

УДК 621.317

Безвесільна О. М., д.т.н., професор; Цірук В.Г., докторант  
Національний технічний університет України “Київський політехнічний інститут”

## СИСТЕМА УДАРО- І ВІБРОЗАХИСТУ СИСТЕМИ СТАБІЛІЗАЦІЇ НАВІГАЦІЙНОГО КОМПЛЕКСУ ЛЕГКОЇ БРОНЬОВАНОЇ ТЕХНІКИ

*У статті запропоновано нову принципову схему системи ударо- і віброзахисту (СУВ), яка відрізняється від відомих тим, що дає змогу зменшити амплітуду діючих ударних прискорень у 9 разів, містить демпфер сухого тертя і тим самим гарантує експлуатаційну безпеку гіростабілізатора навігаційної системи зі збереженням заданої точності. Отримано уточнену математичну модель СУВ, яка має додаткові члени (сухе тертя, жорсткість амортизаторів, жорсткість пружної випуклої пластини, розміщення амортизаторів і пружної випуклої пластини), що враховують вплив складових частин СУВ на точність ударо- і віброзахисту*

Системи ударо- і віброзахисту, система стабілізації.

**Постановка проблеми.** Система ударо- і віброзахисту (СУВ) повинна мати високі метрологічні характеристики: високу точність позиціонування навігаційного комплексу (НК) легкої броньованої техніки; обмежену амплітуду коливань системи стабілізації (СС) при заданому рівні максимального прискорення ізольованого тіла при одиночних ударах високого рівня; обмежену амплітуду коливань при заданому максимальному прискоренні руху ізольованого тіла при вібраціях; відсутність статичної зони застою поблизу положення рівноваги.

Рівень цих вимог постійно зростає, що спонукає до створення досконалішої СУВ нового типу. Розробці та впровадженню сучасних СУВ присвячено багато фундаментальних та прикладних праць авторів [1-5]. Новизну результатів підтверджено патентом [1].

**Аналіз наукових досліджень.** Як показує огляд літератури з даної проблематики, у ній відсутній загальний систематичний аналіз робіт в області ударо- і віброзахисту, кожний автор висвітлює це, як одну окрему проблему. Вагомий внесок у розвиток теорії і практики СУВ був зроблений такими вченими як Коловський М.З., Павловський М.А., Суровцев Ю.А., Іориш Ю.І., Кононенко В.О., Ганієв Р.Ф. та іншими. Розвиток вітчизняних системи віброзахистних пристроїв тісно пов'язаний з такими іменами як Карпушин В.Б., Болотін В.В., Вільке В.Г., Ларін В.Б., Бузицький В.Н., Вульфсон І.І. та інших. Велику роль у розвитку СУВ зіграли роботи ряду закордонних учених, зокрема, Крида Ч., Кер-Вільсона У. та інших. Незважаючи на значний термін, що пройшов із часу виходу їх праць у світ, всі вони ще не втратили свого значення. Певний практичний інтерес мають книги Коничева В.І., Ільїнського В.С. Відсутнє вирішення задачі розробки та дослідження нової системи ударо- і віброзахисту для покращення експлуатаційного захисту гіростабілізатора (надалі тіла) НС від ударів з гарантуванням заданої точності.

**Метою статті** є розробка та дослідження нової системи ударо- і віброзахисту для покращення експлуатаційного захисту гіростабілізатора (надалі тіла) НС від ударів з гарантуванням заданої точності.

**Викладення основного матеріалу роботи.**

Принципова схема СУВ зображена на рис. 1.

Система ударо- і віброзахисту складається із віброзахисного тіла 1, що закріплено на основі 2 на пружних елементах 3. Демпфер сухого тертя виконано у вигляді пружної випуклої пластини 4, обидва кінці якої притиснуті до основи 2 притискачами 5, що забезпечують необхідну силу тертя. Пружна випукла пластини в статичному стані не доторкається віброізолюючого тіла, створюючи проміжок  $\Delta$ .

Устаткування функціонує в такий спосіб: при вібрації основи 2 тіло 1, що віброізолюється, коливається на пружних елементах 3 відносно основи 2 у межах зазорів, чим забезпечується ефект віброзахисту. Зазори підбираються з метою обмеження амплітуди коливань при резонансі. Якщо амплітуда коливань тіла 1 відносно основи 2 перевищує зазор, здійснюється торкання тіла 1 пружної випуклої пластини 4.

