

РОЗРАХУНОК ПРУЖНИХ В'ЯЗІВ ЛАФЕТНОГО ВІБРАЦІЙНОГО СТВОЛА

Розглянуто методику розрахунку пружних в'язів ресорної підвіски лафетного вібраційного ствола. Отримано залежності для визначення діаметра дроту сталевій циліндричній пружини та кількості її витків в залежності від амплітуди коливань і статичної осадки пружини. Результати роботи можуть бути використанні при розробленні конструкції лафетного вібраційного ствола для заданих тактико-технічних вимог.

Сучасний стан проблеми. Для подачі компактного або розпиленого струменя рідини у вогнище пожежі в більшості випадків використовують пожежні ручні та лафетні стволи, які приєднуються до напірного патрубку. Наприклад, довжина водяного компактного струменя для ручних пожежних стволів коливається в межах від 28 м до 32 м, [1] а розпиленого з кутом факелу 60° - до 12 м. Для лафетних стволів, внаслідок збільшення діаметру насадки, ці довжини приблизно збільшуються в 2...2,5 рази. Але це не дає в більшості випадків значної ефективності пожежегасіння, тому що компактний струм однонитковий, тобто його дія на вогнище пожежі у вигляді точкового гасіння, а розпилений факел в більшості випадків використовується для осадження продуктів горіння. Тому з метою удосконалення та підвищення ефективності процесу гасіння пожежі на підставі аналізу існуючих методів і технічних засобів пожежегасіння у Львівському інституті пожежної безпеки була розроблена конструкція лафетного вібраційного ствола[2], яка набагато збільшує ефективність пожежегасіння за рахунок збільшення площі покриву вогнища при значній силі напору компактного струменя. Наприклад, при встановленні ствола під кутом $10...15^\circ$ довжина коловогвинтового струменя досягає 30...35 м з площею покриву 28 м^2 .

Конструкція лафетного вібраційного ствола зображена на рис. 1. Лафетний вібраційний ствол складається з опорної основи 1, на якій за допомогою шарнірного з'єднання

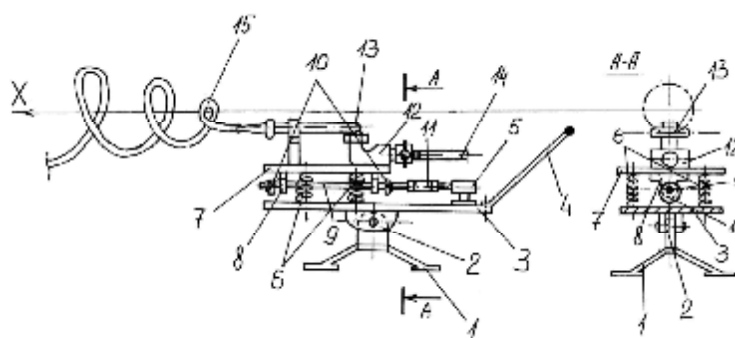


Рис. 1. Лафетний вібраційний ствол.

2 закріплена нерухома основа вібраційного стола 3 і з якою з'єднана ручка керування 4. До нерухомої основи вібраційного стола 3 за допомогою ресорної підвіски 6 приєднується верхня частина стола 7, яка в процесі роботи лафетного ствола вібує. З нижньої сторони стола 7 закріплено на підшипникових опорах 8 вал дисбалансів 9 з дисбалансами 10, який отримує обертовий рух через еластичну муфту 11 від приводу 5, що розміщений на нерухомій основі вібраційного стола 3. На верхній частині стола 7 закріплено приймальний корпус 12 зі стволом 13, до приймального корпуса 12 під'єднується напірний патрубок 14.

Лафетний вібраційний ствол працює таким чином. При обертанні дисбалансів 10 від приводу 5 навколо своєї осі X (рис. 1) виникає відцентрова сила, яка і приводить в колиний рух стіл 7 разом зі ствомом 13, який жорстко закріплено на ньому. Якщо жорсткість ресорної підвіски 6 буде однаковою в вертикальній та горизонтальній площинах, то стіл 7 при обертанні дисбалансів 10 буде виконувати колові коливання навколо осі X, що і дає можливість створити при виході зі ствола 13 під тиском компактного струменя рідини 15 його коловий рух з переміщенням по гвинтовій лінії вздовж осі X.

Зміною жорсткості ресорної підвіски 6 у горизонтальній або вертикальній площинах лафетного вібраційного ствола можна досягти еліпсогвинтового руху компактного струменя рідини 15 вздовж осі X.

Одним з основних елементів конструкції лафетного вібраційного ствола є ресорна підвіска 6 (пружні в'язи), яка може бути виготовлена у вигляді сталевих циліндричних пружин або ресор, від вибору конструктивних чинників яких залежить якісна робота ствола.

Мета роботи. Розробити методику розрахунку пружних в'язів (ресорної підвіски) лафетного вібраційного ствола.

Розрахунок пружних в'язів. Сумарна жорсткість c_{Σ} пружних в'язів лафетного вібраційного ствола визначає власну частоту його коливань [3]

$$c_{\Sigma} = \frac{F}{f} = p^2 m, \text{ Н/м} \quad (1)$$

де F – навантаження на пружні елементи підвіски; f – деформація підвіски (пружини) під дією сили F ; p – власна частота коливань вібруючого верхнього стола 7 (рис. 1) разом зі ствомом, які закріплені до підвіски; m – маса частин лафетного ствола, яка коливається.

