

УДК 531.383

І.В. Балабанов, В.Г. Цірук

ВПЛИВ ОСОБЛИВОСТЕЙ КОНСТРУКЦІЇ НА МІЦНІСТЬ ДВОКІЛЬЦЕВОГО ДИНАМІЧНО НАСТРОЮВАНОВОГО ГІРОСКОПА

Вступ

В даний час у системах орієнтації і керування рухливими об'єктами широке застосування як чутливі елементи знаходять динамічно настроювані гіроскопи (ДНГ) [1]. При цьому особливою популярністю користується конструкція ДНГ з двокільцевим пружним підвісом, що зумовлено її високою технологічністю і точністю [2].

Постановка задачі

Метою даної статті є вивчення основних чинників, що визначають міцність двокільцевих ДНГ. При цьому розглядається ідеалізований пружний підвіс, який враховує тільки найбільш важливі елементи конструкції, що зумовлюють основні властивості пружного підвісу.

Враховуючи те, що найнебезпечнішим видом навантаження, яке діє на пружний підвіс, є інерційна сила, що виникає в ДНГ при прискореному русі об'єкта, в статті проводимо розрахунок гранично допустимого прискорення об'єкта. Для цього визначаємо критичні елементи конструкції, найбільш схильні до руйнування при дії даного навантаження. Потім у критичних елементах проводимо пошук небезпечних перерізів з найбільшими напруженнями.

Надалі, маючи в своєму розпорядженні максимальну допустиму величину напруження для матеріалу пружного підвісу, визначаємо граничне навантаження і відповідне йому допустиме прискорення об'єкта.

Опис конструкції двокільцевого ДНГ з ідеалізованим пружним підвісом

Основним інерційним елементом динамічно настроюваного гіроскопа є ротор *I*, який зв'язаний з валом приводного двигуна *2* за допомогою пружного підвісу, що складається з двох однокільцевих пружних підвісів *3* і *4*, які мають у своєму складі абсолютно жорсткі карданові кільця і пружні елементи змінного поперечного перерізу, утворені двома циліндричними отворами (рис. 1).

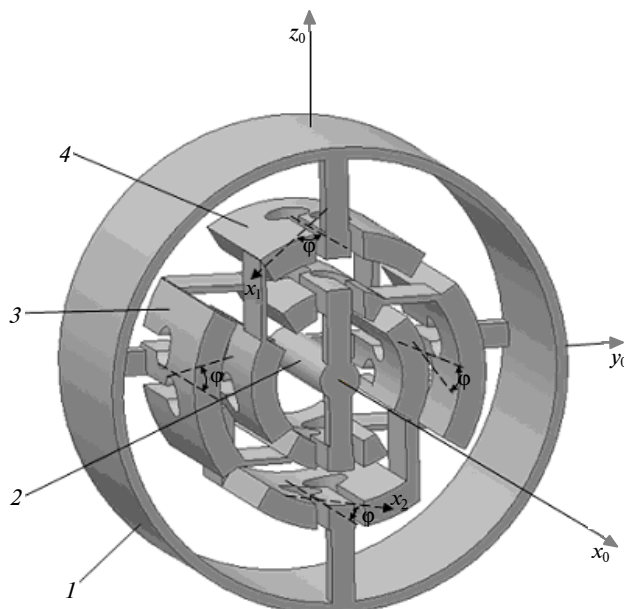


Рис. 1. Кінематична схема двокільцевого ДНГ з ідеалізованим пружним підвісом

Зазначимо, що пружні елементи змінного поперечного перерізу є головними елементами конструкції, що визначають основні властивості пружного підвісу. При цьому пара пружних елементів, що з'єднує карданове кільце з ротором або приводним валом, утворює "пружну вісь".

Якщо позначити $Ox_0y_0z_0$ систему координат, що обертається з валом приводу, то розглянуті пружні підвіси, виконані без технологічних похибок, матимуть осьову симетрію, щодо осей цієї координатної системи (див. рис. 1). При цьому поздовжні лінії пружних елементів з осями, які є колінеарними осі Ox_0 власного обертання гіроскопа, будуть утворювати кути $|\phi| = 35^\circ 15'$, що має забезпечити лінійну рівножорсткість пружного підвісу [3].