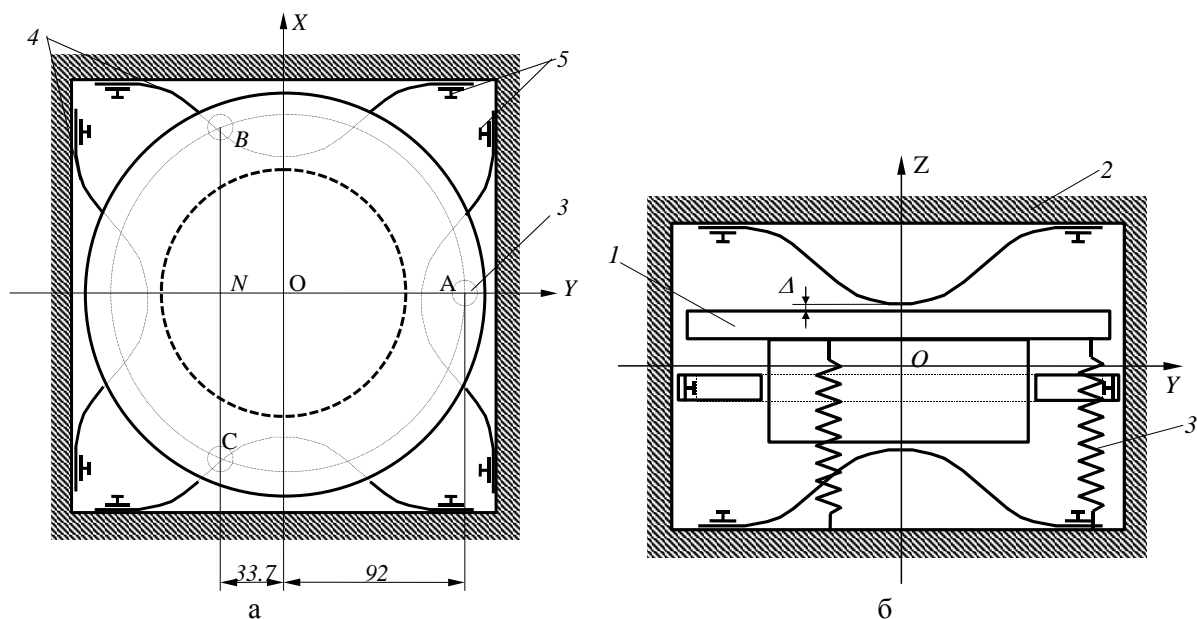


Рис. 1. Принципова схема системи ударо- і віброзахисту СС НС

Якщо тіло 1 рухається в напрямку осі  $OX$ , то після торкання тіло 1 стискає пружну випуклу пластину (пружину) 4. При цьому обидва кінці пружини 4 переміщуються уздовж основи 2. Силу тертя вибирають так, щоб був відсутній рух тіла 1, що віброізолюється, відносно основи 2, тобто щоб віброізолятори при вібрації були «замкнені», завдяки чого виключається збільшення амплітуди коливань тіла 1 при резонансі.

Під час руху тіла 1 у напрямках осей  $OY$  і  $OZ$  робота устаткування аналогічна.

Якщо вібрація відсутня, то тіло 1 центрується щодо основи 2 пружними елементами 3 і міститься в межах зазору, тобто відсутнє торкання тіла 1 і пружної випуклої пластини 4, що виключає присутність зони застою в положенні тіла 1. Таке устаткування ефективно при ударах. Якщо сила інерції руху більше сили тертя, то здійснюється зсув тіла 1 щодо основи 2. Оскільки прискорення при ударах досягає значень у сотні  $g$ , то максимальні сили інерції при ударі значно перевищують силу тертя, тобто вплив сили сухого тертя на ефективність ударозахисних особливостей устаткування незначна, а відносне переміщення тіла 1 визначається силою пружності пружних елементів 3.

