

კაკი წერეთლის სახელმწიფო უნივერსიტეტი

ხელნაწერის უფლებით

ლექავა მიხეილი

სასოფლო-სამეურნეო წარმოების პირობებში მომუშავე მსუბუქი ავტომობილების
საიმედოობის გაზრდა ვერტიკალური ვიბრაციის შემცირებით

სპეციალობა: 05.20.03 –სასოფლო-სამეურნეო ტექნიკის ექსპლუატაცია, აღდგენა და
რემონტი

ტექნიკის მეცნიერებათა კანდიდატის
სამეცნიერო ხარისხის მოსაპოვებლად წარმოდგენილი

დ ი ს ე რ ტ ა ც ი ა

სამეცნიერო ხელმძღვანელი: კაკი წერეთლის სახელმწიფო უნივერსიტეტის

პროფესორი, ტექნიკის მეცნიერებათა დოქტორი,
საქართველოს საინჟინრო აკადემიის
წევრ-კორესპონდენტი თამაზ რუსაძე

ქუთაისი

2006

შ ი ნ ა ა რ ს ი

შესავალი.

1. ავტომობილის ვერტიკალური ვიბროდატვირთულობის კვლევისადმი მიძღვნილი შრომების მოკლე მიმოხილვა. კვლევის მიზანი და ამოცანები.
 - 1.1. ავტომობილის ვიბრაციაზე პნევმატიკური სალტეების გავლენა.
 - 1.2. გზის მიკროპროფილის მხრიდან ავტომობილის ძარაზე შემფოთებების გადაცემის კვლევის მეთოდები.
 - 1.3. მოკლე დასკვნები პირველი თავის მიხედვით.
 - 1.4. კვლევის მიზანი და ამოცანები.
2. ავტომობილის “სალტე-წინა საკიდარი-ძარა” სისტემაში ვიბრაციების ანალიზური კვლევა.
 - 2.1. მექანიკური იმპედანსების მეთოდის ძირითადი დებულებები.
 - 2.2. პნევმატიკური სალტეების ძვრადობათა მექანიკური მახასიათებლების გაანგარიშება.
 - 2.3. სალტის ანალოგიური ელექტრული მოდელი.
 - 2.4. ავტომობილი МОСКВИЧ-2140-ის რხევითი სისტემის ”სალტე წინა საკიდარი-ძარა” მექანიკური ძვრადობის ანალიზი.
 - 2.4.1. ”თვლის-მორგვი-საბრუნნი დგარი” მექანიკური ძვრადობა.
 - 2.4.2. ქვედა და ზედა ბერკეტების მექანიკური ძვრადობა.
 - 2.4.3. წინა საკიდარის ზამბარის მექანიკური ძვრადობა.
 - 2.4.4. წინა საკიდარის ამორტიზატორის მექანიკური ძვრადობა.
 - 2.4.5. მსუბუქი ავტომობილის წინა კოჭი.
 - 2.5. ავტომობილის ძარაში მექანიკური ძვრადობების გაანგარიშება სალტის სარბენი ზოლის დინამიკური აგზნებისას.
 - 2.6. მოკლე დასკვნები მეორე თავის მიხედვით.
3. ავტომობილის ვიბრაციაზე სალტის დრეკად-მადემპფერებელი მახასიათებლების გავლენის ექსპერიმენტული შეფასების მეთოდები.

- 3.1. ავტომობილის სალტეების, საკიდარის და ძარას მექანიკური ძვრადობის განსაზღვრის პრინციპი.
- 3.2. პნევმატიკური სალტეების მექანიკური ძვრადობის ექსპერიმენტული შეფასების მეთოდის დამუშავება.
- 3.3. ავტომობილის "სალტე-საკიდარი-ძარა" რხევითი სისტემის ელემენტების მექანიკური ძვრადობის ექსპერიმენტული შეფასების მეთოდი.
- 3.4. საგზაო პირობებში ავტომობილის რხევებზე სალტეების გავლენის შეფასება.
- 3.5. მოკლე დასკვნები მესამე თავის მიხედვით.
- 4. "სალტე-საკიდარი-ძარა" რხევითი სისტემის ელემენტების მექანიკური ძვრადობების ექსპერიმენტული კვლევის შედეგები.**
 - 4.1. პნევმატიკური სალტეების მექანიკური ძვრადობის მახასიათებლები და მათი რხევის ფორმები.
 - 4.1.1. პნევმატიკური სალტეების პირდაპირი მექანიკური ძვრადობა.
 - 4.1.2. პნევმატიკური სალტეების გარდამავალი ძვრადობები და მათი რხევების ფორმები.
 - 4.1.3. პნევმატიკური სალტეების ზომების, ჰაერის შიგა წნევის, კორდის მასალის, ფერსოს ზომის გავლენა მათ პირდაპირ და გარდამავალ მექანიკურ ძვრადობაზე.
 - 4.1.4. პნევმატიკური სალტეების გადაცემის ფუნქციები.
 - 4.2. დიაგნალური და რადიალური კონსტრუქციის სალტეების გარდამავალი მექანიკური ძვრადობის ელექტრული მოდელირება.
 - 4.3. "სალტე-საკიდარი-ძარა" რხევითი სისტემის მექანიკური ძვრადობები.
 - 4.4. მცირე და განსაკუთრებით მცირე კლასის მსუბუქი ავტომობილების საკიდარების მექანიკური ძვრადობები.
 - 4.5. მსუბუქი ავტომობილის საკიდარის დრეკად-მადემპფერებელი კვანძი.
 - 4.6. მოკლე დასკვნები მეოთხე თავის მიხედვით.
- 5. სასოფლო-სამეურნეო წარმოების პირობებში მომუშავე მსუბუქი ავტომობილების საიმედოობის მაჩვენებლების გაზრდა და მისი ეკონომიკური შეფასება.**

- 5.1. თეორიული საფუძვლები მსუბუქი ავტომობილების საიმედოობაზე გაანგარიშებისათვის.
- 5.2. სასოფლო-სამეურნეო წარმოების პირობებში მომუშავე მსუბუქი ავტომობილების საექსპლუატაციო საიმედოობის მაჩვენებლების ანგარიში.
- 5.3. მსუბუქი ავტომობილების საიმედოობის გაზრდის ეკონომიკური ეფექტურობა.
- 5.4. მოკლე დასკვნები მე-5 თავის მიხედვით.

ძირითადი დასკვნები.
გამოყენებული ლიტერატურა.
დანართები.

შ ე ს ა ვ ა ლ ი

თემის აქტუალურობა. თანამედროვე საბაზრო ეკონომიკის პირობებში დიდი მნიშვნელობა აქვს ისეთი კონსტრუქციის მსუბუქი ავტომობილების შექმნას, რომელიც კონკურენციას გაუწევს მსოფლიო ბაზარზე არსებულ შესაბამისი კლასის ავტომობილებს.

თვლიანი სატრანსპორტო საშუალებების კონსტრუქციის სრულყოფის თვალსაზრისით აუციელებელია გაუმჯობესდეს შემდეგი საექსპლუატაციო თვისებები: ხანგამძლეობა, კომფორტულობა, მოძრაობის უსაფრთხოება, საექსპლუატაციო საიმედოობა, წვევითი და სიჩქარული თვისებები. სატრანსპორტო საშუალებების ამ თვისებებზე მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს სალტის ვიბრაციული მახასიათებლები. ხოლო ვიბრაციის დონე, რომელიც გადაეცემა ავტომობილის ძარას გზის საფარიდან სალტის საშუალებით, განიხილული უნდა იქნას მსუბუქ ავტომობილში სხვა წყაროებიდან წარმოქმნილი ვიბრაციის საერთო ფონზე, ანუ გარკვეული თანაფარდობით. ასეთი სახის ვიბრაციები წარმოიქმნება ძალური დანადგარისა (შიგა წვის ძრავა) და ტრანსმისიის მბრუნავი ნაწილების დისბალანსის შედეგად. ვიბრაციის წინააღმდეგ ბრძოლა სისტემაში “სალტე-დაკიდება-ძარა” უნდა ეფუძნებოდეს ექსპერიმენტული გამოკვლევებით მიღებული მრავალწლიან

ინფორმაციას რის შედეგადაც შეიძლება მიღებული იქნას კონკრეტული კონსტრუქციული გადაწყვეტილებები ვიბრაციის შემცირებისათვის. კერძო შემთხვევაში ვიბრაციის ეფექტური შემცირების ერთ-ერთ გზას წარმოადგენს ვიბროიზოლაციის უზრუნველყოფა ძარასა და სავალ ნაწილს შორის.