Характеристики міцності ідеалізованої конструкції пружного підвісу двокільцевого ДНГ

Очевидно, що пружні елементи підвісу є критичними, з погляду на міцність, елементами конструкції динамічно настроюваних гіроскопів. При цьому найбільш небезпечним видом навантаження, що діє на пружний підвіс, є інерційна сила, яка виникає в ДНГ при прискореному русі об'єкта.

Розглянемо залежність міцнісних характеристик двокільцевого ДНГ від конструктивних особливостей його ідеалізованого пружного підвісу (див. рис. 1).

З метою зниження громіздкості викладок в статті допускається ряд таких спрощень:

1) враховуючи, що в конструкції ДНГ маса ротора m в багато разів перевищує масу карданових кілець, вважатимемо карданові кільця невагомими;

2) зважаючи на однотипність розв'язуваних міцнісних задач при різному напрямку вектора інерційного навантаження, вважатимемо, що з боку ротора на пружний підвіс діє тільки осьова сила інерції P_{x_0} , зумовлена прискоренням основи W_{x_0} у напрямку осі Ox_0 власного обертання ДНГ:

$$P_{x_0} = -mW_{x_0}. \quad (1)$$

Розглядаючи конструктивні особливості двокільцевого пружного підвісу, відзначаємо "паралельне" з'єднання в ньому двох однокільцевих підвісів, що мають приблизно однакові жорсткісні характеристики по всіх напрямках, що спричинює однаковий перерозподіл між ними загального навантаження, яке діє на пружний підвіс. "Послідовне" з'єднання в однокільцевому підвісі двох "пружних осей", що знаходяться між ротором і приводним валом, зумовлює дію на кожен з "пружних осей" такого ж навантаження, як і на весь однокільцевий підвіс.

У свою чергу, розглядаючи конструкцію "пружної осі" (рис. 2), зазначимо, що вона будується за допомогою двох пружних елементів, з'єднаних "паралельно". При цьому характерною особливістю конструкції "пружної осі" в даному підвісі є досить велика відстань між її пружними елементами і значна величина їх лінійних поздовжніх жорсткостей, що зумовлює приблизно однаковий перерозподіл між пружними елементами силового навантаження, яке діє на "пружну вісь".

Таким чином, проведений аналіз показує, що конструктивні особливості двокільцевого ДНГ зумовлюють перерозподіл на кожен пружний елемент підвісу приблизно четверту частину силового навантаження, що діє з боку ротора. Якщо позначити $P_{x_0}^{(1)}$ силове навантаження, що діє з боку ротора на один пружний елемент (з точкою прикладання в центрі пружного елемента і напрямком дії, паралельним осі Ox_0), то її наближене значення матиме вигляд

$$P_{x_0}^{(1)} \approx \frac{1}{4}P_{x_0}. \quad (2)$$

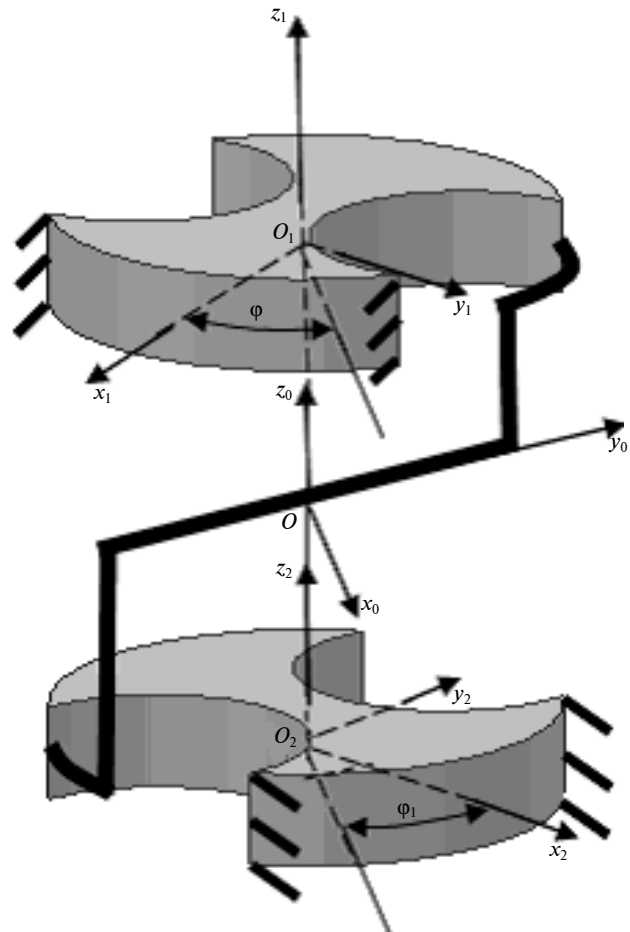


Рис. 2. Схема "пружної осі" ідеалізованого підвісу двокільцевого ДНГ

Проведемо тепер дослідження основних факторів, що впливають на міцність пружних елементів.

