

ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ И ПРОЧНОСТНЫХ СВОЙСТВ КОЛЕСНО-ШАГАЮЩЕГО МЕХАНИЗМА

Воеводин П.В.

Научный руководитель – профессор Анопченко В.Г.

Сибирский федеральный университет

Колесно-шагающие механизмы принципиально новой структуры, разработанные В.Г. Анопченко на кафедре «Транспортные и технологические машины» ПИ СФУ, предназначены для использования в качестве тягово-опорных устройств (движителей) с целью повышения проходимости. Механизмы были успешно апробированы на полноприводных легковых автомобилях и малогабаритных шасси для роботов. Использование колесно-шагающих движителей (КШД) на беспилотных наземных машинах (БНМ) позволяет существенно улучшить их проходимость на сыпучих грунтах, а также при взаимодействии с барьерами, порогами и лестничными маршами. Особенностью рабочего процесса КШД является движение с переменным статическим радиусом и некоторая рассогласованность поступательной скорости центра в фазах качения и шага.

Цель данной работы – изучение кинематических и прочностных свойств КШД с целью их последующей оптимизации применительно к малогабаритным беспилотным машинам.

В докладе представлены некоторые результаты кинематического и прочностного анализа КШД нового поколения (рис. 1) с использованием программных продуктов Microsoft Excel, Solid Works и Solid Works Simulation.

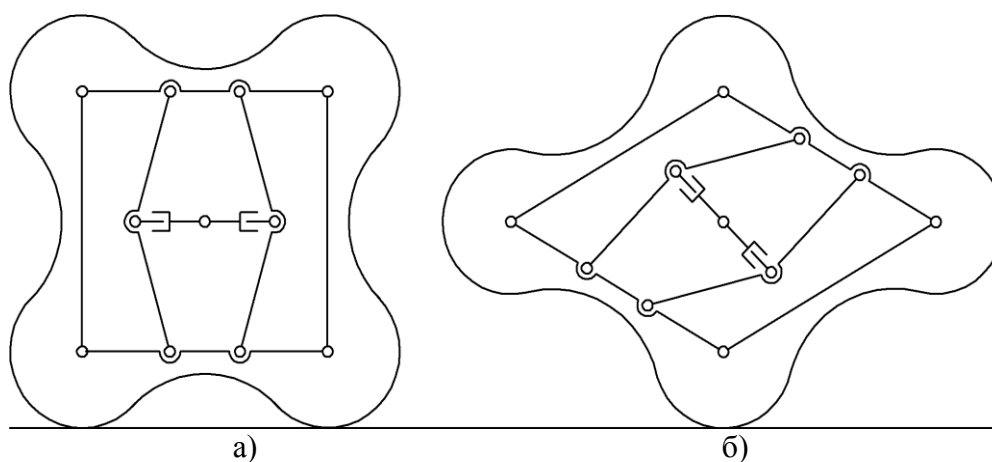


Рис. 1. – Концептуальная схема КШД на базе квадратного формообразующего контура а) середина фазы шага; б) середина фазы качения

В процессе исследования были решены следующие задачи:

- 1) Созданы кинематические схемы в среде Microsoft Excel, выявлены зависимости траекторий движения центра КШД в фазе шага и фазе качения от угла поворота водила и профиля опорных концов контура беговой дорожки;
- 2) Созданы модели движителя в среде Solid Works с сохранением заданных кинематических зависимостей;
- 3) Выполнен прочностной анализ КШД с использованием программного продукта Solid Works Simulation.

В частности, кинематический расчет механизма позволил определить траектории движения центра КШД в колесной и фазовой фазах движения (рис.2), оценить ам-

плитуды A_0 его вертикальных колебаний и выявить возможности согласования кинематических и геометрических параметров с целью уменьшения вертикальных колебаний. Из расчетов следует, что при использовании квадратного контура беговой поверхности движителя, A_0 составила ...% от его начальной высоты H_0 (рис.2,а), а при использовании контура с криволинейными опорными участками амплитуда A_0 снижается до 8% от его начальной высоты H_0 (рис.2,б).

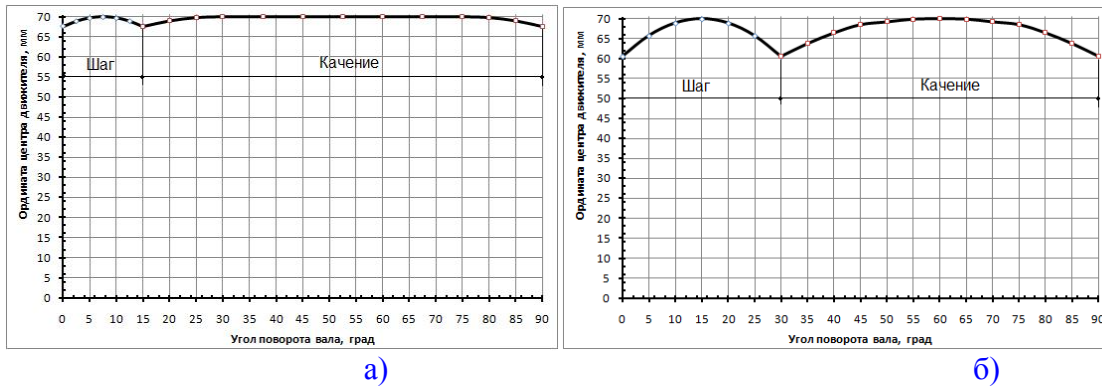


Рис. 2. Траектория центра механизма при движении по жесткому основанию в фазе шага и качения: а и б – соответственно, при наличии волнообразного и квадратного контура беговой дорожки

Исследованием деталей на прочность установлено, что все детали КШМ отвечают условию прочности при действии на них нагрузки, равной полной массе шасси и имеют двукратный запас прочности, что позволяет использовать механизм при действии на него динамических нагрузок.