ვიბრაციის წარმოქმნისა და მისი გადაცემის პროცესის თვით სალტეში, აგრეთვე ვიბრაციის გადაცემის პროცესების შესწავლა სალტიდან ავტომობილის დაკიდების გავლით მის ძარაზე წარმოადგენს მეტად აქტუალურ საკითხს, რადგან საშუალებას იძლევა დამუშავდეს ანალიზური და ექსპერიმენტულად დასაბუთებული რეკომენდაციები, რომელიც უზრუნველყოფს სატრანსპორტო საშუალებების საექსპლუატაციო ხარისხის ამაღლებას. აქედან გამომდინარე სადისერტაციო ნაშრომის თემა: "სასოფლო-სამეურნეო წარმოების პირობებში მომუშავე მსუბუქი ავტომობილების საიმედოობის გაზრდა ვერტიკალური ვიბრაციის შემცირებით" არის აქტუალური.

კვლევის საგანი და პრობლემატიკა დაკავშირებულია ავტომობილ მოცვიჩ-2140 და BA3-2105 ექსპლოატაციის პროცესში ძარას ვიბროდატვირთულობის დიაგნოსტიკისა და კონტროლის საკითხების ანალიზურ და ექსპერიმენტულ შესწავლასთან.

კვლევის მიზანია სისტემის "სალტე-დაკიდება-ძარა" ვიბროდატვირთულობის დიაგნოსტიკისა და კონტროლის საანგარიშო-ექსპერიმენტული მეთოდების დამუშავება, სავალ ნაწილსა და ძარას შორის ვიბროიზოლაციის ეფექტური საშუალებების შექმნა.

დასმული მიზნის მისაღწევად გადაწყვეტილი უნდა იქნა შემდეგი ამოცანები:

- შეიქმნას კნევიტიკური სალტის მოდელი იმპედანსის მეთოდის ბაზაზე და ჩატარდეს რხევითი სისტემის "სალტე-დაკიდება-ძარა" ელემენტების ვიბრაციული მახასიათებლების ანგარიში;
- დამუშავდეს სალტის მექანიკური ძვრადობის შეფასების ექსპერიმენტული მეთოდი;
- გამოკვლეულ იქნას მსუბუქი ავტომობილის რხევითი სისტემის "სალტე-დაკიდება-ძარა" ელემენტების ვიბრაციული მახასიათებლები;

- მსუბუქი ავტომობილების ვიბროდატვირთულობის შემცირებისათვის შემუშავდეს შესაბამისი რეკომენდაციები.

კვლევის მეთოდები. სამუშაოში შემოთავაზებულია კვლევის საანგარიშო და ექსპერიმენტული მეთოდები, რომელიც ეფუძნება იმპენდანსური წარმოდგენის ბაზას, რომელიც საშუალებას იძლევა შესრულდეს რხევით სისტემაში “სალტე-დაკიდება-ძარა” ვიბრაციის წარმოქმნისა და გადაცემის მათემატიკური ინტერპრეტაცია. აღნიშნული სისტემის ვიბრაციული მახასიათებლების განსაზღვრისათვის გამოყენებულია თანამედროვე სასტენდო და საგზაო გამოცდების მეთოდები.

კვლევის ობიექტია მსუბუქი ავტომობილი МОСКВИЧ-2140 და BA3-2105 დაკიდებაში ვიბრაციების წარმოქმნისა და გადაცემის პროცესები.

მეცნიერული სიახლე:

- დამუშავებულია პნევმატიკური საბურავის მოდელი, რომელიც საშუალებას იძლევა ჩავატაროთ სალტის მექანიკური ძვრადობის ანალიზური კვლევა და შეფასდეს სისტემის “სალტე-დაკიდება-ძარა” მექანიკური ძვრადობის მახასიათებლები შემადგენელი ელემენტების მიხედვით;
- ელექტრული მოდელირების ბაზაზე, ელექტრომექანიკური ანალოგიის მეთოდებით დადგენილია პნევმატიკური სალტის გარდამავალი მექანიკური ძვრადობის მახასიათებლების ცვლილების კანონზომიერებები;
- სასტენდო პირობებში განსაზღვრული მსუბუქი ავტომობილის სალტისა და სისტემის “სალტე-დაკიდება-ძარა” გარდამავალი მექანიკური ძვრადობის მახასიათებლებით განსაზღვრულია დამოკიდებულება ძარას ვიბრაციის სიდიდესა და გზის შემშფოთ ზემოქმედებას შორის;
- დაკიდების ელემენტების პირდაპირი (ОЛЫ) და გარდამავალი მექანიკური ძვრადობების (БЛЫ) მახასიათებლებით დადგენილია სალტის კონსტრუქციული პარამეტრების გავლენა ძარას ვიბრაციის დონეზე.

სამუშაოს პრაქტიკული ღირებულება მდგომარეობს იმაში რომ, ის იძლევა შესაძლებლობას ანალიზურად და ექსპერიმენტულად შევაფასოთ სალტის

პირდაპირი და გარდამავალი მექანიკური ძვრადობის ხარისხი მსუბუქი ავტომობილის ძარას ვიბრაციაზე.

შემოთავაზებული პნევმატიკული სალტის მექანიკური ძვრადობის კვლევისა და რხევითი სისტემის ელემენტების ექსპერიმენტული მეთოდები საშუალებას იძლევა დავამუშაოთ რეკომენდაციები, რომელიც მიმართულია მსუბუქი ავტომობილის ძარას ვიბრაციის შემცირებისაკენ.

ამასთან მსუბუქ ავტომობილში ვიბრაციის დონის შემცირება უზრუნველყოფილია მიზანმიმართული და ტექნიკურად დასაბუთებული რეკომენდაციებით რხევითი სისტემის “სალტე-დაკიდება ძარა” ელემენტების ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლების შეთახმების გზით. აგრეთვე რეზინის ელემენტების რაციონალური მახასიათებლების შერჩევით და მისი დაყენებით ავტომობილის უფრო მეტად ვიბრაციულად დაძაბულ ადგილებში.

დაცვაზე გამოტანილი დებულებები:

- რხევითი სისტემის “სალტე-საკიდარი-ძარა” ელემენტების ვიბრაციული მახასიათებლების გაანგარიშების ანალიზური მეთოდი;
- სალტის ვიბრაციული მახასიათებლების და მათი ავტომობილის ვიბრაციაზე გავლენის შეფასების ექსპერიმენტული მეთოდი;
- მექანიკური იმპედანსის მეთოდებით რხევით სისტემის “სალტე-საკიდარი-ძარა” ელემენტების ვიბრაციული მახასიათებლების კვლევის შედეგები და მათი ანალიზი;
- ავტომობილის რხევით სისტემაში “საბურავი-საკიდარი-ძარა” ვიბრაციების შემცირებაზე მიმართული რეკომენდაციები.

სამეცნიერო შედეგების საიმედოობა და დასაბუთება:

მიღებული შედეგების საიმედოობა და დასაბუთება უზრუნველყოფილია თანამედროვე კვლევის მეთოდებით, თეორიული შედეგების ექსპერიმენტული შემოწმებით, ექსპერიმენტისა და თეორიული შედეგების იდენტურობით.

სამუშაოს შედეგების რეალიზაცია.

