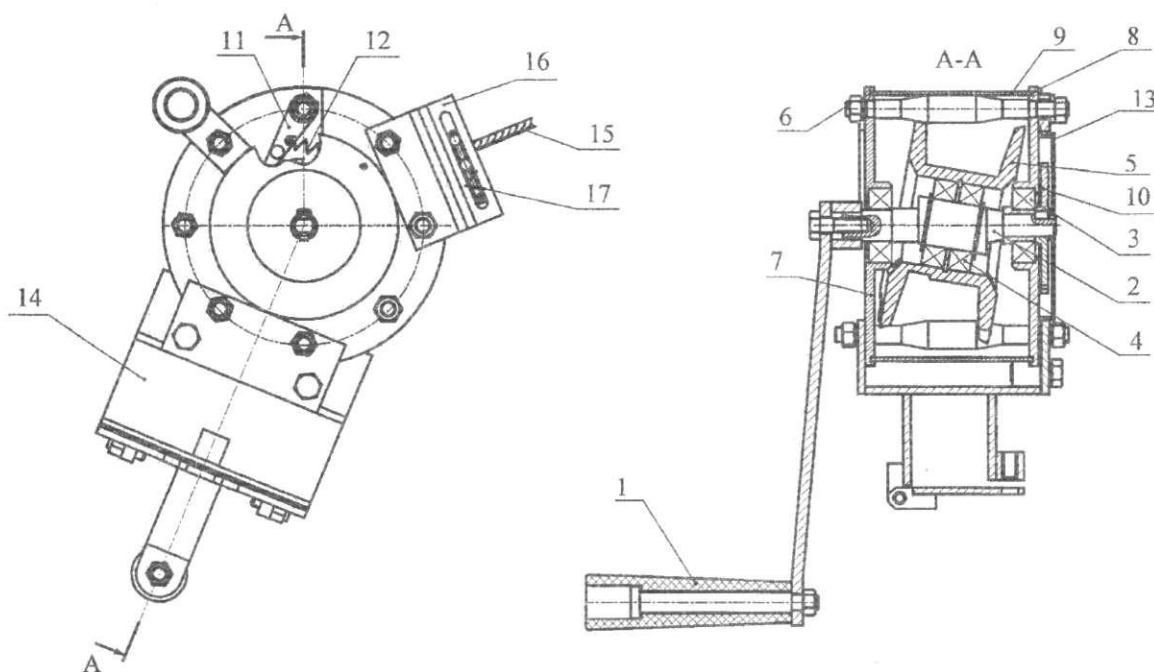


Рисунок 9 — Конструкция ручной лебедки, разработанной на основе прецессионного редуцирующего механизма

Лебедка работает следующим образом. Вращение от рукоятки 1 передается на приводной вал 2, вращающийся в подшипниках 3, и посредством подшипников 4 передает вращение на сателлит 5, который взаимодействует с роликами 6, установленными в крышках 7 и 8 и закрывающимися корпусом 9. Для предотвращения саморазматывания каната 15 на приводной вал 2 установлено храповое колесо 10, которое стопорится собачкой 11, подпружиненной пружиной 12. Храповой механизм закрыт крышкой 13. Лебедка крепится к треноге при помощи крепления 14. Для предварительного натяга троса 15 используется механизм 16, подпружиненный пружиной 17.

Следует также отметить, что зубья реборд сателлита предлагаемой лебедки представляют собой профиль зубьев звездочки цепной передачи. Этот профиль является высокотехнологичным в изготовлении. Контакт зубьев происходит с конической частью роликов. Угол конуса подбирается таким образом, чтобы обеспечить полное контактное зацепление. Использование высокотехнологичного профиля зубьев зубчатого венца сателлита 5, а также отсутствие монолитного корпуса позволяет снизить себестоимость изготовления лебедки.

На основе разработанной документации изготовлена партия ручных лебедок (рисунок 10).

