

КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ

На правах рукопису

УДК 629.7.054:534.83

КАРАЧУН Володимир Володимирович

**МЕТОДИ РОЗРАХУНКУ ХВИЛЬОВИХ
ПРОЦЕСІВ ТА ЗАХИСТ ПРИЛАДІВ
ПРИ АКУСТИЧНОМУ НАВАНТАЖЕННІ**

**Спеціальність 05.11.01 — Прилади та пристрої
виміру механічних величин**

АВТОРЕФЕРАТ
дисертації на здобуття вченого ступеня
доктора технічних наук

КИЇВ — 1993

ЛННБ України ім.В.Стефаника



00810600 (F)

КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ

На правах рукопису

УДК 629.7.054:534.83

КАРАЧУН Володимир Володимирович

**МЕТОДИ РОЗРАХУНКУ ХВИЛЬОВИХ ПРОЦЕСІВ
ТА ЗАХИСТ ПРИБАДІВ ПРИ АКУСТИЧНОМУ
НАВАНТАЖЕННІ**

Спеціальність 05.11.01 - Прилади та пристрої виміру
механічних величин

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
дисертації на здобуття вченого ступеня
доктора технічних наук

Київ - 1993

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана у Київському політехнічному інституті

Науковий консультант: доктор технічних наук, професор
ДІДКОВСЬКИЙ В.С.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
ДВОЯНИХ Є.В.

доктор фізико-математичних наук,
професор,
член-кореспондент АН України
ГРИНЧЕНКО В.Т.

доктор технічних наук, професор
ДЕМИДЕНКО В.П.

Ведуча організація: Виробниче об'єднання "Завод Арсенал"

Захист відбудеться " 15 " листопада 1993 року о 15-й
годині на засіданні спеціалізованої Ради Д 068.14.08 у Київсь-
кому політехнічному інституті за адресою: 252056, м.Київ-56,
просп. Перемоги, 37.

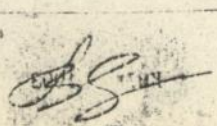
Відгуки на автореферат у одному примірнику, який засвід-
чений печаткою, просимо надсилати за адресою Ради.

В дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Київського
політехнічного інституту.

Автореферат розіслано "14" _____ 10 _____ 1993 р.

№ до виступу
до виступу

Вчений секретар
спеціалізованої Ради
к.т.н., доцент



Бабак В.П.

АКТУАЛЬНІСТЬ ПРОБЛЕМИ

Встановлено, що з ростом потужності двигунів літальних апаратів (ЛА) підвищується і спричиняє ними шум. Причому, біля 1% потужності двигунів витрачається на акустичне випромінювання, а сумарний рівень звукового тиску біля, наприклад, реактивного струменя може досягати 180 децибел і вище. Зокрема, це стосується стартів носіїв з малих об'ємів (наприклад, із шахт). Природно, що звуковий тиск такої інтенсивності чинить істотний вплив на прилади командно-вимірювальних комплексів, а також на несучі елементи конструкції ЛА. Шум реактивного струменя, маючи широкий спектр частот (40...10000 Гц) та випадковий характер зміни величин звукового тиску, викликає в елементах приладів багато форм коливань, у тому числі і резонансних. У деяких випадках акустичний вплив призводить до "стомлених" явищ і появи необернених деформацій і тріщин у матеріалі конструкції.

Виникнення хвильових процесів у приладах командно-вимірювальних комплексів, навігаційних системах та у бортовій електронно-обчислювальній апаратурі призводить до порушення режиму їх нормального функціонування, а у своїй сукупності - до погіршення тактико-технічних показників виробів у цілому. Вивчення закономірностей цього явища являє собою складну інженерно-технічну проблему і визначає коло прикладних задач аналізу і синтезу вимірювачів механічних величин, а також засобів захисту, з точки зору працездатності приладів (які надалі іменуються як механічні системи) в умовах акустичного випромінювання високої інтенсивності - вище 150 дБ.

Найбільшій величині акустичне навантаження від шуму реактивного струменя досягає на Землі та під час старту. З підвищенням швидкості польоту їх вплив зменшується, але при цьому підвищуються навантаження, які зумовлені пульсацією тиску у турбулентному прикордонному шарі. На літаках з турбогвинтовими двигунами виникає перемінний тиск на панелі фюзеляжу, головним чином у зоні обертання гвинта.

Шум ракетних двигунів поширюється як через середовище, так і через елементи конструкції корпусу літального апарату - подібно звуковому містку - внаслідок виникнення в матеріалі

горизонтально (SH-хвиля) і вертикально (SV-хвиля) поляризованих хвиль, а також їх суперпозиції (еліптична поляризація). Крім того, мають місце хвилі Стоунлі, котрі локалізуються поблизу кордону поверхні корпусу і є результатом виникнення явищ резонансного типу.

Досліди показали, що частина звукової енергії поглинається у ребрах шпангоутів, а частина - погонною масою об'ємки носія. Причому, повний опір, наприклад, для космічних апаратів, визначається сумою внутрішнього механічного опору конструкції та опору випромінюванню, визначеного потоком енергії із конструкції до середовища.

Вивчення динаміки деяких типів вітчизняних літаків виявило, що при зміні звукового тиску від 150 до 165 децибел у матеріалі елементів конструкції киле та фюзеляжу літаків виникають напруги, середнє квадратичне значення котрих змінюється відповідно від $2 \cdot 10^7$ Н/м² до $7 \cdot 10^7$ Н/м². Якщо прийняти до уваги, що при напруженнях до $3 \cdot 10^7$ Н/м² у зоні клепальних швів, а саме вони є концентраторами напружень, вже виникають перші тріщини, то з наведеного слідує актуальність розглядаємої проблеми.

Все викладене у повній мірі відноситься і до приладів командно-вимірювальних комплексів рухомих об'єктів. Так, некоректуемі пристрої у цих умовах мають систематичну швидкість уходу (яка призводить у підсумку до виходу приладу з ладу), а коректуемі - систематичну похибку.

Метою дисертаційної роботи є розробка методів розрахунку хвильових процесів у поліагрегатних механічних системах та захист приладів при акустичному навантаженні.

Для досягнення цієї мети поставлені і розв'язані задачі, які мають принципове значення для теорії і практики дослідів хвильових процесів у поліагрегатних механічних системах при звукових та ультразвукових частотах навантаження.

1. Узагальнено досвід вивчення механічних систем та викладені принципи побудови багаточільових моделей взаємодії поліагрегатних структур з акустичними полями, які дозволяють на якісно новому рівні розв'язувати задачі аналізу і синтезу.

Характер і ступінь акустичного впливу, рівно як і механічна модель взаємодії, залежать від співвідношення розмірів

виробів до половини довжини звукової хвилі. Якщо величина цього співвідношення знаходиться у межі одиниці, то акустичне навантаження може бути прирівняне до рівномірно розподіленого, а механічна модель - до твердого тіла на пружних в'язях. Якщо ж габаритні розміри у декілька разів більші половини довжини акустичної хвилі, то звукове навантаження повинне розглядатися як хвильовий вплив, а вся конструкція - як система в розподілених параметрах.

У припущенні шарнірного з'єднання сумісних елементів конструкції можна, не змінюючи об'єктивності картини взаємодії механічних систем з акустичним випромінюванням, спростити механічні моделі до безлічі варіантів сполучення плоских і оболонкових систем.

2. Розроблені методи кількісного і якісного аналізу виникаючих у поліагрегатних механічних системах при акустичному навантаженні хвильових процесів, які дозволяють на якісно новому рівні розв'язувати інженерні задачі оптимізації пружнов'язких властивостей конструкцій.

Висвітлені головні напрямки вивчення розглядаємої проблеми, наведено огляд досягнень науки і техніки у цій галузі знань, вивчені питання динаміки абсолютно твердих та пружно-податливих оболонкових конструкцій і пластин при акустичному навантаженні. Встановлені закономірності формування хвильових процесів у механічних системах та визначене коло прикладних задач, де ці закономірності є вирішальними з точки зору працездатності виробів.

3. Синтезовано ефективні засоби звукоізоляції та компенсації впливу акустичного випромінювання високої інтенсивності на механічні системи.

Найбільш перспективними методами поліпшення функціональних властивостей механічних систем за станом на сьогодні можна вважати пасивні методи, активні та компенсаційні. До першої групи можна віднести конструкторсько-технологічні удосконалення, які дозволяють зменшити вплив звуку без додаткових джерел енергії і не потребують інформації про характер збуджуючого впливу. Друга група включає в себе методи, які ґрунтуються на використанні зовнішньої інформації та додаткових джерел енергії, дозволяючих компенсувати зовнішній механічний вплив. У третю групу ввійшли методи, які базуються на компенсації

проявлення акустичного збудження і не потребують інформації про характер зовнішнього впливу.

Нові наукові результати.

1. Сформульовані принципи побудови моделей взаємодії механічних систем з акустичними полями і визначене коло прикладних задач аналізу та синтезу динамічних систем з оптимальними звуко- та віброізоляційними властивостями.

2. Розроблені методи розрахунку поліагрегатних систем у вигляді сукупності конструктивних елементів із рідинних, твердих та газоподібних тіл, які дозволяють на якісно новому рівні розв'язувати інженерні задачі оптимізації пружно-в'язких властивостей механічних систем.