Якщо порівнювати розроблену систему ударо- і віброзахисту з вже існуючими, наприклад з фрикційними амортизаторами (рис. 2), то видно, що фрикційні амортизатори мають основний недолік – наявність статичної зони застою. Цей недолік не дає можливість застосовувати фрикційні амортизатори у точних системах. Це пояснюється тим, що постійно присутня сила

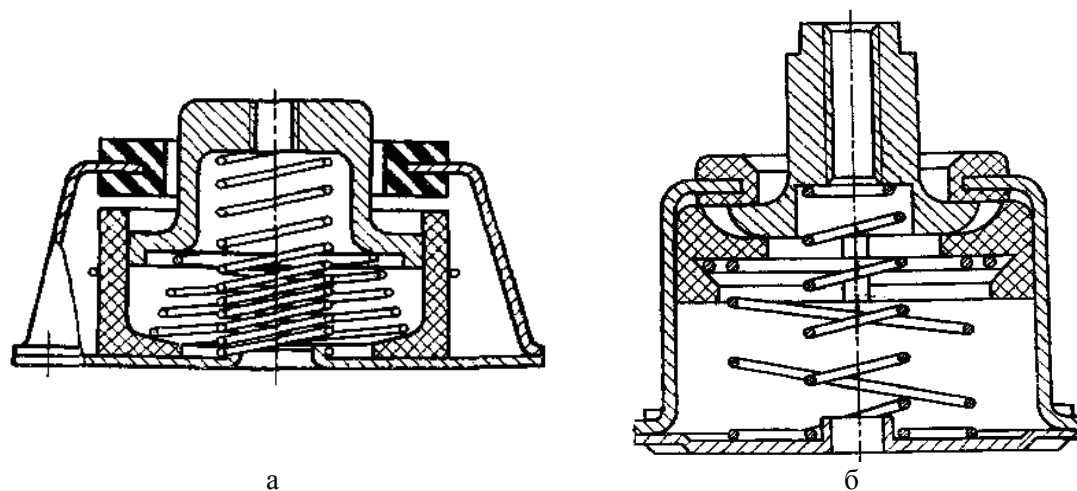


Рис. 2. Фрикційні амортизатори

тертя, яка веде до того, що тіло не може повернутися в положення рівноваги  $O (F_{\text{туж}} = 0)$ , бо положення рівноваги настає в момент, коли сила пружності пружин дорівнює силі тертя ( $F_{\text{пруж}} = F_{\text{тр}}$ ), а ця рівновага настає раніше ( $O_1$  або  $O_2$ ). Наступні недоліки – фрикційні амортизатори не обмежують коливання тіла при резонансі, і віброізоляція погіршується, коли амплітуда збудження зменшується при збільшенні частоти, тобто амортизатор «замикається». У розробленій системі ударо- і віброзахисту ці недоліки відсутні.

#### Аналітичний розрахунок системи ударо- і віброзахисту

З аналізу умов експлуатації СС НС на РО впливає, що найбільш раціональнішим є реалізація амортизаторів на основі металевих пружин із демпферами сухого тертя. Їх головна перевага в порівнянні з амортизаторами на гумових елементах, і з пружно демпфуючими, полягає в можливості експлуатації при розкиді температури навколишнього середовища у великому діапазоні.

Виконаємо статичний розрахунок системи ударозахисту, що складається з трьох амортизаторів, закріплених симетрично щодо осі  $OY$ . Позначивши вагу НС через  $P$ , одержимо наступні значення навантажень  $P_{AZ}$ ,  $P_{BZ}$ ,  $P_{CZ}$ , що діють на амортизатори, які встановлені в точках А, В, С, відповідно, до яких діють по осі  $OZ$  (див. рис. 1):

$$P_{AZ} = \frac{ON}{ON + OA} P = \frac{52}{52 + 108} P = \rho_1 P,$$

$$P_{BZ} = P_{CZ} = \frac{OA}{2(ON + OA)} P = \frac{108}{2(52 + 108)} P = \rho_2 P, \quad (1)$$

$$\text{де } \rho_1 = \frac{ON}{ON + OA} = 0,325; \quad \rho_2 = \frac{OA}{2(ON + OA)} = 0,338,$$

де  $ON, OA$  – відстані до центру мас (див. рис. 1).