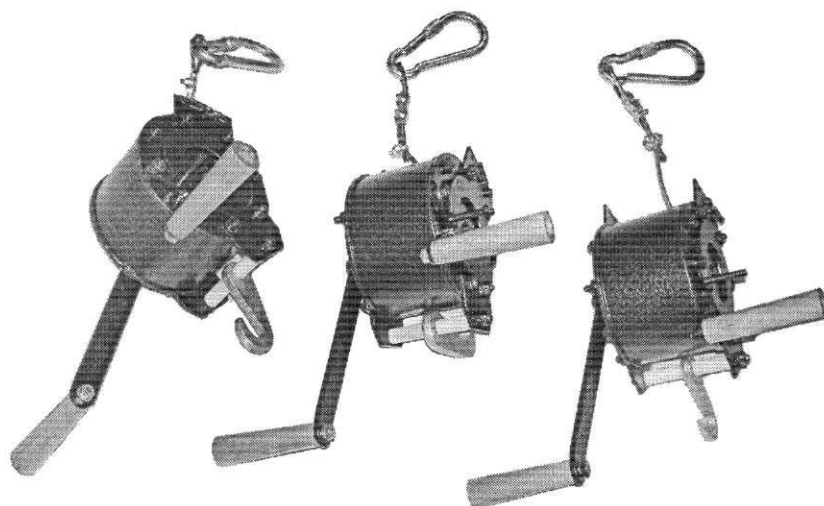


Рисунок 10 – Общий вид ручных лебедок с прецессионным редуцирующим механизмом

По результатам стендовых и эксплуатационных испытаний ручных лебедок определены их технико-экономические показатели, которые сведены в таблицу.

Таблица – Технико-экономические показатели ручной лебедки, разработанной на основе прецессионного редуцирующего механизма.

Грузоподъемность, кг	Передаточное отношение	Габаритные размеры, ВхLхН, мм	Масса лебедки, кг	Усилие на рукоятке, Н	Длина каната, намотанного на барабан, м	Отпускная цена за шт., тыс. бел. руб.
500	15	150x150x120	7	до 160	10	2000

Разработанные лебедки нашли применение в пожарном аварийно-спасательном отряде Учреждения «Могилевское областное управление МЧС», в мастерских при выполнении монтажных и ремонтных работ на различных объектах организаций ОДО «Энергосталь» и ОАО «Белэлектромонтаж».

Выводы

Особенностью структурной схемы прецессионного редуцирующего механизма является использование двухпоточной схемы передачи мощности. Ранее силовой анализ подобных схем осуществлялся с учетом допущения, что в зацеплении взаимодействующих звеньев находится одна контактная пара. В данной работе предложено определять значения сил в многопарном зацеплении путем введения в результаты силового расчета корректировочных коэффициентов, полученных на основе использования методов компьютерного моделирования. Результаты исследований нашли применение при разработке методики расчета прецессионного редуцирующего механизма привода ручной лебедки, используемой при проведении аварийно-спасательных, монтажных и ремонтных работ.

Список использованных источников

1. Планетарная прецессионная передача: пат. 1078 Респ. Беларусь, МПК 8, F 16 Н 1/32 / П.Н. Громько, Д.М. Макаревич, С.Д. Макаревич, Л.Г. Доконов; заявитель Белорусско-Российский ун-т. – № а 20060411; заявл. 28.04.2006; опубл. 30.08.2008 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2008. – № 4. – С. 121.
2. **Скойбеда, А.Т.** Коническо-цилиндрические прецессионные редукторы / А.Т. Скойбеда, П.Н. Громько. – Мн.: БГПА, 2001. – 187 с.
3. Планетарные прецессионные передачи (ППП). Кинематический, силовой и технологический аспекты их создания / П.Н. Громько [и др.]; под общ. ред. А.Т. Скойбеды. – Мн.: БГПА, 2000. – 252 с.
4. Компьютерное моделирование планетарных прецессионных передач: монография / П.Н. Громько [и др.]; под общ. ред. П.Н. Громько. – Могилев: ГУВПО «Белорусско-Российский университет», 2007. – 271 с.
5. Лебедка: пат. 7342 Респ. Беларусь, МПК 8, В 66 Д 1/04 // П.Н. Громько, М.Е. Лустенков, С.Д. Макаревич, Д.М. Макаревич, Л.Г. Доконов; заявитель Белорусско-Российский ун-т. – № и 20100704; заявл. 09.08.2010; опубл. 30.06.2011 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2011. – № 3. – С. 154.
6. **Макаревич, С.Д.** Разработка устройства для эвакуации людей и грузов из глубины при проведении аварийно-спасательных работ подразделениями МЧС / С.Д. Макаревич, П.Н. Громько // Чрезвычайные ситуации: теория, практика, инновации: сборник материалов междунар. науч.-практ. конф. – Гомель: ГИИ, 2010, С. 311-312.

Gromyko P.N., Dokonov L.G., Makarevich S.D., Krivonogova E.G., Goncharov P.S.

Adjusting of results of the analysis of the precession reducer mechanism with tapered rollers using method of computer simulation

The paper presents formulas for determining of forces in engagement and reactions in support bearings of processional reduce mechanism with tapered rollers that have been obtained using equations of static equilibrium system of forces acting on the links of a mechanism and by introducing of correlation coefficients on the basis of computer studies.

Поступила в редакцию 13.02.2012 г.