3. Встановлені закономірності формування хвильових полів у механічних системах та визначене коло інженерних проблем, де ці закономірності є вирішальними з точки зору працездатності цих систем.

4. Робота є науковою основою для формування принципово нового підходу до розв'язання прикладних задач динаміки механічних систем.

Практична цінність дисертації полягає у наступному.

1. Узагальнено досвід вивчення та побудована наукова основа для проектування систем з оптимальними звуко- та віброізоляційними властивостями. Наведено аналіз виникаючих хвильових процесів і обґрунтована необхідність їх урахування з позицій працездатності цих систем.

2. Розроблена методика експериментальних досліджень механічних систем, які працюють у звукових полях високої інтенсивності, і вперше проведені кількісна та якісна оцінки хвильових процесів у поліагрегатних структурах при звукових частотах навантаження.

3. Синтезовані ефективні засоби звукоізоляції та компенсації впливу звукових збуджень на механічні системи.

4. Набула подальшого розвитку методика розрахунку і проектування генераторів аеродинамічного шуму на базі роторних сирен, яка має суттєве значення для практики експерименту при оцінці акустичної надійності виробів.

Реалізація результатів роботи здійснювалася на КЗА ім.Г.І.Петровського (м.Київ) у процесі

проектування дослідних зразків апаратури управління рухомими об'єктами; у ВО "Прибор" (м.Курськ) при створенні засобів пасивної звукоізоляції коректуємих та некоректуємих приладів керування, а також бортової електронно-обчислювальної апаратури, в тому числі при розв'язанні питань акустичної надійності виробів в умовах інтенсивного звукового впливу; у ВО "Завод Арсенал" (м.Київ) при реалізації програм акустичних перевірок виробів ІР40, ГТЗК, АГК-П та при опрацюванні виробу М-20Б; у Київському політехнічному інституті при підготовці інженерних кадрів по спеціальностях 19.02 "Фізичні методи та прилади інтроскопії" та 12.07 "Машини і технологія високоефективних процесів обробки". Вийшли в друку книги "Проектирование ограждающих конструкций с оптимальными звуко- и виброизоляционными свойствами" та "Методы расчета динамических систем", які призначені для наукових працівників, аспірантів, а також студентів технічних вузів.

А п р о б а ц і я р о б о т и. Основні результати дисертації доповідалися на 9 Всесоюзних, республіканських та галузевих науково-технічних конференціях і семінарах, у тому числі на: XIII (м.Київ, 1983 р.), XIX (м.Чернігів, 1986 р.), XV (м.Київ, 1989 р.) республіканських конференціях з питань розсіювання енергії при коливаннях механічних систем; Всесоюзній конференції по експлуатаційним властивостям конструкційних полімерних матеріалів, м.Нальчик, 1984 р.; Науково-технічному семінарі у Ленінградській Військовій артилерійській академії ім.М.І.Калініна, 1987 р.; Всесоюзній конференції "Міцність матеріалів та елементів конструкцій при звукових та ультразвукових частотах навантаження", м.Київ, 1988 р.; Науково-практичній конференції "Системи керування рухомими об'єктами і автоматизація технологічних процесів", м.Томськ, 1989 р.; Всесоюзній науково-технічній конференції "Сучасний стан, проблеми і перспективи енергетики та технології у енергобудуванні", м.Іваново, 1989 р.

П у б л і к а ц і і. З теми дисертації опубліковано 46 робіт, у тому числі 2 монографії, 2 авторських свідоцтва на винахід.

Об'єм та структура дисертації. Робота складається з вступу, постановки задачі та аналізу стану проблеми, 6 глав, висновків, списку використаної літератури в 232 найменувань та 63 додатків.

У першій главі вивчалися питання взаємодії оболонкових конструкцій (абсолютно твердих та пружних) із зовнішнім акустичним полем для декількох випадків агрегатного стану розподіляючого два циліндри середовища - ідеальна рідина, реальна рідина, тверде пружне середовище. Механічна модель у вигляді двох колових циліндричних оболонок, розподілених рідиною і з'єднаних між собою пружною зв'язкою, вибрана як розрахункова для деяких елементів конструкцій рідиннопаливних двигунів, пристроїв нафтопереробних комплексів, гідрокомпресорів, серійно виготовляємих промисловістю датчиків кутових швидкостей типу ДУСУ у поплавковому виконанні та деяких інших.

Тут висвітлюються деякі напрямки вивчення розглядаємої проблеми, провадиться огляд досягнень науки і техніки у цій галузі знань, формулюються спрощуючі припущення, які дозволили декомпозувати задачу на ряд часткових проблем, висвітлюються питання впливу ударних хвиль і нестационарних механічних збурень на тверді і деформуємі оболонки, а також питання стійкості таких систем. Вивчаються питання динамічного стану абсолютно твердого циліндру при зовнішньому акустичному навантаженні з урахуванням пружних властивостей поліагрегатної системи в цілому, вплив пружних деформацій поверхні на величини переміщень оболонок у рідині (у тому числі граничні переміщення при $t \rightarrow \infty$), а також питання пружної податливості поверхні циліндричної оболонки при нормальному і будь-якому падінні звукових хвиль на її зовнішню частину. Одержані математичні моделі згибного руху елементів поверхні та наведений кількісний аналіз величин переміщень на ЕОМ.

Особливістю робіт останніх років було ускладнення моделей рідини і пружного тіла, а також збільшення числа збуджуваних факторів. Глибокі дослідження взаємодії потоку рідини з пружними конструкціями проводились Релеєм у 1883 р. та Ніколаї у 1909 р., а потім Лембом у 1920 році. Подальший розвиток цієї ідеї знайшли у працях Рейснера, Раушера, Кюснера, Гроссмана, Келдиша, Лаврентьова, Некрасова та ін., практично склавших основу аеропружності, подібно тому, як праці Вестергардта і Лейбензона лягли в основу теорії гідропружності. Відносно ж

досліджень властивостей оболонок при акустичному навантаженні, а також дифракції та інтерференції звукових хвиль, то одними з перших можна назвати праці Л.М.Лямшева, Е.І.Григолюка, О.М.Гуая, В.Т.Грінченка, Є.Л.Шендерова та ін.

Точний вираз для граничного переміщення неаакріпленого тіла, маючого дві площини симетрії, уперше був одержаний В.В.Новожиловим, а подалі узагальнений на пружно-деформовані тіла Л.І.Слепяном.

Проведено аналіз збудженого руху внутрішнього рухомого циліндру під дією акустичної хвилі тиску, але при умові, що він зв'язаний із зовнішнім циліндром пружною зв'язкою.

Передбачається, що внутрішня рухома оболонка має дві взаємоперпендикулярні площини геометричної та масової симетрії, перпендикулярні до фронту падаючої плоскої хвилі тиску, котрий у момент часу $t = 0$ стикається з поверхнею початково нерухомого циліндру, а повний імпульс тиску є кінцевим по величині.

Цей випадок переміщення внутрішнього циліндру у рідині є особливим. Створюваний ним стан руху оточуючої рідини буде, очевидно, сталим, якщо розглядати його відносно вісес, жорстко зв'язаних із коловим циліндром (початок координат сполучений з центром поперечного перетину). Таким чином, задача про прямолінійний рух циліндру зводиться до задачі про сталий обіг нерухомої оболонки безграничним потоком рідини. Це, у свою чергу, дозволяє розглядати течію рідини як потенціальну.

Граничними умовами прийняті рівність нулю швидкостей нескінченно далеких часток потоку, рівність нормальних складових швидкостей торкаючихся часток середовища і поверхні оболонки, а також безвідривність обігу циліндра потоком рідини.

Задача розв'язується у лінійній постановці.

Нехай у момент часу $t = 0$ в пружною зовнішньою оболонкою починає взаємодіяти хвиля тиску вигляду

$$P(r, \beta, t) \stackrel{\text{def}}{=} -\rho_0(r, \beta, t) \frac{1-\sigma^2}{EL}$$

де E - модуль пружності; σ - коефіцієнт Пуассона; R - радіус оболонки; L - довжина внутрішнього рухомого циліндру;

- амплітуда тиску. Фронт хвилі припустимо паралельним бічній утворювальній циліндру (мал. 1).

Щоб скласти рівняння зовнішньої пружної оболонки скористуємося технічною моментною теорією, згідно з котрою в умовах нормального падіння хвилі звука складаючі переміщення тонкої оболонки уздовж вісі циліндру будуть рівні нулю, тому маємо -

$$\omega^2 \rho V + \frac{\partial^2 V}{\partial \beta^2} + \frac{1-\sigma}{2} \frac{\partial^2 V}{\partial x^2} + \frac{\partial W}{\partial \beta} = 0;$$

$$\omega^2 \rho \cdot W + \frac{\partial V}{\partial \beta} + c^2 \nabla^2 \nabla^2 W + W + c_1 [W(x_0, \beta, t) - U(t)] \delta(x - x_0) = -\frac{1-\sigma^2}{EL} R^2 P_0(\nu, \beta, t),$$

де ρ - щільність матеріалу оболонки; ∇^2 - бігармонічний оператор; c_1 - const - коефіцієнт пружності пружини.

