WORLD CONFERENCE ON STUDENT - CENTERED LEARNING APPROACHES

ОЦЕНКА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАПРЯЖЕНИЙ В ЗОНЕ МЕХАНИЧЕСКОГО КОНТАКТА АНАЛИТИЧЕСКИМИ И ЧИСЛЕННЫМИ МЕТОДАМИ.

Ходжакулов Фаррух Нормаматович - независимый исследователь

Аннотация: В статье рассматривается методика аналитической и численной оценки напряжений в зоне контакта кулачково-роликового механизма. Контактное давление и упругая деформация влияют на надежность и долговечность механизма. Теоретической основой служит теория контактного взаимодействия Герца, а для численного анализа предлагается метод конечных элементов. Приведены зависимости для определения приведенного модуля упругости, эквивалентного радиуса кривизны, полуширины контакта и максимального контактного давления. Для практического применения методики необходимы реальные параметры механизма и проверка численных результатов.

Ключевые слова: кулачок, ролик, контактные напряжения, теория Герца, метод конечных элементов, упругая деформация, математическое моделирование.

Abstract: This paper presents a methodology for the analytical and numerical assessment of stresses in the contact region of a cam–roller mechanism. Contact pressure and elastic deformation affect the reliability and service life of the mechanism. The theoretical framework is based on Hertzian contact theory, while the finite element method is proposed for numerical analysis. Relationships for determining the effective elastic modulus, equivalent radius of curvature, contact half-width, and maximum contact pressure are presented. Practical application requires the actual geometry and material data of the mechanism, as well as verification of numerical results.

Keywords: cam, roller, contact stress, Hertzian contact theory, finite element

method, elastic deformation, numerical modelling.

Аннотация: Мазкур мақолада кулачок–ролик механизмининг контакт зонасида ҳосил бўладиган кучланишларни аналитик ва сонли усуллар ёрдамида баҳолаш методикаси ёритилган. Контакт юзасида юзага келадиган босим ва эластик деформация механизмнинг ишончлилиги ҳамда хизмат муддатига таъсир этувчи омиллардир. Тадқиқотнинг назарий асосини Гертс контакт назарияси, сонли таҳлил асосини эса чекли элементлар усули ташкил этади. Эквивалент эластиклик модули, келтирилган эгрилик радиуси, контакт ярим кенглиги ва максимал контакт босимини аниқлаш тенгламалари келтирилади. Амалий хулосалар чиқариш учун ҳақиқий геометрик ва физик-механик параметрлар асосида ҳисоблаш ҳамда натижаларни текшириш зарурлиги таъкидланади.

Калит сўзлар: кулачок, ролик, контакт кучланиши, Гертс назарияси, чекли элементлар усули, эластик деформация, математик моделлаштириш.

Кулачковые механизмы используются для преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное или колебательное. Взаимодействие между профилем кулачка и роликом определяет характер движения рабочего тела. Повышенные напряжения в зоне контакта могут вызывать проблемы с локальной деформацией, износом поверхностей и стабильностью механизма.

Для определения контактных напряжений пары кулачок-ролик используются аналитические расчеты и метод конечных элементов. Теория Герца позволяет оценить контактное давление при определенных условиях. Метод конечных элементов служит для детального изучения сложных геометрических форм, различных граничных условий и распределения напряжений [1–3].

В первоначальной аналитической оценке предполагается, что материалы упругие и однородные, деформации малы, а контактная сила действует в

нормальном направлении. Трение в исходной модели не учитывается. Эти предположения не в полной мере отражают сложные динамические или пластические процессы; при необходимости модель следует расширить.

Эквивалентный модуль упругости, то есть упругие свойства двух соприкасающихся тел, суммируются следующим выражением:

$$1/E=(1-\nu_1^2)/E_1+(1-\nu_2^2)/E_2$$

Здесь E — эквивалентный модуль упругости; E_1 и E_2 — модули упругости материалов кулачка и ролика; ν_1 и ν_2 — Коэффициенты Пуассона. Радиус кривизны, радиус кривизны внешнего контакта двух выпуклых поверхностей, определяется следующим образом:

$$1/R=1/R_1+1/R_2$$

Здесь R_1 и R_2 — радиусы кривизны поверхностей в точке контакта, а R — радиус кривизны. Если одна из поверхностей вогнута, знак радиусов определяется в соответствии с геометрией контакта. Полуширина зоны контакта и максимальное давление, полуширина зоны контакта согласно упрощенной модели теории Герца для линейного контакта:

$$b=\sqrt{[4FR/(\pi LE)]}$$

Максимальное контактное давление определяется следующим выражением:

$$p_0=2F/(\pi bL)$$

Объединив приведенные выше уравнения:

$$p_0=\sqrt{[FE/(\pi LR)]}$$

Здесь F — сила контакта. (N); L — эффективная длина контакта (м); b — полуширина контакта (м); p_0 — максимальное контактное давление (Па). Эти формулы используются, когда выполняются предположения линейной контактной модели. Методология численного моделирования; для детального изучения напряжений в зоне контакта можно создать трехмерную модель на

основе метода конечных элементов. Для этого используется ANSYS, Abaqus или другое подходящее инженерное программное обеспечение.

