**Вікович Ігор Андрійович. Моделі і методи розрахунку коливальних процесів у мобільних машинах з начіпними функціональними елементами: дис... д-ра техн. наук: 05.02.09 / Національний ун-т "Львівська політехніка". - Л., 2004**

|  |  |
| --- | --- |
| |  | | --- | | **Вікович І.А. Моделі і методи розрахунку коливальних процесів у мобільних машинах з начіпними функціональними елементами – Рукопис.**  Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.02.09 – динаміка та міцність машин.- Національний університет “Львівська політехніка”.-Львів, 2004.  Уперше на основі комплексного підходу з використанням загальних принципів механіки і сучасних обчислювальних методів розроблено ефективний аналітично-числовий метод розрахунку коливальних процесів у мобільних машинах з начіпними функціональними елементами, встановленими на маятникових підвісках, з урахуванням руху рідини в ємностях, деформування грунту, нелінійних згинних коливань начіпних елементів з прикріпленими до них дірчастих трубопроводів.  Розроблено уточнений метод розрахунку вільних і вимушених згинно-крутильних коливань стрижнів з урахуванням депланації поперечних перерізів. Проведено розрахунок на міцність та здійснено оптимізацію основних елементів конструкцій мобільних машин для хімічного захисту. Обгрунтовано рекомендації щодо оптимального вибору геометричних, кінематичних і жорсткістних параметрів мобільних машин з начіпними функціональними елементами. | |
| |  | | --- | | 1. На основі аналізу літературних джерел встановлено, що важливим напрямком підвищення ефективності роботи мобільних машин з начіпними функціональними елементами, зокрема обприскувачів, є зменшення амплітуди коливань начіпної штанги відносно горизонтального положення, що сприяє підвищенню якості обприскування та експлуатаційної надійності штанги. Для розв’язування цієї проблеми необхідним є застосування комплексного підходу на єдиній методологічній основі, який ґрунтується на одночасному проведенні розрахунку коливань мобільної машини і начіпної штанги, встановленої на маятниковій підвісці, з урахуванням розсіяння енергії в матеріалі, руху рідини в ємності, деформування грунту, згинних коливань, прикріпленого до начіпної штанги дірчастого трубопроводу, і впливу цих коливань на рівномірність осадження краплин препарату на оброблювану поверхню. 2. Розроблені принципово нові розрахункові схеми, математичні моделі та ефективний аналітично-числовий метод розрахунку коливань мобільних машин з начіпними функціональними елементами у поздовжньо і поперечно-вертикальній площинах з урахуванням руху рідини в ємності та податливості грунту, які дають змогу здійснювати всебічний аналіз коливальних процесів, забезпечувати стійкість руху і плавність ходу машини. Визначено оптимальні режими роботи мобільних машин для характерних випадків кінематичного збурення коливань. 3. Встановлено, що відчутний вплив коливань рідини у частково заповненій прямокутній ємності на стійкість руху і плавність ходу мобільної машини має місце при заповненні рідиною в межах 0,25 – 0,75 її місткості. Для реальних умов експлуатації мобільних машин коефіцієнт динамічності при визначенні горизонтальної гідродинамічної сили удару рідини об стінку ємності сягає 2,4 – 2,7, причому вона зростає із збільшенням висоти наповнення рідиною, довжини ємності, пришвидшення машини, а також частоти кінематичного збурення. 4. Розроблена методика розрахунку коливань начіпних штанг, встановлених на маятникових одношарнірних і А, V, Ж-подібних багатошарнірних підвісках та на маятниковій підвісці з криволінійною опорною поверхнею, яка дає змогу добирати раціональні геометричні, кінематичні й жорсткістні параметри підвісок і начіпних штанг з метою зменшення амплітуди їх коливань, підвищення якості обприскування, зменшення внутрішніх зусиль у тримких металоконструкціях. 5. Встановлено, що амплітуди кутових відхилень начіпних штанг, встановлених на маятникових підвісках, зменшуються із збільшенням їх довжини, коефіцієнтів в’язкого тертя в шарнірах, частоти кінематичного збурення, маси штанги і зростають із збільшенням довжини маятників, амплітуд вертикальних й кутових збурень машини, зумовлених рельєфом грунту. Оптимальними виявились довжина маятників 0,25 м, та довжини штанг відповідно 10 м і 21 м для одношарнірної і Ж-подібної підвісок. 