Пружний елемент підвісу двокільцевого ДНГ утворений двома циліндричними отворами радіуса ρ і має постійну ширину b , а також змінну по довжині товщину, що має найменше значення h_0 в центрі пружного елемента (рис. 3). Зв'яжемо з пружним елементом систему координат $O_1x_1y_1z_1$ з початком у центрі пружного елемента. При цьому координатна вісь O_1x_1 збігається з поздовжньою віссю пружного елемента, а O_1z_1 – з віссю найменшої кутової жорсткості. Тоді змінну по довжині товщину пружного елемента $h(x_1)$ можна описати таким виразом:

$$h(x_1) = h_0 + 2(\rho - \sqrt{\rho^2 - x_1^2}). \quad (3)$$

Для аналізу міцнісних характеристик пружного елемента запишемо наближені значення проєкцій на осі локальної системи координат

$O_1x_1y_1z_1$, зв'язаної з цим пружним елементом, векторів сили $P^{(1)}(P_{x1}, P_{y1}, P_{z1})$ і моменту $M^{(1)}(M_{x1}, M_{y1}, M_{z1})$, що діють на пружний елемент:

$$P_{x1} \approx P_{x0}^{(1)} \cos \varphi, \quad P_{y1} \approx P_{x0}^{(1)} \sin \varphi, \quad P_{z1} \approx 0, \\ M_{x1} \approx 0, \quad M_{y1} \approx 0, \quad M_{z1} \approx 0. \quad (4)$$

При розрахунку міцності досліджуваного пружного елемента, що перебуває під впливом навантаження (4), необхідно провести аналіз напруженого стану в небезпечному перерізі пружного елемента.

Як відомо [4], в прямокутному перерізі (з координатою x_1) існує вісім особливих елементарних ділянок. Проте для визначення максимального напруження досить розглянути три з них (1, 2, 3 на рис. 3), якщо замість проєкцій (на осі координатної системи $O_1x_1y_1z_1$), сил і моментів, що діють на пружний елемент, братимуться їх абсолютні значення. Тоді формули для розрахунку σ_i і τ_i ($i = \overline{1, 3}$) нормального і дотичного напруження в розглянутих трьох елементарних ділянках матимуть такий вигляд:

ділянка 1

$$\sigma_1(x_1) = \frac{|P_{x1}|}{bh(x_1)} + \frac{6(|P_{y1}|x_1 + |M_{z1}|)}{bh^2(x_1)} + \\ + \frac{6(|P_{z1}|x_1 + |M_{y1}|)}{b^2h(x_1)}, \quad \tau_1(x_1) = 0; \quad (5)$$

ділянка 2

$$\sigma_2(x_1) = \frac{|P_{x1}|}{bh(x_1)} + \frac{6(|P_{y1}|x_1 + |M_{z1}|)}{bh^2(x_1)}, \quad (6)$$

$$\tau_2(x_1) = \frac{1,5|P_{z1}|}{bh(x_1)} + \frac{3|M_{x1}|}{bh^2(x_1)};$$

ділянка 3

$$\sigma_3(x_1) = \frac{|P_{x1}|}{bh(x_1)} + \frac{6(|P_{z1}|x_1 + |M_{y1}|)}{b^2h(x_1)}, \quad (7)$$

$$\tau_3(x_1) = \frac{1,5|P_{y1}|}{bh(x_1)} + \frac{3 \cdot 0,743|M_{x1}|}{bh^2(x_1)}.$$

Відзначимо, що абсолютні значення ненульових силових компонентів з виразів (5)–(7) згідно з формулами (2) і (4) із врахуванням