На первом этапе создается геометрия на основе фактических размеров кулачка и ролика. На втором этапе рассчитываются модуль упругости, коэффициент Пуассона и При необходимости вводятся другие свойства материала. На третьем этапе взаимодействующие поверхности определяются как контактная пара. На четвертом этапе определяются соединение вала, роликовая направляющая и условия нагружения в соответствии с фактической работой механизма. На пятом этапе создается вычислительная сетка с использованием мелких элементов в зоне контакта. Плотность сетки проверяется на нескольких уровнях. На шестом этапе определяются контактное давление, эквивалентное напряжение по фон Мизесу и общая деформация. Результаты интерпретируются в сочетании с геометрией механизма и граничными условиями. Сравнение аналитических и численных результатов: Относительная разница между аналитическими и численными результатами рассчитывается следующим образом:

$$\delta_p = |p_{численный} - p_{аналитический}| / p_{аналитический} \times 100\ \%$$

Поскольку фактические размеры, параметры материала и значения нагрузки шарика не указаны, в данной статье не приводится конкретное значение контактного давления или деформации, полученное в результате фактических расчетов. В практических расчетах следующая таблица дополняется параметрами.

Параметр	Персонажный блок	Персонажный блок
Сила контакта	F	N
Длина контакта	L	m
Приведенный радиус	R	m

Эквивалентный модуль упругости	E	Pa
Максимальное аналитическое контактное давление	p_o	Pa
Максимальное контактное давление в численной модели	p_{max}	Pa
Максимальное эквивалентное напряжение	σ_{vM}	Pa
Максимальная деформация	u_{max}	m

Анализ исследует влияние контактной силы на давление, локальные радиусы кривизны профиля и результаты в зависимости от плотности вычислительной сетки. При улучшении профиля следует учитывать непрерывность контакта, гладкость поверхности, закон движения роликов и распределение напряжений. Аналитическая модель является простым и быстрым инструментом для первоначальных расчетов. Метод конечных элементов, с другой стороны, позволяет детально рассмотреть фактическую геометрию профиля, условия опоры и сложные свойства контакта. Эти подходы дополняют друг друга и должны использоваться совместно для перекрестной проверки результатов [1–3].

Надежность модели зависит от разумного выбора свойств материала, корректного определения граничных условий и проверки влияния вычислительной сетки. При изучении динамических напряжений следует также учитывать скорость вращения, массу ролика и закон движения. Численные результаты должны быть подтверждены аналитическими расчетами и надежными литературными данными, даже если они не получены экспериментальным путем.

Заключение: Представлена методология, основанная на комбинированном применении теории Герца и метода конечных элементов для изучения напряжений в зоне контакта кулачково-роликового механизма. Представлены уравнения для определения эквивалентного модуля упругости, радиуса

кривизны, полуширины контакта и максимального контактного давления в рамках линейной контактной модели.

В численном исследовании важными этапами являются создание реалистичной геометрии, введение свойств материала, определение условий контакта и опоры, а также проверка влияния вычислительной сетки. Сравнение аналитических и численных результатов помогает оценить надежность модели. При улучшении профиля кулачка следует учитывать одновременно контактную силу, локальный радиус кривизны, свойства материала и кинематические требования.

Ссылки

Yousuf, L. S., Hadi, N. H. Contact Stress Distribution of a Pear Cam Profile with Roller Follower Mechanism. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2021, 34, Article 24.https://doi.org/10.1186/s10033-021-00533-y

Advanced Calculation Method of the Contact Stress in Roller Follower Valve Train Systems. SAE Technical Paper 2002-01-0852, 2002.https://doi.org/10.4271/2002-01-0852

Tribological Parameters Analysis of Cam and Follower Pair Used in IC Engine Using ANSYS. Materials Today: Proceedings.https://doi.org/10.1016/j.matpr.2023.05.525

Theoretical and Experimental Stress Analysis of Cam With Simple Harmonic Motion. Journal of Engineering, 2016, 22(1).https://doi.org/10.31026/j.eng.2016.01.13