წარმოდგენილი სამუშაოს შედეგები გამოყენებული იქნა XCTY-C “სატრანსპორტო სისტემების” კათედრაზე სპეციალური დისციპლინების:

“ავტომობილების გამოცდა” და “ავტომობილების ტექნიკური ექსპლუატაცია” სალექციო კურსისა და ლაბორატორიული სამუშაოების ჩატარების დროს.

სამუშაოს აპრობაცია.

დისერტაციის ძირითადი დებულებები წარმოდგენილი იქნა პირველ საერთაშორისო კონფერენციაზე “ინტერტანს-2000,” (ქ.ქუთაისში: ქსტუ, 2000), “სატრანსპორტო სისტემების” კათედრის სამეცნიერო სემინარებზე 2005 და 2006 წლებში.

პუბლიკაციები. დისერტაციის თემის ირგვლივ გამოქვეყნებულია 5 სტატია და საქპატენტში შეტანილია განაცხადი გამოგონებაზე.

სამუშაოს სტრუქტურა და მოცულობა.

სადისერტაციო ნაშრომი შედგება შესავლისაგან, ოთხი თავისაგან, ძირითადი დასკვნებისაგან, გამოყენებული ლიტერატურის 109 დასახელებისაგან, დანართებისაგან. სამუშაო წარმოდგენილია მთლიანად 161 გვერდზე, მოიცავს 52 ნახაზისაგან და 2 ცხრილის.

1. ავტომობილის ვერტიკალური ვიბროდატვირთულობის კვლევისადმი მიძღვნილი შრომების მოკლე მიმოხილვა. კვლევის მიზანი და ამოცანები

1.1. ავტომობილის ვიბრაციაზე პნევმატური სალტების გავლენა

გზაზე მოძრაობისას ავტომობილი აღიქვამს შემთხვევით შემფოთობებს საგზაო ვაკისის მხრიდან. გზის პროფილი იყოფა [15,78] მაკროპროფილად (ტალღის სიგრძით 100 მ-ზე მეტი), მიკროპროფილად (10სმ-დან 100 მ-მდე ტალღის სიგრძით) (10სმ-ზე ნაკლები ტალღის სიგრძით). ნაშრომებში [12,78,82,15] დაწვრილებითაა განხილული გზის ვაკისის მაკრო და მიკროპროფილის გავლენა ავტომობილის სვლის სიმდოვრეზე. თანამედროვე ავტომობილი წარმოადგენს რთულ რხევით სისტემას, რომელიც შედგება თავისუფალი რხევების საკუთარი სიხშირეების მქონე დიდი რაოდენობის ურთიერთდაკავშირებული კვანძების, აგრეგატებისა და დეტალებისაგან. როგორც მაგალითი, ქვემოთ მოყვანილია მსუბუქი ავტომობილის ზოგიერთი კვანძისა და აგრეგატის თავისუფალი რხევების საკუთარ სიხშირეთა სიდიდეების საორიენტაციო მნიშვნელობები.

ავტომობილი საკიდარზე	1...2 ჰც
ავტომობილის შეურესორებელი მასები	5...13 ჰც
ძრავა საკიდარზე	5...30 ჰც
ძალოვანი გადაცემის მღუნავი რხევების პირველი ფორმა	60...150 ჰც
სალტეები	50...200 ჰც
კაბინისა და ძარას პანელები	50ჰც-ზე მეტი

შემთხვევითი შემფოთებების მოქმედებისას იძულებითი რხევების სიხშირეების თავისუფალი რხევების საკუთარ სიხშირეებთან დამთხვევა იწვევს რეზონანსულ მოვლენებს სიხშირეთა ამ ზონაში.

პნევმატიკური სალტეების ავტომობილში ვიბრაციებზე გავლენა ვლინდება, როგორც ეს აღნიშნული იყო ზემოთ, 50...200 ჰც სიხშირეების დიაპაზონში. ავტომობილის საექსპლუატაციო სიჩქარეებზე აგზნების აღნიშნული სიხშირეები გამოწვეულია საგზაო უსწორობებით 1მ-მდე ტალღის სიგრძით. პნევმატიკური სალტეების ავტომობილის რხევებზე გავლენის კვლევას მიეძღვნა რიგი ნაშრომებისა როგორც ჩვენს ქვეყანაში, ასევე საზღვარგარეთაც [1,2,3,13,18,19,38,82,83,8,85,8,87].

[16,17,18,34,35,78] ნაშრომებიდან, რომლებშიც გამოკვლეული იყო ავტომობილის შერესორებული მასების და კერძოდ, ძარის ვერტიკალური, გრძივი და განივი აჩქარებების სპექტრული სიმკვრივები ასფალტბეტონიან, ცემენტბეტონიან და ძელფენილ საფარიან გზებზე, აგრეთვე რიყის ქვაზე მოძრაობისას, ჩანს, რომ აჩქარებათა ყველაზე ინტენსიურ მდგენელს ვერტიკალური მდგენელი წარმოადგენს, ამასთან მისი ვიბრაციების დონეები, გაზომილი აჩქარებებით პარქტიკულად 40-60%-ით აღემატება დანარჩენ მდგენელებს და, ძირითადად, დამოკიდებულია გზის საფარის მიკროპროფილზე. ავტომობილებზე რადიალური კონსტრუქციის კარკასიანი პნევმატიკური სალტეების გამოყენება სალტეების კონსტრუქციებში ერთ-ერთი რადიალური ცვლილებას წარმოადგენდა. სწორედ ამასთანაა დაკავშირებული მსუბუქი ავტომობილის ვიბრაციების პრობლემისადმი ამდღეობული ყურადღება როგორც ლსთ-ში, ასევე საზღვარგარეთაც. უკანასკნელი განპირობებულია რადიალური და დიაგონალური კონსტრუქციების სალტეების სხვადასხვა რხევითი მახასიათებლებით, რომლებიც თავის მხრივ, განისაზღვრებიან პროტექტორისა და

გვერდითი კედლების ფუნქციათა გათიშვის და ურთიერთკავშირის ხარისხით (გათიშვაში იგულისხმება პროტექტორისა და მთელი დანარჩენი ქვეპროტექტორული სტრუქტურის მუშაობის მეტი ან ნაკლები დამოუკიდებლობა) [38].

დიაგონალური კონსტრუქციის სალტეში საბურავის კარკასის ფორმის ყველა ცვლილება გადაეცემა პროტექტორს (ამაში ვლინდება გათიშვის მცირე ხარისხი). გათიშვის მაქსიმუმი რეალიზებული შეიძლება იყოს მხოლოდ სალტის რადიალური კონსტრუქციის დროს. გათიშვის ხარისხი წარმოადგენს გვერდითი კედლების და ბრეკერული სარტყელის სიხისტეების თანაფარდობის ფუნქციას. რადიალური და დიაგონალური სალტეების დეფორმაციული მახასიათებლების მნიშვნელოვანი სხვაობის გამო, განსხვავებულია მათი რხევითი მახასიათებლები. უკანასკნელმა შეიძლება გავლენა მოახდინოს ავტომობილში ვიბრაციების დონეზე ავტომობილისა და სალტის კონსტრუქციების შესაბამისობის ხარისხზე დამოკიდებულებით.

ამ მიმართულებით ყველაზე დიდ ინტერესს წარმოადგენს პნევმატური სალტეების მიერ მსუბუქი ავტომობილის ძარაზე გზის ვაკისისაგან დინამიკური შემფოთებების გადაცემის პროცესის კვლევები, რომლებიც ჩაატარეს ა.კიეზამ, ლ.ობერტომ, ლ.ტამბურინიმ.

მათ მიერ ნაჩვენებია, რომ სალტეებში განარჩევენ ორი ძირითადი სახის რხევებს: რხევები სიხშირით 10...20 ჰც, რომლებიც ეხება სალტეს მთლიანობაში და 50...250 ჰც რიგის სიხშირის რხევები, რომლებიც ახასიათებს საბურავის პროტექტორსა და გვერდითი კედლების გასწვრივ განაწილებული ვიბრაციების წარმომქნელ სალტის ელემენტებს. რხევითი სიხშირით 10...20 ჰც წარმოადგენენ ავტომობილის შეურესორებელი მასების თავისუფალ ვერტიკალურ რხევებს, რომლებიც, ავტორთა აზრით, იწვევენ რესორების, ამორტიზატორებისა და სალტეების პარალელურ დეფორმაციებს.