Ці рівняння, як і більш точні, мають симетричну структуру, що знаходиться у згоді з теоремою Ветті про взаємність робіт. Вони відрізняються від точних тим, що з моментних членів, маючих множник $c^2 - h^2 (4R^2)^{-1}$, в них утриман лише один член $c^2 \nabla^2 \nabla^2 W$. Решта, як дуже малі, не чинять істотного впливу на внутрішні сили і моменти оболонки і тому відкинуті.

Останній додаток у лівій частині другого з рівнянь уведен для опису дії на оболонку пружної в'язі, на котрій висить внутрішній циліндр. Дельта-функція Дірака $\delta(x - x_0)$ дозволяє вказати місце прикладення сили пружності пружини, тобто у положенні x_0 . Сила пружності пропорційна її деформації, яка визначається відніманням переміщень верхнього $W(x_0, \beta, t)$ і нижнього $U(t)$ кінців пружини. Положення довільної точки M середньої поверхні радіуса R визначається координатами x і β , які являють собою безрозмірні координати, з котрих β буде, очевидно, вимірюватися центральним кутом (мал. 2).

Розглядання більш простого випадку - коли вплив хвилі тиску на внутрішній циліндр здійснюється тільки через пружну в'язь - дає рівняння руху у вигляді

$$M \frac{d^2}{dt^2} [U(t) - W(x_0, \beta, t)] + c_1 [U(t) - W(x_0, \beta, t)] = 0,$$

де M - маса внутрішнього циліндру; $u(t)$ - переміщення циліндру уздовж вісі Y . Додавши ще два кінематичних співвідношення

$$u(0) - W(x_0, \rho, 0) = \ell = \ell(x_0, \rho); \quad \frac{d}{dt} [u(t) - W(x_0, \rho, t)]_{t=0} = 0$$

маємо задачу Коші для функції

$$[u(t) - W(x_0, \rho, t)] \quad , \quad \rho_1 -$$

$$u(t) - W(x_0, \rho, t) \stackrel{\text{def}}{=} \frac{1}{\rho_1} f(x_0, \rho, t).$$

Для циліндру кінцевих розмірів, тобто при $0 < x < L$, граничні умови мають вигляд

$$V|_{x=0} = V|_{x=L} = 0; \quad W|_{x=0} = W|_{x=L} = \frac{\partial^2 W}{\partial x^2}|_{x=0} = \frac{\partial^2 W}{\partial x^2}|_{x=L} = 0$$

і дозволяють знайти двохточечне рішення системи рівнянь пружної оболонки, якщо переміщення елементу поверхні оболонки представити у вигляді

$$V = \sum_{m=-\infty}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} V_{mn} \exp(im\rho) \cdot \sin \frac{n\pi x}{L};$$

$$W = \sum_{m=-\infty}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} W_{mn} \exp(im\rho) \cdot \sin \frac{n\pi x}{L},$$

де m і n являють собою кількість півхвиль згибу зовнішньої пружної оболонки уздовж бічної утворювальної циліндру та у площині шпангоуту відповідно. Це дає можливість знайти закон поступального руху внутрішнього рухомого циліндру у вигляді

$$u(t) = \ell \cos \sqrt{\frac{c_1}{M}} t +$$

$$\sum_{m=-\infty}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\bar{\omega}_\rho^2 - m^2 - \frac{1-\sigma}{2} \left(\frac{n\pi}{L}\right)^2}{m^2 + \left[\bar{\omega}_\rho^2 - m^2 - \frac{1-\sigma}{2} \left(\frac{n\pi}{L}\right)^2\right] \left\{ (\bar{\omega}_\rho^2 + 1) + e^2 \left[\left(\frac{m}{2}\right)^2 + \left(\frac{n\pi}{L}\right)^2 \right]^2 \right\}}$$

$$\begin{aligned}
 & \times \frac{1}{\pi L} \left\{ \left(\sin \frac{\pi x_0}{L} \right) \int_0^{2\pi} f(x_0, \rho, t) \exp(-im\rho) d\rho + \right. \\
 & \left. + [1 - (-1)^n] \int_0^{2\pi} \frac{1}{2} P_0 \sum_{m_1=0}^{\infty} \varepsilon_{m_1} (-1)^{m_1} y_{m_1}(kz) [\exp(im\rho) + \exp(-im\rho)] \right\} \times \\
 & \times \exp(im\rho) \cdot \sin \frac{\pi x_0}{L},
 \end{aligned}$$

$$\text{де } P(\rho, \beta) = P_0 \exp(ikz \cos \beta) = P_0 \sum_{m_1=0}^{\infty} \varepsilon_{m_1} (-1)^{m_1} y_{m_1}(kz) \cdot \cos m_1 \beta;$$

k - хвильове число.

Аналіз збудженого руху внутрішнього циліндру при дії акустичної хвилі тиску показує, що при формах уздовжніх коливань зовнішньої оболонки з номерами $n = \frac{L}{x_0}$ внутрішній циліндр не буде рухатись у поперечній площині, а при $n = \frac{L}{2x_0}$ - навпаки, буде мати максимальні відхилення від стану рівноваги. Це означає, що у першому випадку через точку кріплення внутрішнього циліндру проходять вузли уздовжньої згибної хвилі зовнішньої оболонки, а у другому - пучності.

У тому випадку, коли має місце рівняння

$$\omega^2 \rho^2 - m^2 - \frac{1-\sigma}{2} \left(\frac{\pi r}{L} \right)^2 = 0$$

виникає явище взаємного знищення впливу уздовжніх та поперечних коливань зовнішньої оболонки на динаміку внутрішнього циліндру. Так, наприклад, коли $n = 1$, а $m = 6$ уздовжня форма прагне перемістити точку кріплення пружної в'язі вгору відносно

початкового (ненапруженого) стану (пунктирна лінія), а поперечна - донизу, таким чином частково компенсуються дії одної та іншої (мал. 3).

Особливо слід зупинитись на можливості виникнення у цій механічній системі резонансних явищ, коли амплітуда коливань внутрішнього циліндру при акустичному збудженні стрімко підвищується. Резонансні частоти у цьому разі визначаються рівняннями

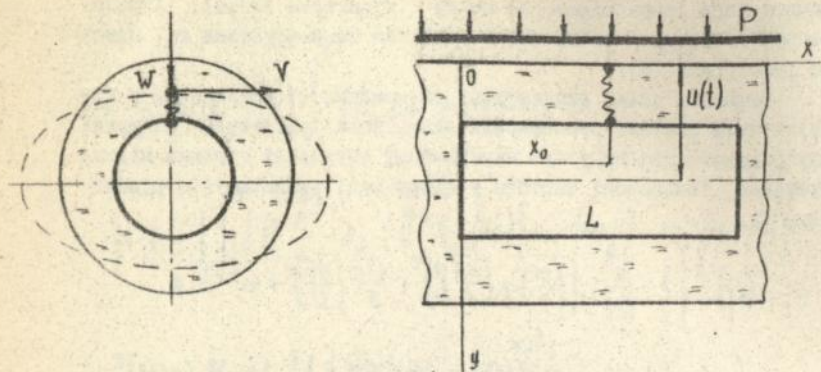
$$\begin{aligned} \tilde{\omega}_p = (2\rho)^{-\frac{1}{2}} & \left\{ \left\{ -\frac{h^2}{4R^2} \left[\left(\frac{m}{\rho}\right)^2 + \left(\frac{n\pi}{L}\right)^2 \right]^2 + \frac{1-\sigma}{2} \left(\frac{n\pi}{L}\right)^2 + m^2 - 1 \pm \right. \right. \\ & \left. \pm \left\{ \frac{h^2}{4R^2} \left[\left(\frac{m}{\rho}\right)^2 + \left(\frac{n\pi}{L}\right)^2 \right]^2 + \frac{1-\sigma}{2} \left(\frac{n\pi}{L}\right)^2 \right\}^2 \left\{ \frac{h^2}{4R^2} \left[\left(\frac{m}{\rho}\right)^2 + \left(\frac{n\pi}{L}\right)^2 \right]^2 + \right. \right. \\ & \left. \left. \left. + \frac{1-\sigma}{2} \left(\frac{n\pi}{L}\right)^2 + m^2 + 3 \right\}^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{2}}. \end{aligned}$$

Аналіз показує, що ніші форми уздовжніх коливань зовнішньої оболонки практично не чинять впливу на значення величин резонансних частот, а от поперечні коливання, починаючи в четвертій формі ($m = 4$), все в більшому ступені чинять цей вплив, за винятком випадку, коли $m = 0$ і поперечні коливання відсутні. Збільшення амплітуди коливань внутрішнього циліндру буде виникати за рахунок синфазного переміщення точки кріплення пружної в'язі до зовнішньої оболонки в уздовжньому (n -форми) та поперечному (m -форми) напрямках і рухомого внутрішнього циліндру.