З метою уникнення кутових перекосів переміщення амортизаторів уздовж осі  $OZ$  мають бути однакові:  $d_{AZ} = d_{BZ} = d_{CZ} = d$ . У цьому випадку жорсткості амортизаторів:

$$C_{AZ} = \frac{P_{AZ}}{\delta_Z} = \rho_1 \frac{P}{\delta_Z}; \quad C_{BZ} = C_{CZ} = \frac{P_{CZ}}{\delta_Z} = \rho_2 \frac{P}{\delta_Z} = \lambda C_{AZ},$$

де  $\lambda = \frac{\rho_2}{\rho_1} = 1,366$ ;  $\rho_1, \rho_2$  – коефіцієнти.

Сумарна жорсткість амортизаторів

$$C_{OZ} = C_{AZ} + C_{BZ} + C_{CZ} = (1 + 2\lambda)C_{AZ}. \quad (2)$$

У свою чергу, сумарну жорсткість  $C$  можна визначити зі співвідношення

$$C_{OZ} = (n_{1Z})^2 m, \quad (3)$$

де  $m = P/g$  – маса НС;  $n_{1Z}$  – частота власних коливань системи ударозахисту.

Одною з основних вимог є малий перекоп удароізолюючого тіла щодо об'єкта (не більш 20").

Для реалізації цієї вимоги демпфери сухого тертя слід встановлювати з зазором так, щоб при відсутності ударів було відсутнє торкання демпферів і встановленого на амортизаторах НС. З конструктивних розумінь зазор приймаємо рівним  $\Delta = 0,15$  мм.

Оскільки частота власних коливань  $n_{1Z}$  системи ударозахисту має бути більшою за 40 Гц, будемо проектувати систему ударозахисту з частотою, рівної приблизно 45 Гц. На даній частоті амплітуда віброприскорення дорівнює  $0,9g$ . Сила тертя має «замикати» тіло, що ізолюється, тому приймемо силу тертя  $F_m = 1,5mg$ .

Розглянемо ефективність запропонованої конструкції як системи ударозахисту. Оскільки період власних коливань системи  $T = 1/n_{1Z} = 22,2$  мс значно більший за тривалість удару

$t = 0,17$  мс, то удар можна розглядати як короткий. При цьому дія удару зводиться до надання тілу початкової швидкості

$$V_o = \int_0^{\tau} W(t) dt, \quad (4)$$

де  $W(t)$  – прискорення руху НС.

Для напівсинусоїдального удару з амплітудою  $W_m = 350$  g знаходимо

$$V_o = \frac{2}{\pi} W_m \tau = 1311 \text{ мм/с.}$$

Розрахункову модель показано на рис. 3. Тут  $C_{oz}$  – жорсткість амортизаторів;  $C_n$  – жорсткість демфера (плоскої пружини);  $F_t$  – сила тертя.

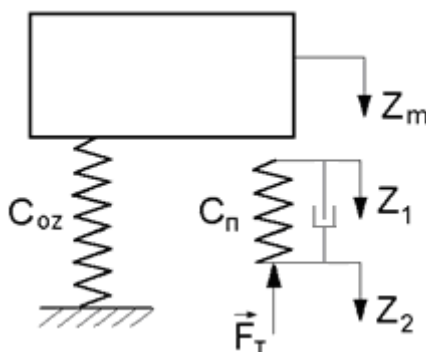


Рис. 3. Розрахункова модель СУВ

Для визначення максимального відносного зсуву і максимального абсолютного прискорення при ударі користуватимемося теоремою про зміну кінетичної енергії. Прирівнюючи початкове значення кінетичної енергії НС і роботу сил пружності і сухого тертя, отримаємо співвідношення

$$\frac{mV_o^2}{2} = \frac{C_{oz}Z_m^2}{2} + C_n \frac{(\xi'')^2}{z^2} + F_t Z_n, \quad (5)$$

де  $Z_m$  – максимальний зсув НС;  $z$ ,  $Z_n$  – переміщення верхнього і нижнього кінців плоскої пружини (при впливі на нього НС (див. рис.4));

$\xi'' = -0,064$  – числове значення координати в будь-якій точці періодичної пружної кривої пружної випуклої пластини, що береться з діаграм і таблиць пружних параметрів [3], складених для спрощення розрахунків методом пружних параметрів.