ავტორები აღნიშნავენ, რომ 10...20 ჰც სიხშირეების ზონაში არსებობს გარკვეული სხვაობა რადიალური და დიაგონალური კონსტრუქციის სალტეების ამპლტუდურ-სიხშირულ მახასიათებლებს შორის. ამ რხევებზე ძირითად გავლენას ახდენს პნევმატური სალტის დინამიკური სიხისტე. რადიალური სალტეებისათვის ის რამდენადმე უფრო ნაკლებია, ვიდრე დიაგონალურებისათვის, ამიტომ მათზე

ავტომობილის რხევები 10...20 ჰც სიხშირეების დიაპაზონში რამდენადმე უფრო დაბალია.

50...250 ჰც რხევების სიხშირის ზონაში სალტის სტრუქტურის გავლენა გადამწყვეტია. დიაგონალური კონსტრუქციის სტანდარტულ სალტებზე ვიბრაციების მაქსიმალური ამპლიტუდები შეინიშნება 150...250 ჰც სიხშირეებზე სალტის ელემენტების ზომებზე, ჰაერის წნევასა და მათ კონსტრუქციულ შესრულებაზე დამოკიდებულებით, ხოლო რადიალურ სალტებზე კი – 80...100 ჰც სიხშირეთა ზონაში, ამასთან, სალტების საკუთარი სიხშირეები მნიშვნელოვნად არ იცვლება სალტების გორვის სიჩქარეზე დამოკიდებულებით [13]. აღნიშნული დასტურდება რადიალურ და დიაგონალური კონსტრუქციების სალტებით აღჭურვილი მსუბუქი ავტომობილის უწორმასწორო გზაზე მოძრაობის დროს შერეოსორებული და შეურეოსორებელი მასების ვიბრაციების დონეების სპექტრული ანალიზით.

მოყვანილი გრაფიკების ანალიზი გვიჩვენებს, რომ რადიალური კონსტრუქციის სალტებით აღჭურვილი ავტომობილის ვიბრაციების დონეების ზრდა, უფრო მეტად მჟღავნდება 40 კმ/სთ სიჩქარეზე. ეს მოვლენა კარგადაა ცნობილი ავტომობილების ფენილზე ექსპლუატაციის პრაქტიკიდან.

გარდა ამისა, რეალურ საგზაო პირობებში ავტომობილის ვიბრაციების ექსპერიმენტულ კვლევებთან ერთად, ამ ავტორების მიერ ჩატარებული იქნა რიგი ექსპერიმენტებისა რადიალური და დიაგონალური კონსტრუქციის სალტების დაყენებისას ვიბრაციულ მაგიდაზე, რომელიც მუდმივ ამპლიტუდიან სინუსოიდურ რხევებს ქმნის. ვიბრაციების ხასიათზე ავტომობილის საკიდარის მოქმედების გამოვლენის მიზნით, ერთ შემთხვევაში სალტე დაყენებული იყო ავტომობილის უკანა თვლის პოზიციაში, ხოლო მეორეში – მასიურ ფერსოზე, რომელსაც დაახლოებით ისეთივე წონა აქვს, როგორც ავტომობილზე დაყენებულ სალტზე მოსულ დატვირთვას.

ექსპერიმენტები გზაზე და ვიბრაციულ მაგიდაზე ჩატარებული იქნა ჰაერის წნევის ორი მნიშვნელობისას: ნორმალურის 1,5 ნ/სმ² დროს და ძალიან მაღალის – 3 ნ/სმ², დროს.

მიღებული შედეგებით დადგენილია, რომ ადგილი აქვს დამაკმაყოფილებელ დამთხვევას საგზაო და ლაბორატორიული გამოცდების მონაცემებს შორის, განსაკუთრებით იმ სიხშირეების მიმართ, რომლებზეც შეინიშნება ამპლიტუდების ზრდა. ამპლიტუდურ მნიშვნელობებს შორის სხვაობა აიხსნება აგზნების პირობების განსხვავებით: გზაზე აგზნების სპექტრი ძალიან რთულია, მაშინ როცა ვიბრაციული მაგიდა ქმნის მუდმივი ამპლიტუდის სინუსოიდურ რხევებს, აგრეთვე ავტომობილის საკიდარის სისტემაში არაწრფივი მახასიათებლებით.

სალტებში ჰაერის წნევის გადიდება, მრუდების საერთო ხასიათის შეუცვლელად, იწვევს გარკვეულ გადანაცვლებას სიხშირეების ზრდის მხარისაკენ, სადაც შეინიშნება ვბრაციების მაქსიმალური ამპლიტუდები, აგრეთვე ამპლიტუდების პიკების ზრდას.

ვ.კნოროზის [13] ნაშრომებში გამოთქმულია ვარაუდი იმის შესახებ, რომ პნევმატური სალტის მთავარ თავისებურებას წარმოადგენს ის, რომ მისი გზასთან ურთიერქმედებისას გადაადგილებაში მონაწილეობს თვლის არ მთელი მასა, არამედ მხოლოდ მისი მცირე ნაწილი, რომელიც მოთავსებულია სალტის სარბენი გზის არადეფორმირებად და დეფორმირებად წრეწირს შორის. რადიალურ სალტებს გადაადგილებადი მასა მნიშვნელოვნად უფრო მეტი აქვს, ვიდრე დიაგონალურებს. თუ დიაგონალურ სალტებში გადაადგილებაში მონაწილეობს კონტაქტის ზონის მომიჯნავე გარსის მასა, რადიალურ სალტებში – გარდა ამისა კიდევ თითქმის მთელი სარბენი ზოლის მასაც. სალტის გარსის გადაადგილებადი მასის უფრო დიდი სდიდის, ბრეკერის უფრო დიდი სიხისტისა და გვერდულების დაბალი ჰისტერეზისის შედეგად, უსწორმასწორო საფარზე მოძრაობისას რადიალურ სალტზე წარმოიქმნება უფრო ხისტი დარტყმა უსწორობაზე ვიდრე დიაგონალურ სალტზე და მორგვზე დატვირთვების უფრო ინტენსიური გადაცემა 80...90 ჰც სიხშირისას. რაც უფრო მეტია სალტის გარსის გადაადგილებადი მასა, მით უფრო დაბალია საკუთარი რხევების სიხშირე. სამამულო წარმოების რადიალური და დიაგონალური კონსტრუქციის სალტების ავტომობილის შეურესორებელი და შერესორებული მასების ვიბრაციებზე გავლენის შესაფასებელი ლაბორატორიულ-საგზაო გამოკვევები, რომლებიც ჩატარებული იქნა ვ.სტეპანოვის მიერ HAMI –ში

[60], ს.ვორონცოვის მიერ საავტომობილო პოლიგონზე, ვ.როდინის მიერ НИИШП-ში, ასევე იძლევიან საშუალებას გამოვავლინოთ სიხშირეთა ზონების არსებობა, სადაც შეინიშნება ვიბრაციების დონეების ზრდა. ვ.სტეპანოვის კვლევებში მოყვანილია დიაგონალურ და რადიალურ სალტეებიანი BA3-2101 მსუბუქი ავტომობილის წინა თვლების შეურესორებელი მასების ვიბრაციის დონეების ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები ბეტონისა და ხმაურწარმომქმნელი საფარის მქონე გზებზე მოძრაობისას სიჩქარით 90კმ/სთ-ში. დადგენილია აღნიშნული კონსტრუქციის ვიბრაციულ მახასიათებლებს შორის არსებითი განსხვავებები.