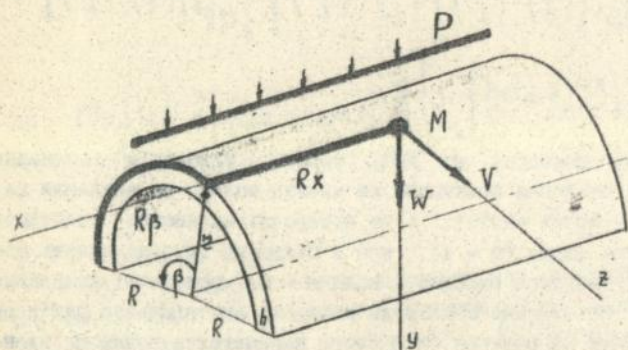
Розмірковуючи аналогічно, можна встановити закон руху елементів поверхні пружно-акустичної оболонки. У рамках прийнятих спрощуючих припущень закон руху можна представити у вигляді рядів Фур'є -

$$V = \sum_{m=-\infty}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} V_{mn} \exp(im\rho) \cdot \sin \frac{n\pi x}{L};$$

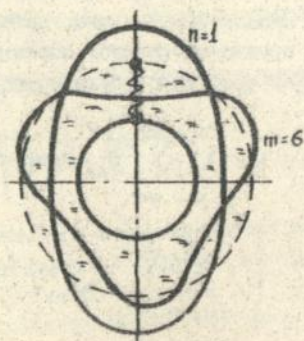
$$W = \sum_{m=-\infty}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} W_{mn} \exp(im\rho) \cdot \sin \frac{n\pi x}{L},$$



Мал. 1.



Мал. 2.



Мал. 3.

де

$$V_{mn} = -im \frac{F_{mn}}{\Delta_{mn}} ;$$

$$W_{mn} = \left[\bar{\omega}^2 - m^2 - \frac{1-\sigma}{2} \left(\frac{n\pi}{L} \right)^2 \right] \frac{F_{mn}}{\Delta_{mn}} ;$$

$$\Delta_{mn} = m^2 \left[\bar{\omega}^2 - m^2 - \frac{1-\sigma}{2} \left(\frac{n\pi}{L} \right)^2 \right] \left\{ (\bar{\omega}^2 + 1) + c^2 \left[\left(\frac{m}{a} \right)^2 + \left(\frac{n\pi}{L} \right)^2 \right]^2 \right\} ;$$

$$F_{mn} = \frac{1}{\pi L} \left\{ \left(\sin \frac{n\pi x_0}{L} \right) \int_0^{2\pi} f(x_0, \rho, t) \exp(-im\rho) d\rho + \right. \\ \left. + [1 - (-1)^n] \int_0^{2\pi} p(\rho, \rho) \exp(-im\rho) d\rho \right. .$$

У другій главі дисертаційної роботи викладаються принципи побудови багатоцільових механічних моделей взаємодії плоских елементів конструкцій з акустичними полями, формулюються основні припущення і граничні умови на поверхні та по контуру кріплення пластин. Викладається механізм проходження звукової хвилі тиску крізь пласку однорідну ізотропну панель, пористу пластину - з порами, відкритими з боку падаючої хвилі, та з порами, відкритими з обох сторін, крізь плоскопаралельну перепону з пружним прошарком і пружним матеріалом, котрий примикає до пластин.

Аналіз збудженого руху, рівно як і задачі синтезу плоских огорожуючих конструкцій провадиться з позицій обратної задачі динаміки. Універсальність підходу дозволяє провадити необхідні узагальнення, з одного боку, та якісно встановлювати суттєвість результатів - з іншого.

Досліди показують, що в багатьох важливих для практики випадках в області частот, які знаходяться нижче граничної $f_{гр}$, умови закріплення пластини не чинять впливу на її динаміку, і,

не порушуючи об'єктивності картини взаємодії, можна не приймати до уваги граничні умови по контуру кріплення пластини і вважати її необмеженою по розмірам (це ж твердження виходить також з раніше прийнятого припущення по шарнірне з'єднання сумісних торцевої та бічної поверхностей внутрішнього рухомого циліндру). Основними граничними умовами будемо вважати розподіл параметрів на граничній поверхні, тобто на межі середовища з податливим (деформуємим) тілом - пластиною. За такі умови будемо вважати рівність нормальних до поверхні швидкостей руху тіла і середовища, а також тиску. Це відповідає умові безвід'ємності взаємодії між ними.

При побудові математичної моделі взаємодії будемо виходити із слідуєчих припущень: лінійні елементи пластини, перпендикулярні до її серединної поверхні, при деформації залишаються прямими і встановлюються по нормалі до скривленої серединної поверхні; у серединній поверхні не виникають деформації подовження чи адвигу; деформації пластини при згибі залишаються малими і відповідають закону Гука.

Питання проходження звуку крізь дві пластини, не з'єднані між собою, розглядалися А.Лондоном, а більш загальна теорія впливу звуку на складені конструкції викладена, наприклад, у роботах В.І.Заборова, Є.Л.Шендерова та ін.

Якщо на пластину під кутом θ до її нормалі падає хвиля звукового тиску

$$P_1 = P_{10} \exp i \left\{ \omega t - k_0 \left[(z + \delta) \cos \theta + y \sin \theta \right] \right\}$$

то в останній генерується вібрація вигляду

$$W = \rho^{-1} P_{10} \exp i (\omega t - k_0 y \sin \theta - \varphi) \cdot \left[\rho_1 \mu_1 \exp i \varphi_1 + \rho_2 \mu_2 \exp i \varphi_2 \right],$$

де ρ - щільність матеріалу; P_{10} - амплітуда тиску у падаючій хвилі; $k_0 = \omega c^{-1}$ - хвильове число; 2δ - товщина пластини; z, y - координати уздовж нормалі та довжини пластини; c - швидкість звуку; $\rho_1, \rho_2, \mu_1, \mu_2$ - коефіцієнти.

Структура згибного руху пластини при акустичному навантаженні має достатньо складний характер. Так, на деяких частотах має місце суперпозиція декількох форм коливань, на інших - модуляція основної згибної хвилі іншою періодичною функцією, яка

має вигляд биття, що відповідає проходженню резонансних областей.

При дифузному падінні звукової хвилі згінні коливання пластини будуть підсумовуватися для усіх значень кутів θ , тобто, щоб одержати закон одномірних згінних коливань достатньо провести усереднення по Перису. Внаслідок цього маємо

$$W_{\text{диф}} = 2 \int_0^{1,5 \frac{\pi}{16}} W \cos \theta \sin \theta d\theta$$

Величина згінних коливань з ростом кута θ зменшується по експоненційному закону при збільшенні частоти ω .

Механізм проходження акустичної хвилі тиску крізь пористу пластину, як і у попередньому випадку, розглянутий з позицій обратної задачі динаміки.

Проходження звуку крізь пористе огороження уперше було розглянуто Релеєм, а потім Дрейзенем. Скелет перешкоди Релей вважав нерухомим, а канали у матеріалі наскрізними і перпендикулярними до поверхні пластини. Подалі було зважено рух жорсткого скелету як системи з одним ступенем свободи. При цьому взаємодія скелету перешкоди з повітрям у порах не враховувалась. Припускалося також нормальне падіння хвилі тиску до поверхні пластини.

Якщо пори відкриті з боку падаючої хвилі, то збуджений рух пластини описується виразом

$$W = P_{10} p_1 p_3^{-1} \exp i \left\{ \omega t - k_0 \left[(z+\delta) \cos \theta + y \sin \theta \right] + (\psi_1 - \psi_3) \right\} \cdot \left[1 - p_1 p_2^{-1} \exp i (2\delta k_0 \cos \theta - \psi_1 + \psi_2) \right],$$

де $\psi_1, \psi_2, \psi_3, p_1, p_2, p_3$ - коефіцієнти; 2δ - товщина пластини; P_{10} - тиск у падачій хвилі; $k = \omega c^{-1}$.

Амплітуда згінних коливань пластини зменшується з ростом кута падіння хвилі тиску по експоненційному закону при збільшенні частоти ω .

У тому випадку, коли має місце пласко-паралельна перешкода, наприклад, з дискретно-безперервним прошарком, то більш легкі елементи конструкції виявляються і більш чутливими до

акустичного збудження, що служить ілюстрацією закону мас.

Взаємодія акустичної хвилі тиску з плоско-паралельною перешкодою розглянута на механічній моделі у вигляді двох акустично однорідних пластин, поверхні яких паралельні між собою. Щоб спростити розв'язання задачі не приймалися до уваги уздовжні в'язі (в'язі адвигу) між ними, а розглядалися лише поперечні в'язі, які з'єднують пластини і заважають зміні відстані між ними згідно з законом Гука. Уперше в такій постановці задача розрахунку складового стержню була розв'язана А.Р.Жанціним, а подалі В.І.Заборовим для складової арки.

Веручи до уваги, що напружений і деформований стан пластин постійної жорсткості описується рівняннями згибу тонкої пружної ізотропної пластини, коливальний рух плоско-паралельної перешкоди можна записати у вигляді

$$\begin{aligned} \nabla^4 \frac{\partial^4 W_1}{\partial t^4} & \left[(D_1 m_1^{-1} + D_2 m_2^{-1}) \nabla^8 + k (m_1^{-1} + m_2^{-1}) \nabla^4 \right] \frac{\partial^2 W_1}{\partial t^2} + k (m_1 m_2)^{-1} (D_1 + \\ & + D_2) \nabla^8 W_1 + D_1 D_2 (m_1 m_2)^{-1} \nabla^{12} W_1 = (m_1 m_2)^{-1} (D_2 \nabla^8 q_1 + m_2 \nabla^4 \frac{\partial^2 q_1}{\partial t^2} + \\ & + k \nabla^4 q_1 + k \nabla^4 q_2); \\ \nabla^4 \frac{\partial^4 W_2}{\partial t^4} & + \left[(D_1 m_1^{-1} + D_2 m_2^{-1}) \nabla^8 + k (m_1^{-1} + m_2^{-1}) \nabla^4 \right] \frac{\partial^2 W_2}{\partial t^2} + k (m_1 m_2)^{-1} (D_1 + \\ & + D_2) \nabla^8 W_2 + D_1 D_2 (m_1 m_2)^{-1} \nabla^{12} W_2 = (m_1 m_2)^{-1} (D_2 \nabla^8 q_1 + m_2 \nabla^4 \frac{\partial^2 q_1}{\partial t^2} + \\ & + k \nabla^4 q_1 + k \nabla^4 q_2), \end{aligned}$$

тут 2δ - товщина пружного прошарку, а об'єм, займаєий пружними в'язями, передбачається набагато меншим об'єму повітряного проміжку між пластинами.