Друга складова рівняння (5) являє собою роботу сили пружності пружної випуклої пластини (демфера). Ця робота була отримана внаслідок інтегрування функції  $P_d(z)$ :

$$A = \int_0^z P_d(z) dz. \quad (6)$$

Функція  $P_d(z)$  є зворотною до функції  $z(P_d)$ , що є статичною характеристикою пружної випуклої пластини і має вигляд [3]:

$$z = -\frac{\xi''}{\sqrt{\frac{P_d}{C_n}}}, \quad (7)$$

де  $l$  – довжина плоскої пружини,

$C_n$  – згинальна жорсткість плоскої пружини  $C_n = E \frac{bh^3}{12}$ ;

З формули (7) отримаємо функцію  $P_d(z)$ :

$$P_d = -\frac{(\xi^n)^2 C_n}{z^2}. \quad (8)$$

З урахуванням формули (6), формула (8) набуває вигляду

$$A = \int_0^z \frac{(\xi^n)^2 C_n}{z^2} dz.$$

Проінтегрувавши, остаточно маємо

$$A = (\xi^n)^2 C_n z. \quad (9)$$

Зв'язок між параметрами системи ударозахисту і максимальним прискоренням руху тіла встановлює формула

$$z_1 = Z_m - \Delta, \quad (10)$$

де  $\Delta$  – зазор між тілом і демпфером сухого тертя (плоскою пружиною) – вибирають таким, щоб при відсутності ударів був відсутнім дотик демпферів і встановленого на віброізоляторах тіла.

Вираз (5) доповнимо залежністю

$$F_T = \frac{1}{2} C_n \left( \frac{1}{\lambda^n} \right),$$

де  $\lambda^n = 0.28$  – значення пружного параметра демпфера (плоскої пружини), береться з діаграм і таблиць пружних параметрів [3].

Друга залежність із залежностей (10), отримана з умови

$$\prod = \int_0^z F_{пруж} dz, \quad (11)$$

де  $F_{пруж} = C_n Z$  – сила пружності плоскої пружини.

У нашому випадку сила пружності дорівнює силі тертя  $F_T$ .

$$\prod = \int F_T dz,$$

звідси

$$F_T = d\Pi/dz. \quad (12)$$

Потенційна енергія  $\Pi$  плоскої пружини

$$\prod = \frac{1}{2} C_n \frac{z}{\lambda^n}. \quad (13)$$

З урахуванням формули (13) формула (12) набуде іншого вигляду, продифференціювавши який остаточно маємо

$$F_T = 1/2 C_n (1/\lambda^n).$$

Вираз (5) з обчисленням залежностей (10) можна подати як:

$$V_0^2 = (n_{1z})^2 Z_m + 2n_2^2 (\xi)^2 (Z_m - \Delta) + kg, \quad (14)$$

$$\text{де } (n_{1z})^2 = C_{OZ} / m; n_2^2 = C_n / m; k = F_T / mg.$$

Нехай, на рис. 4 зображено залежність зміни робіт  $A_1$ ,  $A_2$  і  $A_3$  від зміни прискорення руху тіла при ударі. Цей рисунок побудовано на основі значень:  $C_n = 1,92$  кг/см;  $C_{OZ} = 69,12$  кг/см;  $H_n = 11,5$  мм;  $Z_m = 5$  мм;  $F_T = 46$  Н;  $W_m = 0...250$  г;  $\Delta = 0,15$  мм, які було підставлено до перетворених формул визначення робіт  $A_1$ ,  $A_2$  і  $A_3$ , а саме – робіт сил пружності амортизаторів, плоскої пружини і сил тертя. Як видно з рисунку, що формула (10) є слушною при прискореннях до 100 g. При прискореннях, більших за 100 g роботи  $A_2$  і  $A_3$ , тобто вплив

сили сухого тертя і жорсткість плоскої пружини  $C_n$ , мають малу величину і на роботу системи під час удару майже не впливають.

Формулу (14) доповнимо рівнянням, що описує рух НС при зіткненні з плоскою пружиною

$$mW_z = -C_{OZ}Z_m - F_T, \quad (15)$$

де  $mW_z$  – абсолютне прискорення НС.