Исследование проводилось с использованием программного продукта для создания твердотельной графики Solid Works и встроенного в него модуля для прочностных расчетов Solid Works Simulation.

Например, расчеты на прочность одной из наиболее нагруженной детали – водила, показали следующее.

Для изготовления детали выбрана листовая углеродистая сталь, свойства которой приведены в таблице 1.

Табл. 1. Свойства используемого материала

Имя свойства	Значение	Единицы измерения
Модуль упругости	$2.05 \cdot 10^{11}$	N/m^2
Коэффициент Пуассона	0.29	NA
Модуль сдвига	$8 \cdot 10^{10}$	N/m^2
Массовая плотность	7858	kg/m^3
Предел прочности при растяжении	$4.25 \cdot 10^8$	N/m^2
Предел текучести	$2.826 \cdot 10^8$	N/m^2
Коэффициент теплового расширения	$1.2 \cdot 10^{-5}$	/Kelvin
теплопроводность	52	$W/(m.K)$
Удельная теплоемкость	486	$J/(kg.K)$
Коэффициент отверждения (0.0-1.0; 0,0=изотропный; 1.0=кинематика)	0.85	NA

В качестве результатов принимали: максимальное напряжение, результирующее перемещение детали под действием нагрузки и эквивалентную деформацию после снятия нагрузки (табл.2). Полученные результаты напряжения представлены в относительных единицах.

Напряжение в детали представлено запасом прочности, который находится как отношение предела текучести к максимальному напряжению в детали $\delta = \sigma_t / \sigma_{max}$.

Координата максимального напряжения представлена отношением расстояния до места максимального напряжения к общей длине детали $L = l_x / l_{общ}$. На рис. 3 и 4 показаны эпюры напряжения и перемещения в детали.

Табл. 2. Результаты исследования детали «Водило»

Имя	Обозначение	Макс. значения	Место, $L=l_x/l_{общ}$
Напряжение	$\delta = \sigma_t / \sigma_{max}$	1,92	0,08
Перемещение	S, мм	0,48	1
Деформация	f	$6,5 \cdot 10^{-4}$	0,08

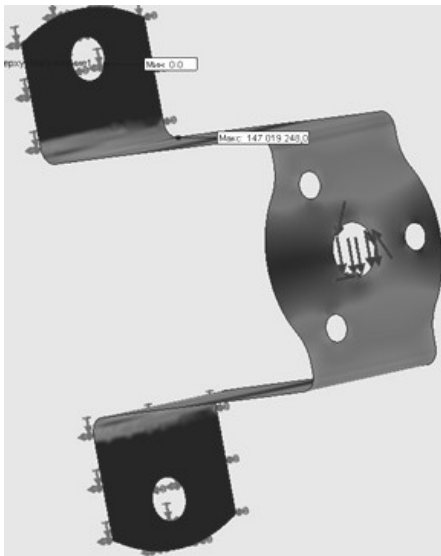


Рис. 3. Эпюра напряжений в детали

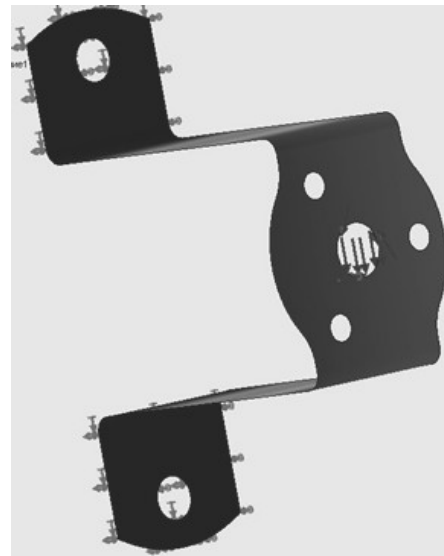


Рис. 4. Эпюра перемещений в детали

Выводы

- Апробированные алгоритмы прочностного расчета КШД позволяют снизить массу механизма до уровня колес с пневматической шиной той же грузоподъемности;
- Результаты кинематического анализа свидетельствуют об ограниченных скоростных возможностях КШД (а, значит и транспортного средства в целом) и повышенным сопротивлением движению по жесткому плоскому основанию;
- Минимизировать потери мощности при движении по жесткому основанию возможно путем согласования кинематических и геометрических параметров движителя, что требует проведения углубленного исследования его динамики применительно к условиям эксплуатации, характерным для естественного и техногенного бездорожья.