

УДК 621.01

Р. Г. КЕОШКЕРЯН, М. З. ПОГОСЯН, С. Л. ГАБРИЕЛЯН

ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИИ ГАЛТЕЛИ ПО КРИТЕРИЮ
ЭКВИВАЛЕНТНОСТИ УПРУГИХ ШАРНИРОВ

Проведено оптимальное проектирование геометрии галтели упругих шарниров изгибаемого типа. Предложен критерий эквивалентности упругих шарниров. В расчетах использован метод конечных элементов. Показано, что галтели упругих шарниров целесообразно профилировать окружностью.

Пл. 2. Библиогр.: 3 назв.

Մեր հոդվածում է ներկայացվում ինտեգրալ տեսանկյունի հարցերի լուծարարությունը օպտիմալ նախագծման հարցում: Առաջարկված է խողովակների համաթմբեցման պարամետր: Հաշվարկներում օգտագործվում է վերափոխ շինվածների մեթոդը: Ցույց է տրվում, որ լավագույնի ճեղքումների փորակները նպաստակալորար լ ձևավորելի շրջանագծով:

В современном точном приборостроении и измерительной оптико-электронной технике широко используются упругие кинематические устройства: упругие направляющие, передаточные механизмы, упругие связи и др.

В качестве упругих направляющих вращательного движения применяются упругие шарниры изгибаемого типа прямоугольного сечения постоянной толщины l , обеспечивающие относительный поворот звеньев вокруг неподвижной оси, проходящей через точку O (рис. 1).

В работе [1] рассмотрены некоторые типы упругих шарниров с круговыми галтелями и на основе теории расчета стержневых систем получены формулы для определения их жесткостных характеристик. Для упругого шарнира, показанного на рис. 1, представлена следующая упрощенная формула для определения изгибной жесткости:

$$C_x = \frac{M_x}{\alpha_x} = \frac{2E\ell h^3}{9R^2},$$

где M_x — изгибающий момент шарнира; α_x — угол относительного поворота нерабочих частей шарнира длиной B ; E — модуль упругости.

В работе [2] представлена общая методика определения жесткостных характеристик упругих шарниров галтельного типа с применением метода конечных элементов и определены пределы применимости формулы, приведенной выше. Контур галтели упругого шарнира может описываться различными кривыми. Очевидно, что при этом возникает необходимость в выборе оптимальной геометрии контура галтели.

В настоящей работе для сравнения упругих шарниров с различной геометрией контура галтели предложен критерий эквивалентности, согласно которому упругие шарниры с одинаковой минимальной высо-

той рабочей части h являются эквивалентными, если одинаковы их коэффициенты концентрации напряжений в окрестности опасной точки A галтели. При этом оптимальное проектирование геометрии галтели осуществляется из условия минимума изгибной жесткости шарнира с использованием метода конечных элементов по следующему алгоритму.

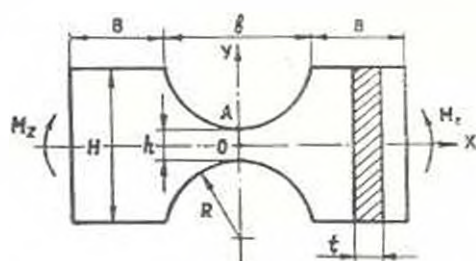


Рис. 1. Упругий шарнир изгибного типа

1. Для некоторой геометрии галтели вычислить коэффициенты концентрации напряжений и изгибную жесткость при неизменном значении минимальной высоты рабочей части h и варьировании остальных геометрических параметров упругих шарниров;

2. Повторить п. 1 для другой геометрии галтели;

3. Сравнить изгибные жесткости шарниров с различной геометрией галтели и одинаковым коэффициентом концентрации напряжений;

4. Выбрать оптимальную геометрию галтели по минимуму изгибной жесткости шарнира.

Ниже приведена реализация алгоритма оптимального проектирования геометрии галтели упругого шарнира, описываемой кривыми второго порядка (парабола и окружность).

Коэффициенты концентрации напряжений и изгибная жесткость для случая параболической галтели вычислены при следующих значениях параметров упругого шарнира: $t=1$ мм; $H=8$ мм; $B=H/2$; $h=H/8$; $b=0,8, 4, 8, 12, 16$ мм. Для галтели, контур которой описывается окружностью, расчеты проведены при следующих числовых значениях параметров: $t=1$ мм; $H=8$ мм; $B=H/2$; $h=H/8$; $R=0,25, 0,5, 1,0, 1,84, 4,0, 7,0$ мм, где b , H и h — длина, максимальная и минимальная высоты рабочей части упругого шарнира соответственно; R — радиус окружности контура галтели.

Конечно-элементные модели упругих шарниров составлены на ЭВМ ЕС-1022 с использованием программы автоматической дискретизации двумерных областей на трехузловые треугольные конечные элементы [3]. Вычисления проводились с помощью разработанной программы упруго-статического анализа при следующих числовых значениях упругих постоянных шарнира и внешней нагрузки: $E=2 \cdot 10^{11}$ Н/м; $\nu=0,3$; $M_x = 10^3$ Н·м.

На основе результатов проведенного упруго-статического анализа рассмотренных выше вариантов геометрии галтели упругих шарниров построены графики зависимости изгибной жесткости C_M от коэффициентов концентрации напряжений K_σ (рис. 2), позволяющие сделать

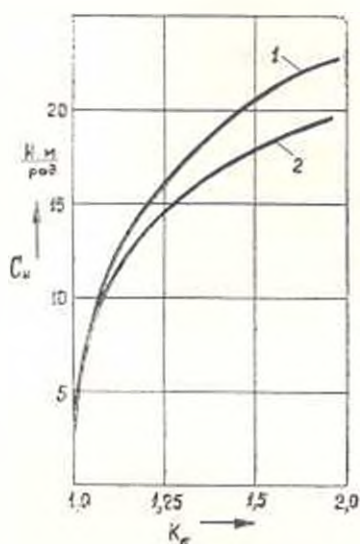


Рис. 2. Зависимость изгибной жесткости упругого шарнира от коэффициента концентраций: 1 — параболическая галтель; 2 — галтель, описываемая дугой окружности.

вывод, что при одинаковых коэффициентах концентрации напряжений K_σ из двух рассматриваемых эквивалентных упругих шарниров следует выбрать тот, контур галтели которого описывается окружностью, поскольку она обеспечивает минимальную изгибную жесткость.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Paros J. M., Weisbord L.* How to design Flexure Hinges, Machine Design. — 1965. — № Т-27, nov 25. — Р. 151—156.
2. Арсентьев М. Г., Коцкая А. В., Погоряя М. Э., Рагульские К. М. Оптимальное проектирование упругих шарниров прецизионных механизмов / ЕРПИ им. К. Маркса — Ереван, 1985. — 13 с. — Деп. в АрмИИИПТИ, 1985, № 11. Ар-85.
3. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов: Пер. с англ. — М.: Мир, 1979. — 392 с.