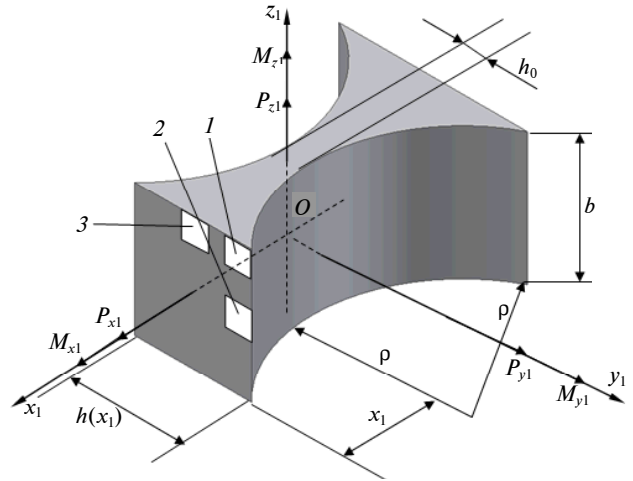


Рис. 3. Пружний елемент двокільцевого підвісу ДНГ

кута $|\varphi| = 35^\circ 15'$, який забезпечує лінійну рівножорсткість пружного підвісу, матимуть такий вигляд:

$$|P_{x1}| \approx \frac{|P_{x0}|}{2\sqrt{6}}, \quad |P_{y1}| \approx \frac{|P_{x0}|}{4\sqrt{3}}. \quad (8)$$

Для остаточної оцінки міцності пружного елемента по напруженому стану (5)–(7) необхідно скористатися третім критерієм міцності [5]:

$$\sigma_{екв\ i}(x^{(0)}) = \sqrt{\sigma_i^2(x^{(0)}) + 4\tau_i^2(x^{(0)})} \leq [\sigma] \\ (i = \overline{1, 3}), \quad (9)$$

де $x^{(0)}$ – координата небезпечного перерізу; $[\sigma]$ – допустиме нормальне напруження; $\sigma_{екв\ i}(x^{(0)})$ – еквівалентне нормальне напруження, яке визначається в i -й ($i = \overline{1, 3}$) особливій елементарній ділянці (в перерізі з координатою $x^{(0)}$).

Здійснюючи за формулами (1), (2), (4) і (8) розрахунок навантаження, що діє на пружні елементи підвісу ДНГ, і визначаючи напруження в небезпечних перерізах пружних елементів згідно з виразами (5)–(7) і (9), можемо знайти максимально допустиму осьову силу $P_{x0(max)}$, перевищення якої призводить до руйнування конструкції.

Розрахунок показує, що еквівалентне нормальне напруження матиме найбільше значення в першій і другій особливих елементарних ділянках перерізу з координатою $x_1 = x^{(0)}$. Наближене значення цієї координати має такий вигляд:

$$x^{(0)} \approx \sqrt{\frac{\rho h_0}{3}}. \quad (10)$$

Обчислимо максимально допустиму осьову силу $P_{x0(\max)}$, що може діяти на пружний підвіс з боку ротора.

Шукану силу $P_{x0(\max)}$ знаходимо з умови, що значення еквівалентного нормального напруження, яке визначається виразом (9), коли хоч би навіть в одній особливій елементарній ділянці небезпечного перерізу досягне допустимого напруження $[\sigma]$. У цьому випадку наближене значення максимально допустимого осьового навантаження, що діє на пружний підвіс з боку ротора, матиме вигляд

$$P_{x0(\max)} \approx \frac{32bh_0\sqrt{h_0}[\sigma]}{9\sqrt{\rho} + 2\sqrt{6h_0}}. \quad (11)$$

Відзначимо, що, маючи в своєму розпорядженні значення $P_{x0(\max)}$ максимально допустимого осьового навантаження (11), можна визначити величину N_{x0} перевантажувальної здатності ДНГ за такою формулою:

$$N_{x0} = \frac{P_{x0(\max)}}{mg}, \quad (12)$$

де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння.

Проведемо числовий розрахунок міцнісних характеристик типового пружного підвісу ДНГ. Для цього вкажемо такі параметри ДНГ, необхідні для розрахунку:

- маса ротора $m = 0,060 \text{ кг}$;
- максимально допустиме напруження матеріалу підвісу $[\sigma] = 1,2 \cdot 10^9 \text{ Н/м}^2$;
- кут між поздовжньою лінією пружних елементів і віссю, паралельною осі власного обертання ДНГ, становить $|\varphi| = 35^\circ 15'$;
- геометричні параметри пружного елемента (радіус циліндричних отворів, які утворюють пружний елемент: $\rho = 1,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; ширина пружного елемента $b = 1,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; найменше значення товщини пружного елемента $h_0 = 40 \cdot 10^{-6} \text{ м}$).