გრაფიკების ანალიზი გვიჩვენებს 15...17 ჰც რიგის სიხშირეთა ზონის არსებობას, სადაც შეინიშნება ვიბრაციების დონეების მაქსიმალური ზრდა, როგორც რადიალური, ასევე დიაგონალური კონსტრუქციის სალტეებზე მოძრაობისას. ამასთან, რადიალურ სალტეებზე ვიბრაციების დონეები რამდენადმე ნაკლებია, სხვა თანაბარ პირობებში, ვიდრე დიაგონალურ სალტეებზე. დიაგონალური და რადიალური კონსტრუქციის სალტეებს შორის ძირითადი განსხვავება ვლინდება 100 ჰც რიგი სიხშირეთა დიაპაზონში, სადაც არსებობს რადიალურ სალტეებიანი წინა თვლების შეურესორებელი მასების ვიბრაციების დონეების არსებითი ზრდა და 160...170 ჰც სიხშირეთა დიაპაზონში სადაც იზრდება ვიბრაციების დონეები დიაგონალურ სალტეებზე.

30 ჰც-ზე მეტი სიხშირეთა დიაპაზონში ვიბრაციების ინტენსივობა ყოველთვის უფრო დაბალია, ვიდრე 10...30 ჰც სიხშირეთა დიაპაზონში. მაგრამ, რიგ შემთხვევებში საკიდარი და მარას კონსტრუქციები, უზრუნველყოფენ რა ვიბრაციათა ამპლიტუდების ძალიან ეფექტურ ჩაქრობას 30 ჰც-მდე სიხშირეთა დიაპაზონში, იძლევიან საკიდარის ხისტი ელემენტების გავლით მარაზე 50 ჰც-ზე მეტი სიხშირის ვიბრაციების გადასვლის საშუალებას, მათი ინტენსივობის მნიშვნელოვანი შემცირების გარეშე. მასთან, ზოგჯერ შესაძლებელია ამ ვიბრაციების გაძლიერება ადგილობრივი რეზონანსების არსებობის გამო.

ორივე ჯგუფის ვიბრაციები მნიშვნელოვან გავლენას ახდენენ მძღოლზე და მგზავრებზე, მიუხედავად მათი სხვადასხვა ინტენსივობისა და გამოვლენის დამოუკიდებლობისა. ანალიზი გვიჩვენებს, რომ მოძრავი მსუბუქი ავტომობილის

თვლების ვიბრაციების დონეები 10...25 ჰც სიხშირეების დიაპაზონში შეიძლება მივაკუთვნოთ ძალიან ძლიერ რხევებს, რომელთა დროს შესაძლებელია კონსტრუქციის რღვევა. 25 ჰც-ზე უფრო მაღალ დიაპაზონში თვლების ვიბრაციების დონეები მიეკუთვნება მძლავრი და შესამჩნევი რხევების თანრიგს.

აქედან გამომდინარეობს, რომ ავტომობილი საკმარისი კომფორტაბელურობის უზრუნველყოფისათვის მისი საკიდარი, გარდა დაბალსიხშირული რხევების ეფექტური ჩაქრობისა, ასევე უნდა უზრუნველყოფდეს რხევების ჩაქრობას მაღალსიხშირულ ზონაში.

ექსპერიმენტული კვლევები, ასევე გვიჩვენებს, რომ მთლიანობაში, მზიდი ძარიანი მსუბუქი ავტომობილები უფრო მგრძობიარე არიან ვიბრაციებისადმი 180...200ჰც ზონაში, ვიდრე ჩარჩოს კონსტრუქციანი ავტომობილები.

მზიდი ტიპის ძარის მქონე ავტომობილებზე რადიალური სალტეების დაყენება ხელს უწყობს ვიბრაციების შემცირებას სიხშირეთა ამ ზოლში. მაგრამ, რადიალური სალტე ქმნის გადიდებული დონეების ვიბრაციებს 80...100 ჰც სიხშირეთა დიაპაზონში ვერტიკალური მიმართულებით.

ავტომობილში ვიბრაციების დონეების შემცირებაზე მიმართულ ძირითად ზომებს უნდა მივაკუთვნოთ საკიდარში დამატებითი დრეკადი ელემენტების შეყვანა, რომლებიც აქრობს ვიბრაციებს რადიალური სალტეების ძირითადი რეზონანსების სიხშირეებზე. აღნიშნული გაუმჯობესებები დაფუძნებულია, ძირითადად, ავტომობილის საცდელი ნიმუშების ექსპერიმენტულ კვლევებზე.

საგზაო პირობებში ავტომობილის ვიბრაციების ექსპერიმენტული კვლევების ნაკლად უნდა ჩავთვალოთ ის, რომ მზომი ხელსაწყოების შედარებით მაღალი სიზუსტისას, რომელიც $\pm 0,5$ დბ-ს შეადგენს, გაზომვების ცდომილება იზრდება ± 2 დბ-მდე ($\pm 30\%$) საგზაო საფარის არასტაბილურობის, ავტომობილების სიჩქარითი რეჟიმებისა და მოძრაობის ტრაექტორიის ზუსტი გამეორების შეუძლებლობის გამო შედარებითი გამოცდების ჩატარების დროს.

ამჟამად არსებული ავტომობილების რხევების ანალიზური კვლევები და თეორიული გაანგარიშებები შემოიფარგლებიან რხევების განხილვით 0...30 ჰც დიაპაზონში [19,38]. მაგრამ, ექსპერიმენტული მონაცემები გვიჩვენებს, რომ

ავტომობილში ვიბრაციებზე გავლენის მიხედვით რადიალური და დიაგონალური კონსტრუქციის სალტებს შორის ძირითადი განსხვავებები შეინიშნება 50ჰც-ზე მეტი სიხშირეების განხილვისას. დღეისათვის არ არსებობს პნევმატური სალტების ვიბრაციული მახასიათებლების შეფასების აბსოლუტური კრიტერიუმები აღნიშნული სიხშირეებისათვის, გამოცდებს, ძირითადად, აქვთ შედარებითი ხასიათი და განსაზღვრავს სხვადასხვა კონსტრუქციების სალტების სატრანსპორტო საშუალებათა ვიბრაციებზე გავლენებს შორის სხვაობას.

გარდა ამისა, ამჟამად არ არსებობს პნევმატური სალტების ვიბრაციული მახასიათებლების გაანგარიშების თეორიული მეთოდები, ასევე პრაქტიკულად არაა საკმარისად გამოკვლეული სალტიდან ავტომობილის ძარაზე, საკიდრის ელემენტების მეშვეობით, 50ჰც-ზე მეტ სიხშირეებზე ვიბრაციების გადაცემის საკითხი და არ არსებობს ავტომობილის ძარაზე გადაცემული ვიბრაციების შესამცირებელი საკმაოდ დასაბუთებული რეკომენდაციები.

1.2. გზის მიკროპროფილის მხრიდან ავტომობილის ძარაზე შემფოთებების გადაცემის კვლევის მეთოდები

პნევმატური სალტიდან ავტომობილის ძარაზე გადაცემულ ვიბრაციებს საკმაოდ რთული სახე აქვთ. გზების უსწორობებისა და შემთხვევითი ხასიათის მქონე სიმქისის, სალტებისა და თვლების სტატიკური და დინამიკური გაუწონასწორებლობის, მათი რადიალური და გვერდითი ცემის, რადიალური და წრიული მიმართულებით სალტის არათანაბარი სიხისტის გამო ავტომობილში წარმოიშვება რხევები სიხშირეთა ფართო დიაპაზონში. გზის პროფილი იყოფა მიკროუსწორობებად ტალღის სიგრძით 10სმ-დან 100 მ-მდე, მაკროუსწორობებად 100 მ-ზე მეტი ტალღის სიგრძით და სიმქისეებად 10 სმ-ზე ნაკლები ტალღების სიგრძით [15]. მაკროუსწორობების და მიკროუსწორობების გავლენა, ავტომობილის სვლის სიმკვრივის შესწავლის პოზიციებიდან, რომლებიც იწვევენ, ძირითადად, ავტომობილის დაბალსიხშირულ რხევებს, გამოკვლეული იქნა მრავალი ავტორების, მათ შორის ვ.აფანასიევის, ი.პარხილოვსკის, ი.პეფუნერის, რ.როტენბერგის მიერ. 30ჰც-დან 150...200 ჰც-მდე სიხშირეთა დიაპაზონში ავტომობილის ვიბრაციებზე

