

УДК 621.83.06
ОСОБЕННОСТИ СИЛОВОГО АНАЛИЗА ПРЕЦЕССИОННОГО
РЕДУЦИРУЮЩЕГО МЕХАНИЗМА С КОНИЧЕСКИМИ РОЛИКАМИ

П. Н. ГРОМЫКО, М. Е. ЛУСТЕНКОВ, С. Д. МАКАРЕВИЧ,
Л. Г. ДОКОНОВ

Государственное учреждение высшего профессионального образования
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

Подъемно-тяговые устройства получили широкое распространение в аварийно-спасательных подразделениях. Потребность в данных устройствах неуклонно растет, так как они очень часто используются при различного рода авариях (автомобильных авариях, разборках завалов и разрушений, при эвакуации людей с высоты и глубины). В настоящее время на рынке предлагаются различные виды аварийно-спасательных компактных устройств. Однако во многих случаях работников аварийно-спасательных подразделений (АСП) не устраивают существующие конструкции из-за повышенных массогабаритных и стоимостных показателей, а также из-за низкой эргономической проработки.

В настоящее время потребность Республики Беларусь в подъемно-тяговых устройствах для проведения аварийно-спасательных работ восполняется за счет их приобретения в странах ближнего и дальнего зарубежья. Однако цена указанных устройств высока, что ограничивает их применение. Разработка конструкции аварийно-спасательного устройства, отвечающего требованиям пониженных массогабаритных и стоимостных показателей и многофункциональности, является актуальной задачей.

В работах [1, 2] проблема создания прогрессивной конструкции аварийно-спасательного устройства решена на основе использования планетарного прецессионного редуцирующего механизма с коническими роликами. В работах [3, 4] отражены результаты проведения силового анализа различных вариантов конструкций планетарных прецессионных передач, однако, прецессионный редуцирующий механизм, используемый в лебедке, имеет структурные особенности. Проведение силового анализа прецессионного редуцирующего механизма, предназначенного для установки в устройство при проведении аварийно-спасательных работ необходимо для определения значений сил в зацеплении и реакций опор, что позволит провести прочностные расчеты звеньев прецессионного редуцирующего механизма, включая выбор подшипников.

При проведении силового анализа обратимся к схеме, показанной на рис. 1. Было принято допущение, согласно которому зацепление прецессионного редуцирующего механизма обеспечивается только одним кониче-

ским роликом.

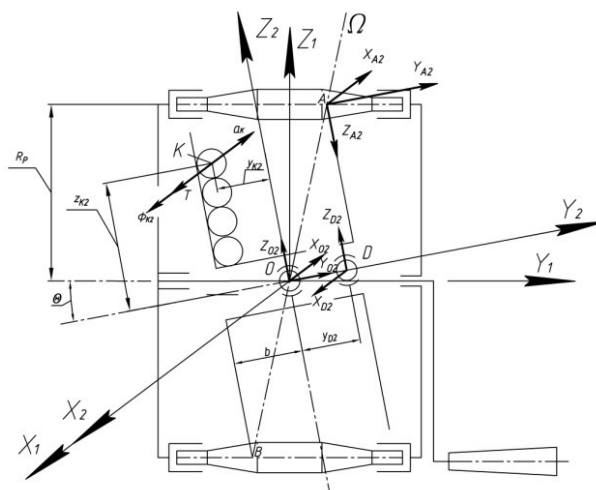


Рис. 1. Схема прецессионного редуцирующего механизма, предназначенная для проведения анализа на основе рассмотрения силового равновесия сателлита

В точках контакта зубьев сателлита-барабана 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 и B разложена на подвижные оси координат, связанные с барабаном-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} . Силу натяжения каната обозначим символом T и направим ее вдоль оси X_2 . Положение точки K приложения силы T , фиксирующей положение конца каната, определяется координатами y_{K2} и z_{K2} . Согласно принципу Даламбера к действующим активным силам и реакциям связи добавим силы инерции. В нашем случае – это сила инерции, которая вызвана изменением значения скорости подъема груза. Обозначим ее Φ_{K2} и направим по направлению действия силы натяжения троса T . Еще один параметр, который используется при силовом расчете R_p – это радиус, на котором должны располагаться оси конических роликов от оси вращения входного вала.

Применив принцип Даламбера, были составлены уравнения, отражающие условия динамического равновесия сателлита-барабана. Результатом решения уравнений являются формулы для расчета составляющих реакций X_{O2}, Y_{O2}, Z_{O2} в сферическом опорном подшипнике O и составляющие реакции в сферическом опорном подшипнике D – X_{D2}, Z_{D2} , а также составляющие реакции в точках контакта зубьев сателлита-барабана A с неподвижными коническими роликами X_{A2}, Y_{A2}, Z_{A2} .

Однако полученные данным способом аналитические зависимости для расчета вышеуказанных реакций нуждаются в корректировке, так как

при их выводе использовалось допущение о наличии одного ролика в зацеплении. Для этого определим реакции в подшипниковых опорах компьютерной модели прецессионного редуцирующего механизма. Ниже на рис. 2 а, б представлена компьютерная сборка модели прецессионного редуцирующего механизма, предназначенного для аварийно-спасательного устройства.