Звідси визначимо наступний вираз для максимального прискорення:

$$W_m = (n_{1Z})^2 Z_m + kg. \quad (16)$$

Розглядаючи спільно (14) і (16), одержимо наступний вираз для частоти  $n_{1Z}$ :

$$n_{1Z} = \sqrt{\frac{g^2(r_m^2 - 2r_mk + k^2)}{V_o^2 + 2\xi''g \frac{(r_m - k)}{\mu} + \frac{C_n}{m}(2(\xi'')^2 \Delta - l^2 \frac{1}{(\lambda'')^2})}}, \quad (17)$$

де  $r_m = W_m/g$  – максимально припустиме перевантаження;

$$\mu = \frac{n_{1Z}^2}{n_n^2} = \frac{C_{OZ}}{C_n}.$$

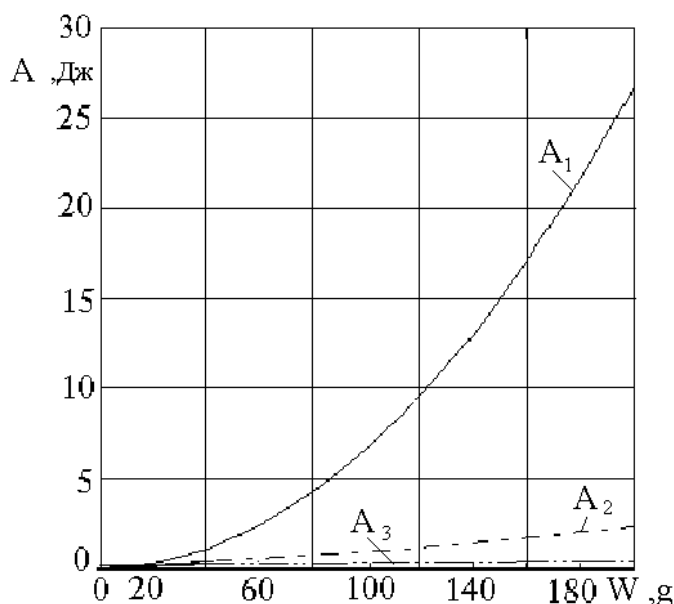


Рис. 4. Залежність зміни робіт  $A_1$ ,  $A_2$  і  $A_3$  від зміни прискорення руху тіла при ударі

Виходячи з досвіду, вважаємо, що при  $k \approx 1,5$ , впливом сили сухого тертя і жорсткістю плоскої пружини  $C_n$  при ударах можна знехтувати, тому формула (17) матиме такий вигляд:

$$n_{1Z} = \sqrt{\frac{g^2 r_m^2}{V_o^2 + 2(\xi'')g \frac{r_m}{\mu}}}, \quad (18)$$

Прийнявши  $k = 1,5$ ;  $\Delta = 0,15$  мм;  $r_m = 40$  г;  $\mu = 10$ , отримаємо  $n_{1Z} = 47,6$  Гц.

Максимальний зсув при ударі, мм:

$$Z_m = \frac{(r_m - k)g}{n_{1Z}^2} = 4,15. \quad (19)$$

Розглянемо вплив вібрації, припускаючи, що переміщення основи відбувається за законом  $\xi = \xi_0 \sin \omega t$ . Оскільки вібраційні коливання відбуваються в межах зазору  $\Delta$ , то рівняння руху тіла можна записати у вигляді  $x'' + n_{1Z}^2 x = -W_{OC} = -\xi''$ , де  $x''$  – відносне зміщення.

Амплітуда прискорення руху тіла

$$W_{ZTA} = |W_{OC} + x''| = (\xi_0 + a)\omega^2,$$

де  $a = \frac{n^2}{|n^2 - \omega^2|}$  – амплітуда відносного зміщення,

$n$  – частота коливань тіла.

Оскільки  $a \leq \Delta$ , розглянемо найгірший випадок, коли  $a = \Delta$ , тобто  $W_{ZTA}^{\max} = (\xi_0 + \Delta)\omega^2$ .