მნიშვნელოვან გავლენას ახდენენ გზის საფარის 2...3 მ-ზე ნაკლები ტალღის სიგრძის მქონე უსწორობები, რაც დამახასიათებელია სწორი გზებისათვის, რომლებსაც აქვთ რიყეფენილი, ძელფენილი, ასფალტ და ცემენტობეტონური საფარები. ავტომობილის რხევების და ვიბრაციების რაოდენობრივი და ხარისხობრივი შეფასება შეიძლება გაკეთდეს ისეთი კრიტერიუმების საშუალებით, როგორებიცაა ვიბრაციული გადაადგილებების, აჩქარებების, სიჩქარეების დონეები, რომლებიც გამოისახება გადაადგილებების ამპლიტუდების მეშვეობით შემდეგი სახით:

$$A_v = 2\pi f \cdot A_n; \quad A_j = (2\pi f)^2 A_n,$$

სადაც, f - რხევის სიხშირეა (ჰც);

A_v , A_n , A_j - ვიბრაციული გადაადგილებების სიჩქარეებისა და აჩქარებების ამპლიტუდებია.

ვიბრაციების ხარისხორივ მახასიათებელს საზღვრავენ ამპლიტუდურ-სიხშირული სპექტრების საშუალებით.

ვიბროგადაადგილებები უმეტესად ასახავენ ვიბრაციების დაბალსიხშირულ მდგენელებს. ვიბროსიჩქარეები, დაახლოებით ისეთნაირადვე, ითვალისწინებენ ვიბრაციათა სპექტრის როგორც დაბალსიხშირულ, ასევე მაღალსიხშირულ მდგენელებს. სპექტრის მაღალსიხშირული მდგენელების გამოკვლევისას, რხევების გასაზომ პარამეტრს ვიბროაჩქარება წარმოადგენს.

გზის საფარიდან ავტომობილზე ვიბრაციების გადაცემაზე სალტების გავლენის კვლევის ყველაზე გავრცელებულ მეთოდს წარმოადგენს შედარებითი მეთოდი, რომლის დროსაც წარმოებს ხმაურისა და ვიბრაციების დონეებისა და აგრეთვე, მათი სიხშირული სპექტრების შედარება, რომლებიც მიღებულია ავტომობილის მოძრაობისას ეტალონურ და საცდელ სალტებზე სხვადასხვა საფარებიან გზებზე. ვიბრაციების შემფასებელ პარამეტრებად მიიღება ვიბროაჩქარებათა დონეები და ვიბრაციების სიხშირული სპექტრი 10 ჰც-დან და 2 კჰც-მდე სიხშირეთა დიაპაზონში. გამოცდები ტარდებოდა საავტომობილო პოლიგონის სპეციალურ გზებზე, რომლებსაც აქვთ სხვადასხვა საგზაო საფარები; ბეტონის, ასფალტის, ქვაფენილის, უსწორობათა სტაბილური მახასიათებლებით მთელს სიგრძეზე. ვიბრაციების პარამეტრების ჩაწერა წარმოებს ავტომობილის დამყარებული სწორხაზოვანი

მოდრაობისას 40...120 კმ/სთ სიჩქარეთა დაპაზონში. სალტეებში დამყარებული ჰაერის წნევისა და თვით ავტომობილის მახასიათებლების სტაბილურობის უზრუნველსაყოფად, გაზომვების დაწყებამდე წარმოებს მისი გამოსახმარისება. სალტეებთან აწყობილი თვლები გადიან დინამიკურ ბალანსირებას. ვიბრაციების გაზომვები წარმოებს წერტილებში, რომლებიც ახასიათებს შეურესორებელი მასების ვიბრაციებს (რაც შეიძლება ახლოს თვალთან), საკიდარის ძარაზე დამაგრების წერტილებთან ახლოს, და ასევე, ავტომობილის ძარაში იატაკის განივ ღონჭერონებზე კოლოფებზე ავტომობილის წინა და უკანა სავარძლების ქვეშ.

ავტომობილის ვიბრაციების გაზომვები და ანალიზი ტარდებოდა შემდეგნაირად: წინასწარგადლიერებული ელექტრული სიგნალები აქსელერომეტრიდან მიკროფონის ინტეგრატორის გავლით მიეწოდებოდა პორტატული მაგნიტოფონის შესავალზე და იწერებოდა მაგნტურ ლენტზე. ჩაწერა წარმოებდა 50...60 წმ-ის განმავლობაში, შემდეგ ლაბორატორიაში სამარყუჟო მოწყობილობის საშუალებით, 1/3 ოქტავურ ზოლებში, წარმოებდა სიხშირული ანალიზი, მაგნიტოგრამის მთელ სიგრძეზე ვიბრაციების დონეების შემდეგი გასაშუალოებით.

ავტომობილის არარეგულარული, შემთხვევითი ხასიათის მქონე ვიბრაციების შეფასება და ანალიზი კიეზამ, რობერტომ, ტამბურინიმ ჩაატარეს სპექტრული სიმკვრივის სიხშირეზე დამოკიდებულების, ან ვიბრაციების დონეების საშუალო კვადრატული სიდიდის სიხშირეზე დამოკიდებულების გამოყენებით. პირველ შემთხვევაში გრაფიკული დამოკიდებულების ორდინატა ღერძზე დაიტანებენ სპექტრულ სიმკვრივეს $S(w)g^2/3\zeta$ (სადაც g -აჩქარებაა), აბსცისთა ღერძზე კი – სიხშირეს $\omega(3\zeta)$. $S(w)$ მრუდის ქვეშ არსებული ფართობი პროპორციულია რხევათა აჩქარებების საშუალო კვადრატისა (D დისპერსიისა). ის ახასიათებს რხევათა ენერგიას. მეორე შემთხვევაში ორდინატა ღერძზე დაიტანებენ $\sqrt{S(w)}$, $3\zeta^{1/2}$ სიდიდეს. პროცესის გრაფიკული წარმოდგენის ორივე მეთოდი, იძლევა მისი შეფასების პრაქტიკულად ტოლმნიშვნელოვან შესაძლებლობებს.

ავტომობილის მოძრაობისას რეალურ საგზაო პირობებში რხევების რეგისტრაციისათვის გამოიყენებენ მცირეგაბარიტიან აჩქარებათა გადამწოდებს და

მაგნიტურ ჩანაწერს. ხდება მაგნიტურ ლენტზე ჩაწერილი თვითარეული სიგნალის გასწორება და მისი გატარება ფილტრში, რომელსაც გააჩნია ძალიან ვიწრო გატარების ზოლი, შემდეგ ახარისხებენ კვადრატში და ახდენენ ინტეგრირებას. მიღებული მნიშვნელობის გაყოფისას დროის მონაკვეთის ინტეგრალზე, მიიღებენ კვადრატის საშუალო მნიშვნელობას. შემდეგ, კვადრატის საშუალო მნიშვნელოვან სიგანეზე, ღებულობენ სიმკვრივის კვადრატის საშუალო მნიშვნელობას და სიმკვრივის საშუალო კვადრატიდან ამოფესვისას – მის საშუალო კვადრატულ მნიშვნელობას [79].

აქ განხილული ვბრაციების შეფასების ხერხების ძირითად ნაკლს შეიძლება მივაკუთვნოთ ვიბრაციების გაზომვების ცდომილებათა დიდი მნიშვნელობები, მიღებული ავტომობილის დამატებითი რხევების ხარჯზე, რომლებიც წარმოიქმნება მისი მოძრაობისას და არსებითად ამახინჯებენ სალტიდან ავტომობილზე ვბრაციების გადაცემის ხასიათს, გარდა ამისა, განხილული მეთოდები არ ასახავენ გზის ვაკისის მიკროუსწორობების დინამიკურზე ზემოქმედების, ავტომობილის პნევმატიკური სალტის რხევებში გარდაქმნის და ამ რხევების დრეკადი და ხისტი ელემენტების მქონე საკიდარიდან ავტომობილის ძარაზე გადაცემის სურათს, არ იძლევიან რეკომენდაციებს საკიდარის ოპტიმალური პარამეტრების შესარჩევად იმ მიზნით, რომ მოხდეს ავტომობილის ვიბრაციებზე გზის მიკროუსწორობების ზემოქმედების შემცირება.