6. На основі варіаційного принципу уперше розв’язана задача про згинні коливання пружного стрижня, жорстко з’єднаного з кінематично збуреним маятником. Одержано змішану систему інтегро-диференціальних рівнянь, розв’язки яких побудовано у вигляді розкладу за степенями малого параметра із застосуванням подвійних рядів Фур’є і Беселевих функцій першого роду. Для такого класу задач розвинуто теорію параметричних коливань і визначено межі нестійкості. Межа нестійкості виникає при співвідношенні частоти кінематичного збурення до подвоєної частоти вільних коливань маятника, рівному одиниці, а параметричний резонанс наступає при амплітуді вертикального збурення точки підвісу маятника, рівній 0,25 м. 7. Встановлено, що кінематично збурені коливання стрижня, жорстко з’єднаного з маятником, з урахуванням рівномірно розподіленої маси стрижня вздовж його довжини можна розглядати як суперпозицію вільних коливань. Амплітуда коливань визначається початковими умовами та супровідними коливаннями з частотою вільних коливань, амплітуди яких залежать від закону руху точки підвісу маятника і кутових відхилень рами машини та від вимушених коливань з амплітудами, пропорційними зміні відстаней точок стрижня до його середини з частотами вимушеної сили. 8. Розроблено уточнений метод розрахунку вільних та вимушених згинно-крутильних коливань консольного стрижня сталого поперечного перерізу з урахуванням депланації поперечних перерізів. Побудовано характеристичне рівняння для вільних згинно-крутильних коливань консольного стрижня в нульовому і першому наближенні за степенями малого параметра з використанням функції впливу Коші. Доведена збіжність, використаного для досліджень вимушених згинно-крутильних коливань стрижнів, степеневого ряду за допомогою побудованої мажоранти та розглянуто часткові випадки підсумовування рядів, які є елементами матриці–функції Коші. Одержані при цьому послідовні частинні похідні вектор-функції Коші за початковим параметром є узагальненням функцій Крилова на двовимірний випадок. 9. Розроблено методологію розрахунку та здійснено оптимізацію багатосекційної штанги обприскувача. Одержано залежності амплітуди згинних коливань крайньої секції начіпної штанги обприскувача від її жорсткістних параметрів та побудовано карти рівнів в околі мінімуму амплітуди коливань краю начіпної штанги. 10. Сформована на основі варіаційного принципу математична модель нелінійних згинних коливань фермово-решітчастої конструкції з урахуванням розсіяння енергії в матеріалі, поперечних зсувів, інерції поворотів поперечних перерізів, а також взаємодії тримкої конструкції з пружно прикріпленим до неї дірчастим трубопроводом, наповненим рідиною із змінною швидкістю руху та змінним тиском, дає змогу досліджувати динамічні явища у начіпних штангах обприскувачів і раціонально добирати їх геометричні, кінематичні та жорсткістні параметри. 11. Теоретично встановлено і експериментально підтверджено, що найбільша нерівномірність розподілу препарату по полю при штанговому обприскуванні є на краях штанги, причому, із збільшенням частоти або амплітуди коливань зростає нерівномірність осаду препарату. Має місце обернена пропорційна залежність між щільністю розподілу препарату та швидкістю руху начіпних елементів штанги. 12. Розроблено принципово нові конструкції підвісок начіпних штанг обприскувачів з покращеними стабілізуючими характеристиками, які захищені трьома патентами і трьома рішеннями на видачу деклараційних патентів на винаходи. 13. Якісний і кількісний збіг теоретичних та експериментальних результатів визначення частот коливань начіпних штанг і амплітуд коливань осей маятникових підвісок підтверджує правомірність та ефективність розроблених розрахункових схем і математичних моделей, а також запропонованої інженерної методології визначення динамічних навантажень конструкцій мобільних машин. Розходження між теоретичними та експериментальними значеннями частот не перевищує 7%, а між відповідними значеннями амплітуд коливань – 11%. Одержані науково-прикладні результати можуть бути використані для оптимального проектування сучасних штангових обприскувачів і вироблення рекомендацій щодо підвищення міцності, надійності та раціональних режимів їх роботи. | |