Закон згинних коливань другої пластини має вигляд

$$W_2 = P_{10} (S_1 S_2 - k^2)^{-1} \exp i \left[\omega t - k_0 y \sin \Theta - k_0 \left(z + \frac{h_1}{2} \right) \cos \Theta \right] \times$$

$$\times \left\{ k + [(k+S_1)B_4 + k B_2] \exp i(2k_0 z \cos \Theta) + [(k+S_1)A_3 + k B_2] \exp i(k_0 h_1 \cos \Theta) - S_1 A_5 \exp i[k_0 (h_1 + h_2 + 2\delta) \cos \Theta] \right\},$$

де

$$B_2 = \rho_2 \exp i\psi_2; \quad A_3 = \rho_3 \exp i\psi_3; \quad B_4 = \rho_4 \exp i\psi_4; \quad A_5 = \rho_5 \exp i\psi_5;$$

$$\rho_2 = \rho_0 (S_1 - S_2) \cos \Theta; \quad \rho_3 = \rho_0 (k + S_1)^{-1} \left\{ k^2 \bar{\omega}^2 z_0 + [k(S_1 S_2 - k^2) + (S_1 - S_2)]^2 \cos^2 \Theta \right\}^{\frac{1}{2}};$$

$$\rho_4 = \rho_0 (k + S_1)^{-1} \left[4 \bar{\omega}^2 z_0^2 + (S_1 - S_2)^2 \cos^2 \Theta \right]^{\frac{1}{2}};$$

h_i - товщина пластин.

Як свідчать досліди, більш легкі пластини стрімкіше розгойдуються хвилею тиску і можуть бути при певних умовах акустично проворими.

Урахування геометричних розмірів пластини дозволило уточнити структуру її згибного руху при акустичному навантаженні, встановити умови виникнення просторово-частотного та неповного просторово-частотного резонансів, конкретизувати умови виникнення локальних напружень.

Області просторово-частотних резонансів пластин при акустичному впливі визначаються резонансом по частоті ($\bar{\omega} = \bar{\omega}_{mn}$) з одночасним точним збігом просторового розподілу тиску у падаючій хвилі уздовж пластини з однією з форм її власних коливань ($e_n = e \sin^{-1} \Theta$) і відповідає області хвильового збігу з граничною частотою, приблизно рівною граничній частоті

$$f_{rp \text{ на}} \approx f_{rp} = \frac{E^2}{\pi^2} \sqrt{\frac{M}{D}}$$

і не залежний від її геометричних розмірів.

Величина згибу плоскої перешкоди під дією звукової хвилі тиску в умовах просторово-частотного резонансу при інших рівних умовах у 10^7 разів більша, ніж при частотному резонансі, причому найбільші значення спостерігаються на першій формі, а кількість локальних екстремумів дорівнює добутку числа півхвиль згибу по двом ортогональним напрямкам. Неповний просторово-частотний резонанс займає проміжне положення.

У третій главі дисертації на зразках серійно виготовляемого промисловістю датчика кутових швидкостей типу ДУСУ2-БАС, призначених для використання в літальних апаратах тривалої дії і виконаних також у вигляді поліагрегатної системи в двох коаксіальних колових циліндрів, розмежованих важкою хлор- чи фторорганічною рідиною, виконане широке коло досліджень - експериментально встановлено вплив на похибки показань ДУСУ звукових полів високої інтенсивності, вище 150 дБ, запропоновані моделі розрахунку динамічної взаємодії ДУСУ з акустичним випромінюванням, синтезовані ефективні засоби компенсації впливу звукових полів.

Мінімальним значенням рівня акустичного тиску для приладів типу ДУСУ, як показали досліди, можна вважати 152 дБ. При такому рівні звукового тиску систематична похибка датчика кутової швидкості є мінімальною і становить 0,015 град/с. Нижче цього рівня систематична похибка ДУСУ не спостерігалася у діапазоні частот 0...1000 Гц.

Щоб оцінити ступінь впливу сил інерції Коріоліса на похибки ДУСУ при акустичному навантаженні, виконувалась також реєстрація його вихідного сигналу при вимкненому гіромоторі. З'ясувалось, що тільки у діапазоні частот 520...550 Гц ДУСУ має практично ту ж величину похибки, що дає підставу для висновку про демпфуючі властивості карданового підвісу. Сили ж інерції Коріоліса, певно, погіршують цю властивість.

Досліди показали також, що оточуюча "поплавок" рідина не

виконує захисних функцій при акустичному навантаженні високої інтенсивності і, таким чином, гіроскоп потребує "акустичного комфорту".

Максимальну похибку при звуковому впливі інтенсивності 165 дБ ДУСУ має на частоті 800 Гц, що відповідає "помилковій" кутовій швидкості $\Delta\omega = 0,6$ град/с.

Як в'язувалося, самими небезпечними виявляються переміщення пружної поверхні "поплавок" у місці кріплення піввісей гіромотора у напрямку утворюючої циліндра (мал. 4), причому, найбільш несприятливий випадок - протифазний рух місць кріплення піввісей. Він призводить до виникнення кутової швидкості збудженого руху ротора

$$\omega_B = \frac{U^*}{R},$$

де R - відстань до центру підвісу; U^* - коливальна швидкість поверхні оболонки у напрямку утворюючої.

Наявність кутової швидкості ω_B призводить до появи гіроскопічного моменту $\vec{M}_r = \vec{H} \times \vec{\omega}_B$, який намагається сполучити вектори кінетичного моменту \vec{H} та $\vec{\omega}_B$, що призводить до повороту рамки приладу відносно вихідної вісі на деякий кут, котрий і буде пропорційним "хибній" кутовій швидкості, тобто похибці виміру ДУСУ

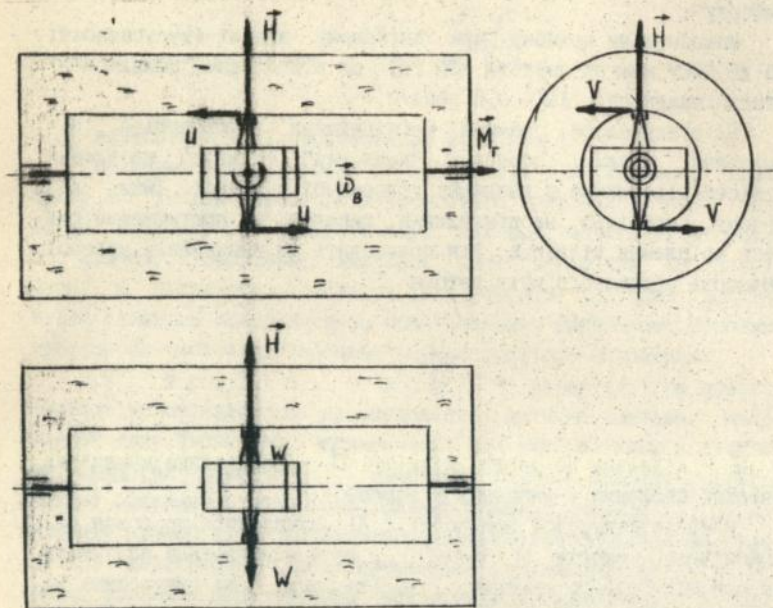
$$\beta_y = -\frac{H\omega_B}{c} = -\frac{y_0 \Omega}{c} \cdot \frac{U^*}{R} = -\frac{2H}{cR} P_{10} (\omega^2 \pi \mu_2 \varepsilon)^{-1} \exp(ikz) \sum_{n=0}^{\infty} \varepsilon_n i^n L_n \left[\beta_n \times \right. \\ \left. \times H_n^{(1)}(\mu_2 z) \cdot (z_s^{(1)} + z_s^{(2)} + z_n) \right]^{-1} \cos n\psi,$$

де ε_n , L_n - коефіцієнти; H_n - функції Ганкеля; c - коефіцієнт жорсткості пружини.

У випадку інтегруючого гіроскопу ця формула дозволяє виявити систематичний ухил β_y гіроскопу, якщо замість коефіцієнта "с" ввести коефіцієнт демпфірування "b".

Внаслідок того, що "поплавок" під дією акустичної хвилі переміщується ще і поступально (його величина буде обмежена розмірами люфта підшипників приладу), то це переміщення "поплавка" буде учиняти додатковий тиск $N = M \ddot{\chi}(t)$ на опори вихідної

вісі 1, тим самим, збільшувати сухе тертя. Це в свою чергу приведе до росту вони застою прилада.



Мал. 4.