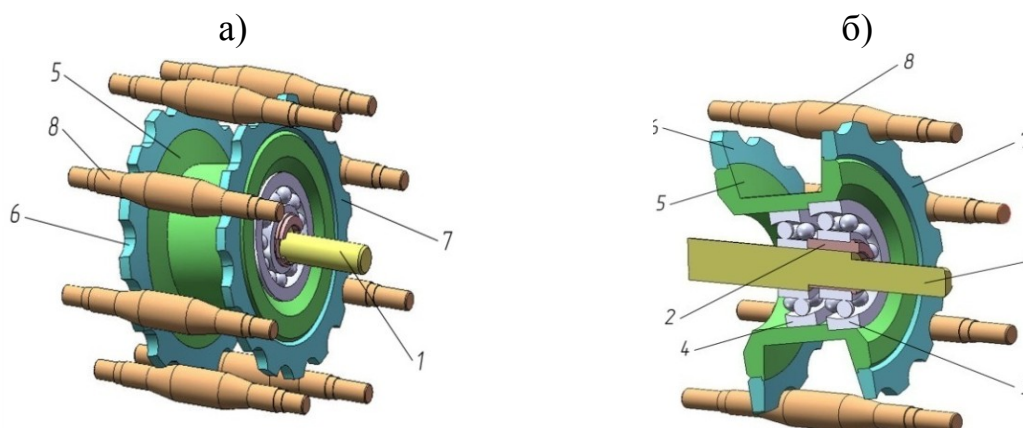


Рис. 2. Компьютерная модель прецессионного редуцирующего механизма, предназначенного для аварийно-спасательного устройства: а – общий вид 3D-модели; б – сечение 3D-модели

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–барабан 5. Учитывая эксцентричное расположение подшипника 3 относительно оси входного вала 1, сателлит–барабан 5 имеет наклонное расположение относительно оси входного вала 1. На ребрах сателлита–барабана 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 зацепления с конической частью равномерно расположенных по периметру неподвижных роликов 8, оси которых параллельны оси входного вала 1. Графики на рис. 3 отражают зависимости реакций в точках контакта зубьев сателлита–барабана A с неподвижными коническими роликами X_{A2} , Y_{A2} , Z_{A2} .

Ниже приведена формула для расчета силы взаимодействия роликов с зубьями сателлита. Она отличается от аналитической зависимости, полученной с использованием вышеуказанных уравнений динамического равновесия лишь введением в нее коэффициента C_1 .

$$R_A = C_1 \cdot \frac{(\Phi_{K2} + T) \cdot z_{K2}}{\cos \beta \cdot \sin \alpha \cdot \frac{R_p}{\cos \theta}}.$$

Определить значения коэффициента C_1 возможно путем анализа значений силы R_A , полученной на основе графиков, изображенных на рис. 3 и значений подсчитанных путем подстановки параметров в аналитическую зависимость, полученную из уравнений динамического равновесия.

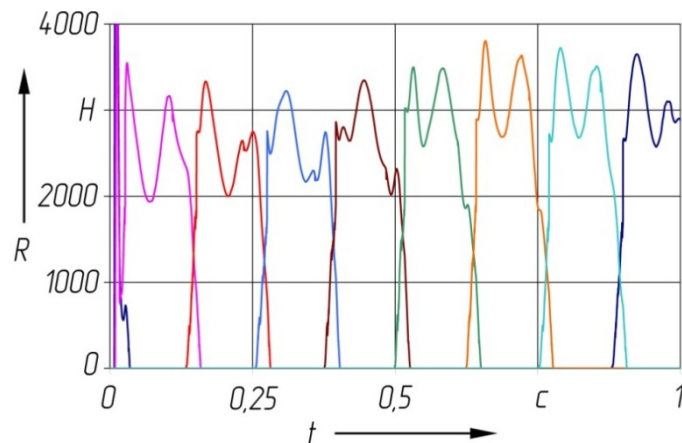


Рис. 3. Графики зависимости сил в зацеплении ролик – зубья сателлита от времени

Исследования для конкретного применения редуцирующего механизма в приводе лебедки при проведении аварийно-спасательных работ позволили установить, что значение коэффициента C_1 должно быть равным 0,3. Аналогичная методика может быть использована для определения реакций в опорных подшипниках O и D .

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лебедка. Положительное решение о выдаче патента на полезную модель от 19/10 от 25.02.2011 МПК(2006.01), В 66 Д 1/04 Громько П. Н., Лустенков М. Е., Макаревич С. Д., Макаревич Д. М, Доконов Л. Г.; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. №и 20100704; заявл. 09.08.2010.

2. **Макаревич, С. Д.** Ручные и электрические тали на базе планетарных передач новых типов / С. Д. Макаревич, Д. М. Макаревич // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы междунар. науч.-техн. конф. – 16–17 апреля 2009 г., Могилев, 2009. – С. 215.

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. **Громько, П. Н.** Силовой анализ различных вариантов прецессионного зацепления / П. Н. Громько, А. А. Стаценко, О. М. Пусков // Создание ресурсосберегающих машин и технологий: тез. докл. респ. науч.-техн. конф. – Могилев, 1996. – Ч. 1. – С. 85.