Згідно залежності (1) збільшення жорсткості пружних в'язів приводить до підвищення власної частоти коливань. На підставі результатів досліджень [3] встановлено, що для вібраційних устаткувань найкраще використовувати зарезонансний режим роботи, для якого $p < \omega$, де ω – кутова швидкість вала дисбалансів. Для задоволення цієї умови рекомендовано при проектуванні вібраційних устаткувань приймати співвідношення власних і вимушених коливань в межах $(p^2/\omega^2) = 0,4 \dots 0,6$. Тоді рівняння (1) можна записати так

$$c_{\Sigma} = \left[\frac{p^2}{\omega^2} \right] \omega m = (0,4 \dots 0,6) \omega m, \text{ Н/м.} \quad (2)$$

За умовою рівноваги нижньої частини пружини ресорної підвіски визначаємо, що у довільному перерізі витка діють крутний момент $T = 0,5FD$, де D – середній діаметр пружини, та поперечна сила $F = mg$, які спричиняють відповідно кручення та зріз витка. Нехтуючи кутом підйому витків α , який для більшості пружин менший ніж $10 \dots 12^\circ$, а також напруженнями зрізу від поперечної сили, напруження кручення витків можна визначити за виразом

$$t = \frac{TK}{W_p} = \frac{8FDK}{pd^3}, \quad (3)$$

де $F = c_{\Sigma}(A_{\max} + f)$; A_{\max} – максимальна амплітуда коливань в напрямлені осі пружини; $f = mg/c_{\Sigma}$ – статична осадка пружини від ваги вібруючої частини лафета; $K = 1 + \frac{1,4}{C}$ – кое-

фіцієнт, що враховує кривизну витків; $C = D/d$ – індекс пружини ($C = 4...12$), який залежить від діаметра d витків (дроту) пружини (для збільшення податливості індекс C приймають якомога більшим) [4]; $W_p = \frac{pd^3}{16}$ – полярний момент опору перерізу витка.

Умову міцності витків пружини на основі виразу (3)

$$t = \frac{8c_{\Sigma}(A_{\max} + f)KC}{pd^3} \leq [t], \quad (4)$$

де $[t]$ – допустимі напруження кручення витків пружини; в середньому для пружинних сталей $[t] = 370...400$ МПа.

Потрібний діаметр дроту пружини із умови міцності витків пружини на основі виразу (4) буде

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{8c_{\Sigma}(A_{\max} + f)KC}{p[t]}}. \quad (5)$$

При розрахунках значенням A_{\max} задаються в межах 5...20 мм в залежності від тактико-технічних вимог до лафетного вібраційного ствола, тобто в залежності від необхідної площі покриття вогнища пожежі кологовинтовим компактным струменем рідини. Наприклад, при $A_{\max} = 5$ мм і розміщенні ствола у горизонтальному положенні на висоті 2 м від поверхні землі при робочому тиску рідини 400 кПа довжина кологовинтового струменя знаходиться в межах 20...23 м з кінцевим радіусом $R_{\text{кінц}} = 2$ м, тобто площею покриву приблизно 12,5 м². При збільшенні A_{\max} довжина кологовинтового струменя зменшується, але збільшується площа покриву.

Діаметр дроту пружини дає змогу визначити середній та зовнішній D_3 діаметри пружин:

$$D = Cd; D_3 = D + d. \quad (6)$$

Число робочих витків пружини можна визначити за залежністю

$$i = \frac{Gd^4}{8(A_{\max} + f)D^3}, \quad (7)$$

де G – модуль пружності при зсуві матеріалу пружини (для сталі $G = 8 \cdot 10^4$ МПа).

Повне число витків пружини i_n буде

$$i_n = i + (1,5...5). \quad (8)$$

Висновки

1. Розроблена методика обґрунтованого вибору конструктивних чинників пружинних в'язів ресорної підвіски лафетного вібраційного ствола.

2. Отримана залежність для визначення діаметра дроту пружини із умови міцності витків пружини дає можливість враховувати максимальну амплітуду коливань ствола та статичну осадку пружини від ваги вібруючої частини лафета.

3. Представлені залежності та рекомендації дають можливість в повній мірі розробити оптимальну конструкцію лафетного вібраційного ствола в залежності від необхідних тактико-технічних вимог до його роботи в заданих умовах.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Пожарная техника. В 2 ч. Ч. 1. Пожарно-техническое оборудование / А.Ф. Иванов, П.П. Алексеев, М.Д. Безбородько и др. – М МПК⁷ А62С31/28.: Стройиздат, 1988. – 408с.

2. Пат. України, МПК⁷ А62С31/28 / Козяр М.М., Гуліда Е.М., Панів Я.В., Павлюк Ю.Е. Лафетний вібраційний ствол. Заявл. 09.10.03.

3. Бабичев А.П., Зеленцов Л.К., Самодурский Ю.М. Конструирование и эксплуатация вибрационных станков для обработки деталей. – Ростов: Изд-во Ростовского университета, 1981. – 160 с.

4. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. К.: Вища школа, 1993. – 557 с.