Похибка виміру ДУСУ буде визначатися виразом

$$\beta_T = \frac{M_a}{c} = f \frac{Nz}{c},$$

де z - радіус підшипника; f - коефіцієнт тертя ковзання.

Сумарна похибка датчика кутових швидкостей, яка обумовлена акустичним впливом, буде визначатися формулою

$$\beta_a = \beta_y + \beta_T = -\frac{H}{c} \bar{\omega}_b + \frac{M_a}{c} =$$

$$= -\frac{2H}{\rho R} P_{10} (\bar{\omega}^2 \mu_2 e)^{-1} \exp(ikz) \sum_{n=0}^{\infty} \epsilon_n i^n L_n \left[\beta_n H_n^{(1)}(\mu_2 z) \cdot (z_s^{(1)} + z_s^{(2)}) \right]$$

$$+ z_n \Big]^{-1} \cos n\varphi + f \frac{Nz}{c}$$

Перша складова похибки β_y може бути класифікована як методична, а друга β_T - як інструментальна, тому що призводить до збільшення сил сухого тертя.

Ця класифікація визначає і можливі шляхи ліквідації цих похибок - відповідно схемними рішеннями і конструкторсько-технологічними.

Реалізація першого шляху може бути здійснена, наприклад, за допомогою двохканального методу автокомпенсації, чи примусовим обертанням карданового підвісу навколо вісі, паралельної вектору кінетичного моменту \vec{H} . Перший метод одержав розвиток у працях В.М.Петрова, В.П.Демиденка, А.О.Одинцова та ін., другий - у працях О.Ю.Ішлінського, Л.І.Каргу, В.П.Ільчанінова та ін.

Двохканальна автокомпенсація впливу звукових навантажень досягається шляхом прямого використання принципу двохканальності В.М.Петрова і полягає у застосуванні в даному випадку двох зв'язаних електромеханічно гіроскопів з однаковою схемою підвісу, але з різнообертальними роторами, так, щоб мало місце рівняння

$$\vec{H}_1 \approx -\vec{H}_2$$

Як виявилось, ця схема дозволяє лише осереднити миттєві значення похибки ДУСУ, спричинені акустичним впливом.

Метод примусового обертання підвісу гіромотора дозволяє амодулювати періодичною функцією часу типу $\sin \omega t$ збуджуючі моменти на вихідній вісі і авести до нуля похибки ДУСУ у середньому за період обертання $T = \frac{2\pi}{\omega}$. Застосування цієї схеми дало позитивні результати.

Таким чином, для зменшення впливу акустичних навантажень високої інтенсивності на поліагрегатні гіроскопічні бортові прилади можуть бути рекомендовані деякі види автокомпенсаційних схем, які знайшли використання для боротьби із зовнішніми впливами іншої фізичної природи і пройшли апробацію з позитивним ефектом при звукових та ультразвукових частотах навантаження.

У ч е т в е р т і й г л а в і розглянуті питання фізичного моделювання потужного акустичного випромінювання високої інтенсивності (вище 150 дБ) і сталого рівня - білого

шуму. Відлий шум, як відомо, небезпечний тим, що генерує у елементах конструкції безліч форм коливань, у тому числі і резонансних.

У практиці досліджень властивостей механічних систем, які працюють в умовах інтенсивного акустичного збудження, вітчизняними та зарубіжними вченими досягнуті певні успіхи. Розроблені методики розрахунку наближених механічних моделей та деяких типів уточнених моделей. Однак, ці розрахунки мають оціночний характер з великою часткою випадковості і тому не можуть дати дійсної картини впливу акустичного випромінювання на бортову апаратуру. Визначаючим і остаточним по достовірності в нинішній час все ж залишається експериментальний дослід акустичної надійності виробів на спеціально обладнаних випробувальних стендах.

При виборі джерела акустичного випромінювання до нього ставляться такі вимоги - високий коефіцієнт корисної дії, простота налагодження і використання, достатні можливості формування звукового поля потрібного структурного складу.

Вільності цих вимог, особливо по першому (і головному) параметру, задовольняють сирени як найбільш дешеві і економічні генератори аеродинамічного шуму із самим високим ККД - від 4 до 40%. За об'єкт дослідів і вибрано роторні пневматичні сирени.

До теперішнього часу не зроблені у повному об'ємі розрахунки сирен, які були б доведені до інженерних рішень. Не зроблено порівняльний аналіз властивостей однороторних і багатороторних конструкцій, не розв'язані являючі практичний інтерес задачі оптимізації і, зрештою, зовсім не досліджене питання впливу на роботу сирени кінематичного і вібраційного збуджень з боку основи.

Узагальненню вже існуючих відомостей, систематизації методики розрахунку і проектування сирен, відкриттю нових особливостей і властивостей присвячена четверта глава дисертації. Разом з тим, тут не формується задача проблемного вирішення питання створення звукового поля за допомогою сирен, а лише розглянуті деякі аспекти теорії і практики, котрі, на думку автора, либонь потребують серйозного доробітку, либонь до цього часу зовсім не знайшли відображення в дослідях вчених.

Механічна модель роторної сирени являє собою два колових

диски з радіальними віконцями, один з котрих - ротор - рухомий, а інший - статор - нерухомий і жорстко кріпиться до корпусу сирени. Потік повітря під тиском поступає в камеру сирени, а потім, проходячи через вікна, переривається обертаючимся ротором і створює звукові коливання середовища.

Приймаючи розміри дисків малими у порівнянні з довжиною хвилі, вважаємо акустичний процес підпорядкованим лінійним рівнянням.

Функція модуляції повітряного потоку $f(t)$ буде практично повторювати геометрію вікон ротора і, тому, може бути зображена у вигляді періодичної квазі трапецеїдальної функції з періодом $T = \frac{2\pi}{\omega}$, де ω - кутова швидкість обертання ротора.

Щоб забезпечити випадковий характер розподілу вікон по колу диска ротора, вони наносяться по остаточному циклічному квадратичному ланцюговому коду.

Припустимо для спрощення, що функція $f(t)$ періодична і парна. Тоді вона може бути зображена у вигляді розкладу в ряд

$$f(t) = \sum_{i=1}^s \left\{ \rho \frac{f_0}{2m} + \frac{4m\rho f_0}{\pi |m\omega t_0 - \pi|} \sum_{n=1}^{\infty} n^{-2} \sin\left(n \frac{m\omega t_0 - \pi}{2m}\right) \sin\left(\pi \frac{n}{2m}\right) \times \cos n\omega \cdot (t - t_i) \right\},$$

де s - кількість вікон на статорі; m - кількість місць на роторі; f_0 - висота імпульсу; ρ - кількість одиничних імпульсів на протязі періоду T ; $t_i = \frac{\psi_i}{\omega}$; ψ_i - кут між віконом статора і базовою лінією.

Задача оптимізації (у плані побудови білого шуму) зводиться до рішення рівняння

$$\begin{aligned} \frac{\partial A_n}{\partial n} &= \frac{1}{\pi} f_0 \sum_{k=1}^p \lambda_k \left[B_n^2 + C_n^2 \right]^{-\frac{1}{2}} \left(2B_n \frac{\partial B_n}{\partial n} + 2C_n \frac{\partial C_n}{\partial n} \right) = \\ &= f_0 \sum_{k=1}^p \lambda_k \frac{1}{2\pi} \left\{ \left[\sum_{i=1}^s \sum_{n=1}^{\infty} n^{-1} \sin\left(\pi \frac{n}{m}\right) \cos n\psi_i \right]^2 + \left[\sum_{i=1}^s \sum_{n=1}^{\infty} n^{-1} \sin\left(\pi \frac{n}{m}\right) \times \right. \right. \\ &\left. \left. \times \sin n\psi_i \right]^2 \right\} \sum_{i=1}^s \sum_{n=1}^{\infty} i n^{-2} \sin\left(2\pi \frac{n}{m}\right) \left[\pi \frac{n}{m} - t_g\left(\pi \frac{n}{m}\right) \right] = 0, \end{aligned}$$

де A_n - амплітуда спектру n -ї гармоніки.

Поставлена задача розв'язується, якщо кількість місць $m = 276$.

Очевидно, що зміни структури спектра генеруемого сиреною звуку можуть бути досягнуті шляхом усіляких сполучень функцій модуляції - трапецеїдальної, трикутної та інших форм, реалізація котрих може бути забезпечена за допомогою, наприклад, ааслінки, яка управляється програмним пристроєм.

Двох- і трьохроторні сирени не мають переваги перед однороторними у плані насиченості спектру, але значно підсилюють деякі гармоніки. Тому, в залежності від розв'язуваних задач, можуть бути використані як ті, так і інші. При цьому слід пам'ятати про зростання енергоємності сирени пропорційно кількості роторів.

Аналізуючи роботу сирени, як правило, питання забезпечення її нормального функціонування обмежується статичною і динамічною балансуванням роторів. Поза увагою залишаються такі аспекти, як вплив руху місця установки на характеристики генератора звуку. До них можна віднести низькочастотне кутове і поступальне переміщення основи, вібрацію корпусу, обертання Землі, тощо. Актуальність цієї задачі зростає у зв'язку з маючою місце тенденцією збільшення кутової швидкості обертання ротора сирени.