აღნიშნული პრობლემის გადასაწყვეტად აუცილებელია არა მხოლოდ იმ სიდიდეების ცოდნა, რომლებიც მოქმედებენ "სალტე-საკიდარი-ძარა" რხევით სისტემაზე და აღნიშნული სისტემის რეაქცია დინამიკურ ზემოქმედებაზე, არამედ გამოსაკვლევი რხევითი სისტემის შიგ სტრუქტურის ცოდნაც, რომელიც განსაზღვრავს ამ ზემოქმედების ტრანსფორმაციის ხარისხს.

ბოლო დროს ავტომობილის კვანძების, კერძოდ, მისი ძარისა [4] და ძალური აგრეგატის [1], ვიბრაციული მახასიათებლების კვლევისათვის გამოიყენება მექანიკური იმპენდანსებისა და ადმიტანსების მეთოდი [58], რომელიც აღწერს სისტემის რეაქციას შემოთქმებაზე, და იძლევა ავტომობილის ძრავზე ან ძარაზე

ვიბრაციების წარმოქმნისა და გადაცემის პროცესების არა მხოლოდ ხარისხობრივ, არამედ რაოდენობრივ შეფასებას.

მექანიკური იმპენდანსის (წინააღმდეგობის) და ადმიტანსის (ძვრაძობის) ცნება [60] არსებითად ამარტივებს რხევათა თეორიის მათემატიკურ აპარატს, რადგან ამ დროს აღარ არის საჭირო დიფერენციალური განტოლებების სისტემის შედგენა და ამოხსნა და მისი გადაწყვეტა დაიყვანება ალგებრული განტოლებების სისტემის შედგენამდე, რომლებიც ითვალისწინებს კონსტრუქციის ელემენტების იმპედანსებსა და შემაშფოთებელ ზემოქმედებებს.

მექანიკური იმპენდანსებისა და ძვრაძობების მეთოდით კვლევა შესაძლებელია ვიბრაციების ელექტროდინამიკური ამგზნებების გამოყენების გზით, რომლებიც უზრუნველყოფენ საჭირო რხევით ზემოქმედებას ბგერითი სიხშირეების მთელს დიაპაზონში.

რხევების კვლევისათვის საჭირო ელექტრო დინამიკური ამგზნებების გამოყენების თავისებურებები მოყვანილია ნაშრომებში [3,60,58].

იმპენდანსების მეთოდი დაფუძნებულია ელექტრული წრედების გაანგარიშებისა და ანალიზის მეთოდების გამოყენებაზე მექანიკური სისტემებისათვის ანალოგიების ბაზაზე დიფერენციალური განტოლებების ჩაწერით, რომლებითაც აღიწერება ელექტრული და მექანიკური სისტემის ქცევა [3,58,60].

მექანიკური იმპენდანსების მეთოდი იძლევა ვიბრაციული მახასიათებლების კვლევის საშუალებას არა მხოლოდ ვიბრაციების დაბალსიხშირულ ზონაში, სადაც მექანიკურ სისტემებს აქვთ შეჯგუფებული პარამეტრები [3], არამედ სიხშირეების ბგერით დიაპაზონშიც, სადაც რთული მექანიკური სისტემები გვევლინება როგორც განაწილებულ პარამეტრებიანი სისტემები, რომლებსაც აქვთ საკუთარი რხევების სიხშირეთა დიდი რაოდენობა [58].

მოცემულმა მეთოდებმა ფართო გამოყენება ჰპოვეს გემების შიგაწვის ძრავების, გემების ტანის [47], აირტურბინული დანადგარების, საფრენი და აპარატების ვიბრაციების კვლევისას.

აღნიშნული მეთოდის გამოყენების შესაძლებლობა დაკავშირებულია, პირველ რიგში, ვიბრაციული ზემოქმედების მიცემისა და მექანიკური იმპედანსის საზომი პრეციზიული პარატურის შექმნისათვის.

ჩვენს ქვეყანაში და საზღვარგარეთ შესრულებული ნაშრომების ჩატარებული ანალიზი გვიჩვენებს, რომ ავტომობილის რხევების თეორია დაფუძნებულია დიფერენციალური განტოლებების ამოხსნაზე და სხვადასხვა სისტემებისათვის ამოხსნათა შეთანხმებაზე უწყებობის პირობის საფუძველზე და ასევე იმის შესახებ დაშვების მიღებაზე, რომ ავტომობილის ცალკეული კვანძები, კერძოდ, მისი ძარა, ძალური აგრეგატი და ა.შ. – აბსოლუტურად ხისტი სხეულებია.

რხევითი სისტემის ფორმის ნებისმიერი უმნიშვნელო ცვლილება იწვევს ყველა გაანგარიშებების ხელახლა ჩატარების აუცილებლობას.

სინამდვილეში ავტომობილის აგრეგატებს გააჩნიათ გარკვეული დრეკადობა, რომლის უგულებელყოფა დასაშვებია მხოლოდ აგრეგატების თავისუფალი რხევების სიხშირისა და იძულებითი რხევების სიხშირეების მცირე შეფარდებისას. ამ ფარდობის გაზრდისას ავტომობილის გამოსაკვლევი აგრეგატი უნდა იქნას განხილული როგორც სხეული, რომელსაც გააჩნია სასრული სიხისტე.

ასევე, აუცილებელია მხედველობაში მივიღოთ ის, რომ მაღალსიხშირული პროცესების აღწერისას, სადაც დიდ როლს თამაშობენ მექანიკური რხევითი სისტემის, კერძოდ, პნევმატიკური სალტის მასალები, საანგარიშო და ექსპერიმენტული მონაცემების რხევითი სისტემის, კერძოდ, პნევმატიკური სალტის მასალები, საანგარიშო და ექსპერიმენტული მონაცემების არსებითი სხვაობა წარომიქმნება სალტის მასალის არაერთგვაროვნების შედეგად.

სალტებს ვიბრაციების შეფასების ცნობილი ექსპერიმენტული მეთოდების შესახებ უნდა აღინიშნოს, რომ ეს მეთოდები იძლევიან სალტის ვიბრაციული მახასიათებლების კვლევის საშუალებას ძირითადად არა პირდაპირად, საკვლევ სალტებზე მოძრაობისას ავტომობილის ვიბრაციების გაზომვის საშუალებით. ვიბრაციების შეფასების ასეთი მეთოდები არ იძლევიან საშუალებას საკმაო სიზუსტით გამოვავლინოთ ვიბრაციები, რომლებიც გამოწვეულია გზის საფართან ურთიერთქმედებით, იმ ვიბრაციებიდან, რომლებიც გამოწვეულია სალტების,

თვლის კვანძის, ძალური ამძრავის და ა.შ. სტატიკური და დინამიკური გაუწონასწორებლობით.

მექანიკური იმპენდანსების მეთოდების გამოყენებას პნევმატიკური სალტეების ვიბრაციული მახასიათებლების კვლევისათვის აქვს არსებითი უპირატესობა ცნობილი ანალიზური და ექსპერიმენტული მეთოდების წინაშე, რადგან ამ დროს სალტის აგზნება წარმოებს სიხშირეების ფართო დიაპაზონში, თანაც მას შეუძლია არ იბრუნოს და ამიტომ არ განიცადოს და არ წარმოქმნას დამატებითი ვიბრაციები.