При цьому припускаємо, що взаємодія тіла і плоскої пружини в момент їх контакту є абсолютно не пружною, тобто відсутній відскік. Таким чином, при наявності обмежувального упору абсолютне прискорення тіла буде обмеженим навіть при резонансі. Зазначимо, що прискорення  $W_{ZTA}^{\max}$  можна записати виходячи із рівняння у вигляді  $W_{ZTA}^{\max} = n_{1Z}^2 \Delta$ . Якісну залежність прискорення руху тіла від частоти показано на рис. 5.

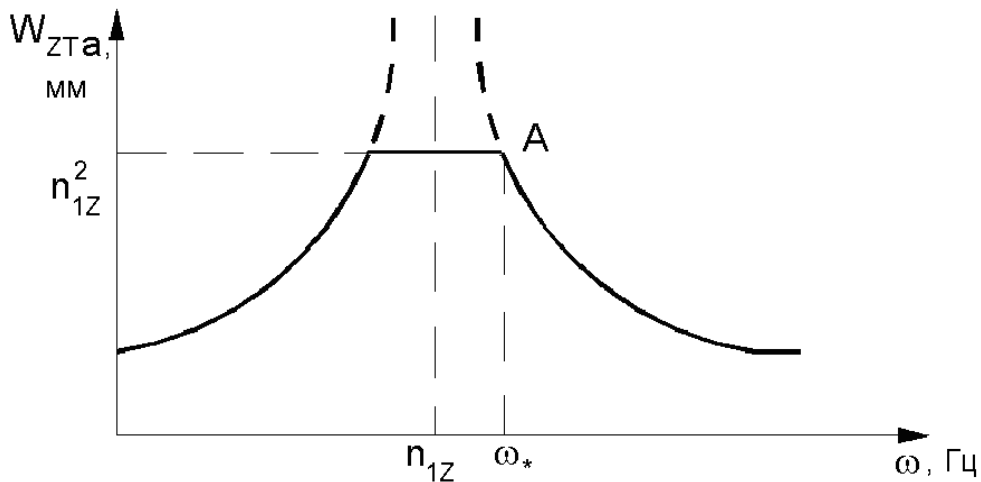


Рис. 5. Залежність прискорення руху тіла від частоти

Максимальне значення коефіцієнта підсилення системи віброзахисту дорівнює

$$\rho = \frac{W_{ZTA}}{W_{ZA}} = 1 + \frac{\Delta}{\xi_0}. \quad (20)$$

Приймаючи  $W_{ZA} = 0,9g$ ;  $w = n_{1Z}$ , обчислимо  $\rho = 2,04$ ;  $W_{ZTA} = 1,84g$ . Дане значення прискорення  $W_{ZTA}$  менше гранично припустимого значення прискорення для ДКШ і задовольняє вимоги до системи віброзахисту.

У системах віброзахисту із сухим тертям, як і в системах із в'язким демпфіруванням, ефект віброзахисту має місце на частотах, більших у  $\sqrt{2}$  рази за частоту власних коливань. Оцінимо ефективність системи віброзахисту на частоті  $80Гц$ , де віброприскорення основи дорівнює  $1,7g$ . Вважаючи, що коливання відбуваються в області зазору, амплітуду коливань можна визначити зі співвідношення

$$Z_m = \frac{W_{ZA}}{n_{1Z}^2 - \omega^2}.$$

Приймаючи  $W_{ZA} = 1,7g$ ;  $n_{1Z} = 47,6 \approx 48Гц$ ;  $\omega = 80Гц$ , знаходимо  $Z_m = 0,1$  мм. Отже, коливання дійсно мають місце в області зазору. Тоді  $W_{ZTA} = (n_{1Z})^2 Z_m = 0,96g$ . Таким чином, система віброзахисту зменшує віброприскорення в 1,77 разу.

Оцінимо такі параметри, як *статичні кутові перекоси*  $\varepsilon_{CTX}$ ,  $\varepsilon_{CTY}$  по осях  $X$ ,  $Y$  відповідно, що виникають через розбіжність центру мас і центру жорсткості.