Проілюструємо сказане на слідуючій механічній моделі. Хай вісь ротора сирени спрямована паралельно полуденній лінії. Тоді вертикальна складова кутової швидкості Землі

$$\vec{\omega}_1 = \vec{\omega}_3 \sin \varphi$$

де φ - широта місця, буде спричиняти до появи гіроскопічного моменту

$$\vec{M}_r = J \vec{\omega} \times \vec{\omega}_1,$$

який прагне встановити вісь власного обертання ротора паралельно до вектора $\vec{\omega}_1$. Це, у свою чергу, призводить, з одного боку, до перекосу дисків ротора і статора і, як наслідок, до викрив-

лення функції модуляції, з іншого, - до додаткових зусиль на підшипники. Перекіс дисків призводить до тертя їх поверхонь, а також до збільшення непродуктивних витрат повітря і енергії.

Величина переміщення кінцівок вертикального діаметру диску ротора виражається виразом

$$S \approx r \sin \alpha,$$

де α - кут відхилення вісі ротора від початкового положення;
 r - радіус диску ротора.

В $\cos \alpha$ разів зменшується при цьому ефективна площа вікон і, як наслідок цього, зменшується рівень генеруемого сиреною шуму

$$\Delta P = 20 \lg \left(1 - \frac{f_{\min}}{f_{\max}} \right), \text{ дБ}$$

Подібно цьому можна встановити і ступінь впливу низько-частотної качки та вібрації місця установки на функціональні параметри сирени.

У п"ятій главі дисертаційної роботи наводяться результати експериментальних дослідів деяких типів серійно виготовляємих промисловістю виробів у поліагрегатному виконанні при звукових впливах високої інтенсивності (150...165 дБ), рекомендовані ефективні засоби звукоізоляції, а також розглядаються питання прогнозування акустичної надійності механічних систем.

До цього часу в інженерній практиці шумоізоляції полів високої інтенсивності знайшли впровадження ті ж методи і засоби, що і у випадку акустичних полів середнього та низького рівнів. Однак, ефективність і універсальність цих методів досить низькі. Так, наприклад, пасивні методи мають цілий ряд істотних недоліків, а перспективні автокомпенсаційні методи вовсім не знайшли застосування.

Разом з тим, силове акустичне навантаження спричиняє до якісно нового стану багатьох елементів конструкції і виробів у цілому. Деякі з них знаходяться у стані знаковмітних обернених деформацій, інші зазнають напружень, котрі перевищують при-

пустимі значення, треті - зовсім не можуть нормально функціонувати.

Відомі пристрої для проведення іспитів виробів в акустичних камерах, які представляють собою у різних технічних виконаннях ревербераційні, стоячих та бігучих хвиль, а також заглушені конструкції. Однак вони не можуть вдовольнити вимогам, які пред'являються до створення, поперше, полів високої інтенсивності - вище 150 дБ з необхідним спектром розподілу звукової енергії по частоті. Крім того, специфіка експлуатації, наприклад, гіроскопічної бортової апаратури також висуває ряд неординарних вимог по розміщенню, кріпленню і т.п. випробуємих виробів в акустичній камері.

Досвід таких іспитів дозволяє систематизувати техніку проведення експерименту і сформулювати методикку досліджень, котра, звичайно, не може бути єдино можливою.

Практика експлуатації виробів на рухомих об'єктах підтверджує необхідність проведення робіт по встановленню ступеню акустичної стійкості приладів та елементів конструкції відносно полів високої інтенсивності, вище 150 дБ. Однак, стени, які дозволяють проведення таких робіт, є достатньо великою рідкістю внаслідок складності як у виготовленні, так і в експлуатації.

Тому виникає проблема прогнозування акустичної стійкості виробів по їх реакції на зовнішнє збуджуюче навантаження іншої фізичної природи, але легко реалізуєме в умовах лабораторії чи дослідного або серійного виробництва, з одного боку, і маючого ту ж природу виявлення, що і акустичний вплив, - з іншого боку.

У ролі такого, природно, розглянути вібраційний вплив, але змоделювавши його просторову структуру. В дисертації запропоновані деякі технічні виконання таких пристроїв і наведено порівняльний аналіз динамічних властивостей механічних систем при звуковому та вібраційному збудженні в метю встановлення правомочності такої заміни.

Порівняльний аналіз динамічних властивостей, наприклад, серійно виготовляемого промисловістю датчика кутових швидкостей типу ДУСУ при акустичному навантаженні інтенсивності 163 дБ і вібраційному (трьохкомпонентна вібрація) з прискоренням столу вібробуджувача 1 g довів, що у діапазоні частот

0...1000 Гц абсолютна величина систематичної похибки виміру ДУСУ має практично схожу структуру.

Запропоновано і апробовано перфорований екран оригінальної конструкції у вигляді двох коаксіальних колових металічних циліндрів, із котрих внутрішній суцільний, а зовнішній має на бічній поверхні уздовжні, а на торцевій - радіальні прорізи заданих типорозмірів. Цей пристрій дозволяє знизити рівень звукового тиску у заданій частині об'єму в 165 дБ до 115 дБ, тобто на 50 дБ, і створити тим самим "комфортні" умови для роботи приладів командно-вимірювального комплексу.

Цей пристрій є більш ефективним, ніж широко впроваджені шумопоглинаючі мастики, основним недоліком котрих є наявність необерненого погіршення функціональних параметрів під час тривалих температурних та вібраційних впливів.

Як ефективні методи боротьби проти впливу звукових полів високої інтенсивності, зокрема, на гіроскопічні прилади, запропоновані два - двохканальний та метод примусового обертання опор карданова підвісу навколо вісі, паралельної до вектора кінетичного моменту гіроскопа.

Перший метод - двохканальний - полягає у використанні двох зв'язаних електромеханічно однакових різнообертаючихся гіроскопів. Можливість автокомпенсації впливу зовнішнього акустичного збудження реалізується у цій схемі створенням двох структурно однорідних каналів для здобуття двох функціонально однакових проявлень збуджуючого впливу, відрізняючихся тільки знаком. Як показали дослідження, цей метод дозволяє лише осередити миттєві значення похибки ДУСУ при акустичному навантаженні.

Другий метод - примусового обертання опор - дозволяє звести до нуля вплив акустичного випромінювання високої інтенсивності у середньому за період обертання T . Цей факт має просте пояснення: примусовим обертанням опор ДУСУ здійснюється модуляція періодичною функцією типу $\sin \omega t$ збуджуючого моменту на вихідній вісі гіроскопа і, тим самим, ліквідація його систематичної складової.

ВИСНОВОК

Проведені автором теоретичні та експериментальні дослідження, результати котрих наведені в дисертаційній роботі, доз-

воляють узагальнити досягнення науки у цій галузі знань, уточнити деякі, вже наявні відомості про взаємодію акустичних полів з механічними системами, а також одержати нові, оригінальні результати аналізу пружно-в'язких поліагрегатних структур. Головний зміст одержаних результатів полягає у наступному.

1. Сформульовані принципи побудови моделей взаємодії механічних систем з акустичними полями і визначене коло прикладних задач аналізу і синтезу динамічних систем з оптимальними звуко- та віброізоляційними властивостями.

2. Розроблені методи розрахунку поліагрегатних систем у вигляді сукупності конструктивних елементів з рідинних, твердих та газоподібних тіл, які дозволяють на якісно вищому рівні розв'язувати задачі оптимізації пружно-в'язких властивостей механічних систем.

3. Виявлені закономірності формування хвильових полів у механічних системах і накреслені проблемні напрямки досліджень, коли ці закономірності стають вирішальними в точки зору працездатності цих систем.

4. Узагальнено досвід досліджень і створена необхідна наукова основа для проектування динамічних систем з оптимальними звуко- і віброізоляційними властивостями. Наведено якісний аналіз виникаючих хвильових процесів і обґрунтована необхідність їх урахування в позицій працездатності виробів. Робота є основою для формування принципово нового підходу до вирішення прикладних задач динаміки механічних систем.

5. Вперше експериментальним шляхом проведена якісна і кількісна оцінка хвильових явищ у поліагрегатних механічних структурах.

6. Синтезовані ефективні засоби звукоізоляції і компенсації впливу хвильових збуджень у механічних системах. Сформульовані інженерні рекомендації по оптимізації пружно-в'язких властивостей механічних систем при звукових та ультразвукових частотах навантаження.