Проведений згідно з формулами (10)–(12) числовий розрахунок міцнісних характеристик дав такі результати: координата небезпечного перерізу $x^{(0)} = 115 \cdot 10^{-6} \text{ м}$; максимально допустима величина осьової сили $P_{x0(\max)} = 52 \text{ Н}$; перевантажувальна здатність $N_{x0} = 90 \text{ од.г}$.

Експериментальні дослідження добре узгоджуються з отриманими аналітичними результатами. На рис. 4 показана зроблена при 150-кратному збільшенні фотографія відшліфовано-

го зрізу пружного елемента з типового пружного підвісу двокільцевого ДНГ, підданого осьовому навантаженню, яке перевищувало допустиме. Як видно з наведеної фотографії, перерізи із залишковими деформаціями розташовуються на периферії пружного елемента на відстані, що становить близько 100 мкм від його центра.



Рис. 4. Фотографія зрізу деформованого пружного елемента, $\times 150$

Висновки

Проведені дослідження пружного підвісу двокільцевого ДНГ показали, що небезпечний переріз у пружному елементі знаходиться на його периферії. Числові результати, отримані на основі наближених аналітичних виразів, добре узгоджуються з відповідними експериментальними результатами.

Для точного розрахунку міцнісних характеристик ДНГ необхідно враховувати більш складну картину перерозподілу загального навантаження на окремі пружні елементи, пов'язану з впливом всіх без винятку елементів підвісу. При цьому при розрахунку міцності пружних елементів потрібно розглядати комплексну дію всіх сил і моментів. Вказані чинники істотно ускладнюють розрахунок міцності пружного підвісу і зумовлюють необхідність застосування при розрахунках обчислювальної техніки.

И.В. Балабанов, В.Г. Цирук

ВЛИЯНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ КОНСТРУКЦИИ НА ПРОЧНОСТЬ ДВУХКОЛЕЧНОГО ДИНАМИЧЕСКИ НАСТРАИВАЕМОГО ГИРОСКОПА

Проводятся исследования прочностных характеристик двухколечного динамически настраиваемого гироскопа (ДНГ). Установлено, что особенности конструкции равножесткого упругого подвеса в двухколечном ДНГ обуславливают существенное снижение его перегрузочной способности. Приводятся аналитические формулы по определению допустимой нагрузки, а также координаты опасных сечений в упругих элементах подвеса. Проводится сравнительный анализ численных оценок прочностных характеристик с соответствующими экспериментальными данными, полученными в результате испытаний реального ДНГ.

I.V. Balabanov, V.G. Tsiрук

THE INFLUENCE OF DESIGN FEATURES ON DURABILITY OF A DOUBLE-RING DYNAMICALLY TUNED GYROSCOPE

The present study addresses the issue of the strength characteristics of a double-ring dynamically tuned gyroscope (DTG). The experimental results indicate that the design features of an equally rigid resilient suspension set conditions for a significant reduction of its shifting ability. The analytic formulas for the determination of allowable load and the coordinates of weak sections in the resilient elements of the suspension are presented. On the theoretical side, we conduct the comparative analysis of the given numerical evaluations of the strength characteristics with the experimental data, obtained as a result of the DTG testing.

1. *Бондар П.М., Бублик Г.Ф., Петренко С.Ф., Цисарж В.В.* Тенденції розвитку інерціальних систем орієнтації, навігації та керування рухом // Наукові вісті НТУУ “КПІ”. – 2000. – № 3. – С. 61–75.
2. *Павловский М.А.* Теория гироскопов. – К.: Вища шк., 1986.
3. *Балабанов И.В., Цирук В.Г.* Похибки двокільцевого динамічно настрайованого гіроскопа, зумовлені конструк-

- цією його пружного підвісу // Наукові вісті НТУУ “КПІ”. – 2007. – № 6. – С. 114–121.
4. *Справочник по сопротивлению материалов / Под ред. Г.С. Писаренко.* – К.: Наук. думка, 1988.
5. *Пельпор Д.С., Матвеев В.А., Арсеньев В.Д.* Динамически настраиваемые гироскопы. Теория и конструкция. – М.: Машиностроение, 1988.

Рекомендована Радою НАЦ критичних технологій навігаційного приладобудування НТУУ “КПІ”

Надійшла до редакції
4 березня 2008 року