Приймаючи ці розбіжності такими, що дорівнюють  $l_n = 2$  мм, визначимо

$$\varepsilon_{CTX} = \frac{gl(1+2\lambda)}{(2\lambda(ON)^2 + (OA)^2)n_{1Z}^2} = 13,3'';$$

$$\varepsilon_{CTY} = \frac{gl(1+2\lambda)}{2\lambda(NB)^2 n_{1Z}^2} = 8,2''.$$

У напрямку осей  $X$  і  $Y$  система ударо- і віброзахисту повинна мати аналогічні параметри:  $n_{1X} = n_{1Y} = 48 \text{ Гц}$ . Оскільки в напрямку цих осей амортизатори з'єднані паралельно і точки їхнього кріплення містяться на одній площині, то ми можемо одержати жорсткості амортизаторів по тих же осях  $C_{AX} = C_{AY} = C_{BX} = C_{BY} = C_{CY} = C_{CX} = 1/3(n_{1Z})^2 m$ . З огляду на те, що площа кріплення амортизаторів вища за центр мас (див. рис. 6.4), остаточно отримаємо:

$$C_{AZ} = 25,297 \text{ кг/см}; C_{BZ} = C_{CZ} = 18,524 \text{ кг/см};$$

$$C_{AX} = C_{AY} = C_{BX} = C_{BY} = C_{CY} = C_{CX} = 23,04 \text{ кг/см}.$$

Наведені жорсткості дають змогу вибрати параметри амортизаторів. Демпфери доцільно розраховувати, виходячи з наступних міркувань. Оскільки проведений аналіз показав, що їхня жорсткість практично не впливає на ефективність ударозахисту, то параметри демпферів слід вибирати, виходячи з умови мінімальної жорсткості і забезпечення тривалості при максимальній деформації.

Необхідна сила протидії  $F_T$  забезпечується створенням сил тертя  $F_T^*$  у місцях кріплення демпфера (плоскої пружини) до основи (див. рис. 3). Силу тертя  $F_T^*$ , що визначимо за принципом можливих переміщень, запишемо у вигляді:

$$F_T^* \approx -\frac{1}{2} \frac{F_T}{\text{tg}\alpha} = \frac{1}{2} \frac{L}{H} F_T = \frac{1}{2} \frac{L}{H} mW_{zTA},$$

де  $\alpha$  – кут підйому плоскої пружини щодо основи.

Підставляючи чисельні параметри отримаємо  $F_T^* = 46 \text{ Н}$ .

Регулювання сили тертя пружини  $F_T^*$  забезпечується зміною сил  $N1$  і  $N2$ .

### Висновки

Запропоновано нову принципову схему системи ударо- і віброзахисту, яка відрізняється від відомих тим, що дає змогу зменшити амплітуду діючих ударних прискорень у 9 разів, містить демпфер сухого тертя і тим самим гарантує експлуатаційну безпеку гіростабілізатора НС зі збереженням заданої точності.

Отримано уточнену математичну модель СУВ, яка має додаткові члени (сухе тертя, жорсткість амортизаторів, жорсткість пружної випуклої пластини, розміщення амортизаторів і пружної випуклої пластини), що враховують вплив складових частин СУВ на точність ударо- і віброзахисту.

1. Безвесільна О.М., Киричук Ю.В., Рижков Л.М., Янкелевич Г.Є. Віброізолятор. Авторське свідоцтво на винахід №96104037 від 24.10.97. – 3 с. Іл.: Опубл. 30.06.98. Бюл. №3.
2. Цірук, В.Г. Системи наведення та стабілізації озброєння [Текст]: монографія / В.Г. Цірук, О.М. Безвесільна, В.П. Квасніков, В.В. Чіковані. – Київ: НАУ, 2014. – 176 с.
3. Безвесільна, О.М., Системи вібро- та ударозахисту [Текст]: монографія / О.М. Безвесільна, Ю.В. Киричук. – Житомир, ЖДТУ, 2009. – 160 с.
4. Безвесільна О.М. Дослідження нової прецизійної ініціальної навігаційної системи при авіаційних гравіметричних дослідженнях: Монографія. – Житомир: ЖДТУ, 2012. – 476 с.
5. Безвесільна О.М., Киричук Ю.В., Ткаченко С.С. Системи керування навігаційних систем рухомих об'єктів: Монографія. – Житомир: ЖДТУ, 2010. – 174 с.