7. Уточнені деякі аспекти розрахунку і проектування генераторів потужного акустичного випромінювання у вигляді роторних пневматичних сирен. Звернено увагу на необхідність урахування впливу кінематики місця їх установки на основні функціональні параметри сирен. Розв'язана задача оптимізації спектру гене-

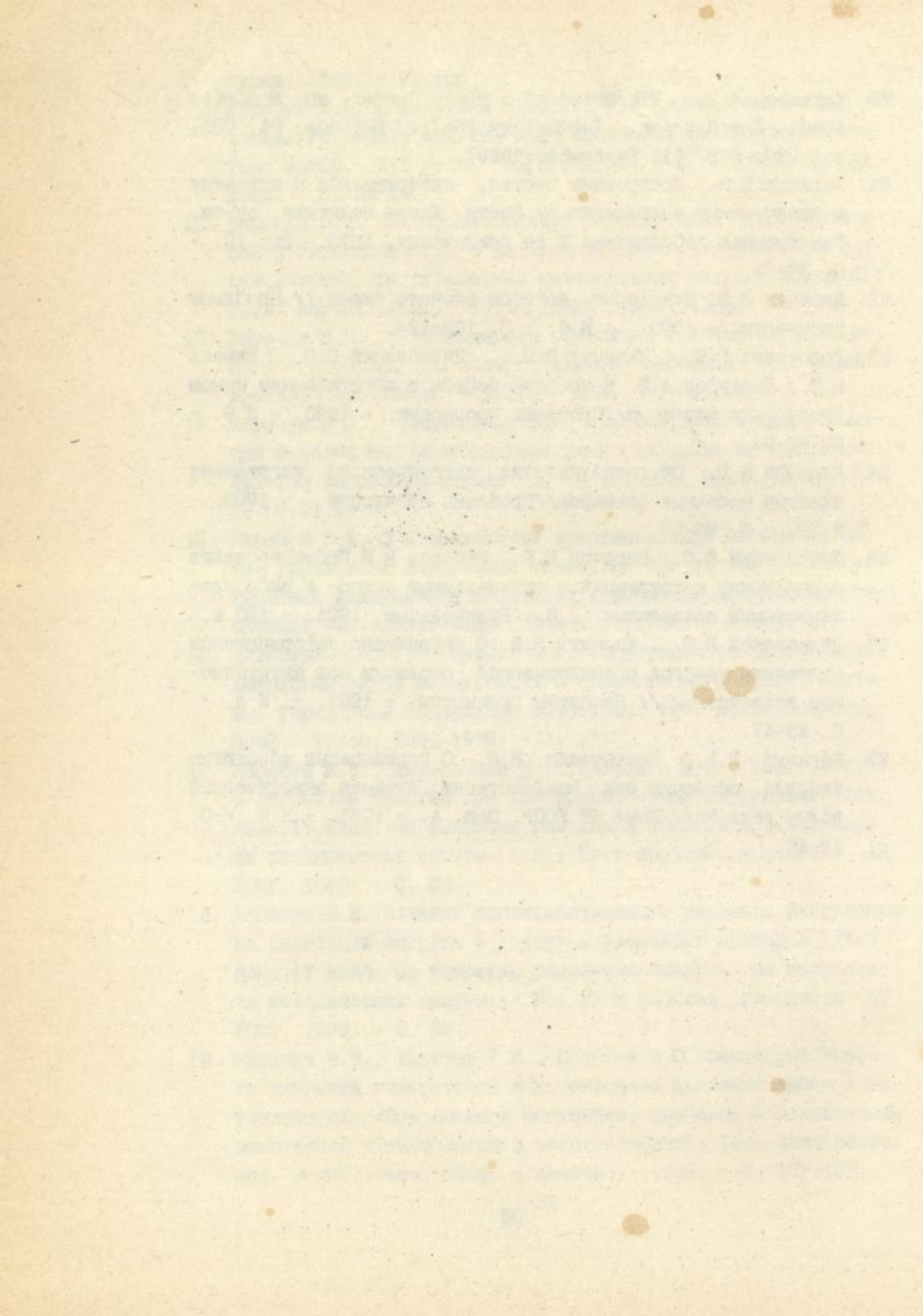
руемого сиреною звуку.

Головний зміст дисертації викладено у наступних публікаціях.

1. Карачун В.В., Дидковский В.С., Кузьменко А.В. О влиянии звуковых возмущений на колебания многослойной пластинки// Проблемы прочности. - 1984. - N 9. - С. 94-96.
2. Карачун В.В., Дидковский В.С. О реализуемости условий инвариантности в схемах со структурной избыточностью//Вестн. Харьк.политехн. ин-та. Техническая кибернетика и ее прил., 1987. - N 240. Вып. 7. - С. 40-43.
3. Карачун В.В. О рассеянии энергии при колебаниях двухслойных пластин//Рассеяние энергии при колебаниях механических систем. - К.: Наукова думка, 1985. - С. 161-164.
4. Карачун В.В. Колебания пористых пластин под действием акустических возмущений // Прикл. механика. - 1986. - 22, N 3. - С. 43-46.
5. Карачун В.В. Об одномерных изгибных колебаниях двухслойной пластины в поле избыточного давления//Вестн. Киев.политехн. ин-та. Приборостроение. - 1986. - Вып. 16. - С. 8-9.
6. Карачун В.В., Дидковский В.С., Юдин О.Н. Приспособление для испытания изделий на многокомпонентную вибрацию на однокомпонентном вибровозбудителе. АС N 1335828. Выл. изобр. N 33 от 07.09.87.
7. Карачун В.В. О колебаниях пластин при акустическом нагружении//Прикл.механика. - 1988. - 24, N 11. - С: 84-91.
8. Дидковский В.С., Карачун В.В., Пелипенко Г.Н., Юдин О.Н. Учет рассеяния энергии при вынужденных колебаниях дискретно-непрерывных систем//Проблемы прочности.- 1988. - N 6.- С. 86-90.
9. Голованев Ю.М., Карачун В.В., Дидковский В.С. Экспериментальные исследования вибрационной надежности изделий на однокомпонентном вибровозбудителе//Прочность материалов и элементов конструкций при звуковых и ультразвуковых частотах нагружения: Тез.докл. Всесоюзной конф. (Киев. 7-8 декабря 1988 г.). - С. 76.
10. Карачун В.В., Дидковский В.С., Базась Н.Ф. О звукоизоляции с помощью пористых материалов//Прочность материалов и элементов конструкций при звуковых и ультразвуковых частотах нагружения: Тез.докл.Всесоюзной конф. - К.: Наукова

- думка, 1988. - С. 100.
11. Карачун В.В. О динамике пластины при акустическом нагружении//Рассеяние энергии при колебаниях механических систем: Матер. XIV респ. научн. конф. - К.: Наукова думка, 1985. - С. 39-45.
 12. Карачун В.В. Экспериментальные исследования виброустойчивости гироскопического датчика угловых скоростей//Рассеяние энергии при колебаниях механических систем: Матер. XIV респ. научн. конф. - К.: Наукова думка, 1985. - С. 308.
 13. Карачун В.В. О напряженном состоянии подвеса двухстепенного гироскопа при поступательной вибрации основания//Проблемы прочности. - 1989. - N 6. - С. 101-104.
 14. Карачун В.В., Дидковский В.С. Приспособление для испытания изделий на многокомпонентную вибрацию на однокомпонентном вибровозбудителе. АС N 1619092. Вулл. изобр. N 1 от 07.01.91.
 15. Карачун В.В. О погрешностях чувствительных элементов систем управления подвижными объектами при интенсивных акустических возмущениях //Системы управления подвижными объектами: Тез. докл. конф., Томск. - 1989. - С. 22.
 16. Дидковский В.С., Карачун В.В. Об автокомпенсации влияния некоторых видов механического силового нагружения//Системы управления подвижными объектами: Тез. докл. Всесоюзн. конф., Томск: ТПИ, 1989. - С. 17.
 17. Карачун В.В., Дидковский В.С., Ковалев М.С., Христов Г.П. О рассеянии энергии при пространственном нагружении//Тез. докл. IV конф. по вопросам рассеяния энергии при колебаниях механических систем. - К.: Ин-т проблем прочности АН УССР, 1989. - С. 53.
 18. Карачун В.В. Влияние пространственного силового нагружения на рассеяние энергии в упругих элементах приборов //Тез. докл. IV конф. по вопросам рассеяния энергии при колебаниях механических систем. - К.: Ин-т проблем прочности АН УССР, 1989. - С. 52.
 19. Карачун В.В., Христов Г.П., Ковалев М.С. Некоторые вопросы динамики генераторов акустического давления высокой интенсивности//Современное состояние, проблемы и перспективы энергетики и технологии в энергостроении: Тез. докл. Всесоюзн. научн.-техн. конф. - Иваново, 1989. - С. 127-128.

20. Karachun V.V. - Vibration of a plate under an acoustic load. Engineering, Technology Applied Science: PA, USA, vol. 20, N 37 (11 September 1989).
21. Карачун В.В. Построение систем, инвариантных к силовому механическому нагружению // Вестн. Харьк. политехн. ин-та. Техническая кибернетика и ее приложения, 1990. - Вып. 10. - С. 37-39.
22. Карачун В.В. Некоторые вопросы расчета сирен // Проблемы прочности. - 1990. - N 5. - С. 123-124.
23. Голованев Ю.М., Карачун В.В., Дидковский В.С., Вазаз Н.Ф., Бовдуган А.В. К вопросу борьбы с акустическим шумом пассивными методами // Проблемы прочности. - 1990. - N 9. - С. 92-94.
24. Карачун В.В. Об особенностях акустического нагружения пластин конечных размеров // Проблемы прочности. - 1990. - N 10. - С. 93-96.
25. Дидковский В.С., Карачун В.В., Заборов В.И. Проектирование ограждающих конструкций с оптимальными звуко- и виброизоляционными свойствами. - К.: Будивельник, 1991. - 120 с.
26. Дидковский В.С., Карачун В.В. О напряженно-деформируемом состоянии упругой цилиндрической оболочки при акустическом воздействии // Проблемы прочности. - 1991. - N 4. - С. 43-47.
27. Карачун В.В., Мартыненко В.С. О перемещении абсолютно твердой оболочки под воздействием внешней акустической волны давления // Докл. АН УССР. Сер. А. - 1991. - N 3. - С. 42-45.



463555

403555

АВ 28.262