თუ ვიცით მექანიკური იმპენდანსების მეთოდით მიღებული ავტომობილის სალტეებისა და საკიდარის სიხშირული მახასიათებლები, შეიძლება რაოდენობრივად შევაფასოდ ავტომობილის სალტისა და სავალი ნაწილის კონსტრუქციების ცვლილებათა გავლენა მის ვიბრაციებზე.

სალტის მექანიკური იმპენდანსებისა და ძვრადობის კვლევა შეიძლება განხორციელდეს როგორც საანგარიშო, ასევე ექსპერიმენტული გზითაც, მაგრამ კვლევათა საწყის ეტაპზე უპირატესობა უნდა მიენიჭოს ექსპერიმენტულ მეთოდებს, რომლებიც იძლევა სალტეების ვიბრაციული მახასიათებლების დეტალური კვლევისა და ამის საფუძველზე გამოსაკვლევ რხევითი სისტემის საანგარიშო მოდელის დამუშავების საშუალებას.

1.3. კვლევის მიზანი და ამოცანები

მოცემული სამუშაოს მიზანს წარმოადგენს პნევმატიკური სალტეების ვიბრაციული მახასიათებლების კვლევის მეთოდის დამუშავება და საკიდარის ელემენტებში, სალტის სარბენი გზიდან ავტომობილის ძარამდე მანძილზე, მაღალსიხშირული რხევების ჩაქრობის ყველაზე ეფექტური გზების ძიება.

აღნიშნული მიზნის მისაღწევად აქტუალურია კვლევის შემდეგი ძირითადი ამოცანების დასახვა:

- მექანიკური იმპენდანსების მეთოდების გამოყენებით ”საბურავი-საკიდარი-ძარა” რხევითი სისტემის ელემენტების ვიბრაციული მახასიათებლების გაანგარიშების ანალიზური მეთოდების დამუშავება;

- სალტების ვიბრაციული მახასიათებლების და მათი ავტომობილის ვიბრაციაზე გავლენის ექსპერიმენტული შეფასების მეთოდების დამუშავება;
- მექანიკური იმპედანსის მეთოდებით "საბურავი-საკიდარი-ძარა" რხევითი სისტემის ელემენტების ვიბრაციული მახასიათებლების კვლევა;
- ავტომობილის რხევით სისტემაში "საბურავი-საკიდარი-ძარა" ვიბრაციების შემცირებაზე მიმართული რეკომენდაციების დამუშავება.

1.4. მოკლე დასკვნები პირველი თავის მიხედვით

1. პნევმატიკური სალტების განვითარების ტენდენციების ანალიზი გვიჩვენებს, რომ რადიალური სალტების გამოყენება სვლის სიმდოვრის ზრდასთან, საწვავის ეკონომიურობის გაუმჯობესებასთან, მდგრადობისა და მართვადობის ზრდასთან ერთად, იწვევს ამაღლებული მნიშვნელობების ვიბრაციებს, რომლებიც საგზაო საფარიდან ავტომობილს გადაეცემა.
2. პნევმატიკური სალტების დინამიკური კვლევის ამჟამად არსებული მეთოდები ვერ უზრუნველყოფენ სალტების გადაცემის ფუნქციის განსაზღვრას იძულებითი რხევების რეჟიმში, რომლებიც ძირითადი არის ავტომობილის მოძრაობისას.
3. ექსპერიმენტული მონაცემების ანალიზი გვიჩვენებს, რომ ვიბრაციების დონეები მსუბუქ ავტომობილში რადიალურ სალტებზე მოძრაობისას, იზრდება 80...100 ჰც სიხშირეების ზონაში, დიაგონალურზე კი – 150...200 ჰც სიხშირეების ზონაში.
4. ამჟამად გამოყენებული საგზაო კვლევის მეთოდები ვერ ასახავენ გზის ვაკისის მხრიდან თვალზე დინამიკური შეშფოთებების, პნევმატიკური სალტის მიერ გარდაქმნას და ამ შეშფოთებების საკიდარის ელემენტებიდან ავტომობილის ძარაზე გადაცემას.

2. ავტომობილის "სალტე-წინა საკიდარი-ძარა" სისტემაში ვიბრაციების ანალიზური კვლევა

2.1. მექანიკური იმპედანსების მეთოდის ძირითადი დებულებები

ამჟამად ავტომობილის რხევების ანალიზისათვის გამოყენებული საანგარიშო სქემები და დიფერენციალური განტოლებები, შესაბამისი დაშვებებით, რომლებიც ეფუძნება მისი გამარტივებული სქემის მათემატიკურ აღწერას. ამასთან, ჩვეულებრივ შემოიფარგლებიან რხევების განხილვით 0-დან 30ჰც-მდე დიაპაზონში, ე.ი. ისეთი რხევებით, რომლის დროსაც ავტომობილების ძირითადი ელემენტები განიხილება შეყურსული მასების სახით.

ბგერითი ვიბრაციების ანალიზისათვის "სალტე-საკიდარი-ძარა" სისტემაში კლასიკური მეთოდების გამოყენება დაკავშირებულია მნიშვნელოვან სიმწიფეებთან ისეთი საანგარიშო მოდელის შექმნის სირთულის გამო, რომელიც ბგერითი სიხშირეების ფართო დიაპაზონში სწორად ასახავდა საკვლევი რხევითი სისტემის ვიბრაციულ სურათს.

ბოლო დროს ტექნიკაში რხევითი სისტემების ანალიზისათვის სულ უფრო ფართო გამოყენებას პოულობს მექანიკური იმპენდანსის მეთოდი, რომელიც გადმოღებულია ელექტრული წრედების თეორიიდან [33,84].

აღნიშნული მეთოდი ხასიათდება იმით, რომ რხევითი სისტემების ანალიზი წარმოებს იმპენდანსური საანგარიშო სქემების მეშვეობით, ხოლო რხევითი სისტემების მექანიკური იმპენდანსის სიხშირული მახასიათებლები ასახავენ მათ დინამიკურ თვისებებს.

მექანიკური იმპენდანსი, რომელიც მნიშვნელოვნად ამარტივებს ელექტრული წრედების ანგარიშს, მექანიკური იმპენდანსი იძლევა მექანიკური რხევითი სისტემების ანგარიშის გამარტივების საშუალებას.

მექანიკური იმპენდანსის მეთოდის ძირითადი დებულებები, გამოყენებული ძრავას მუშაობით გამოწვეული, მსუბუქი ავტომობილის სტრუქტურული ხმაურისა და ვიბრაციების კვლევის პირობების მიმართ, საკმაოდ ვრცლად არის განხილული ე.რეზვიაკოვის დისერტაციაში [40] და ე.რეზვიაკოვისა და ვ.ტოლსკის სტატიაში [41]. მოცემულ სამუშაოში, რომელიც დაკავშირებულია პნევმატიკური სალტეების ვიბრაციული მახასიათებლების და მათი ავტომობილის ვიბრაციულ მახასიათებლებზე გავლენის კვლევებთან, ვიბრაციების შეფასება ტარდებოდა მექანიკური ძვრადობის სიდიდეების საშუალებით. მოკლედ განვიხილავთ

მექანიკური ძვრადობის მეთოდის ძირითად დებულებებს, რომელიც წარმოადგენს მექანიკური იმპენდანსის შექცეულ სიდიდეს [85,86].

მექანიკური ძვრადობა წარმოადგენს კონსტრუქციის მნიშვნელოვან დინამიკურ მახასიათებელს, რომელიც წარმოადგენს ”სალტე-თვალი-საკიდარი” რხევით სისტემას (ნახ.2.1).

მექანიკური ძვრადობა, რომელიც წარმოადგენს კომპლექსურ სიდიდეს, ხასიათდება მექანიკური სისტემის გამომახილით ვიბროსიჩქარის სახით, მასზე, ამპლიტუდის მიხედვით, მუდმივი დინამიკური ძალის მოქმედებისას. მასის, დრეკადობის და აქტიური წინაღობის მქონე მექანიკურ სისტემაში გარე ჰარმონიული მაიმულებელი ძალის ზემოქმედებისას, სისტემის რხევები იძულებითი იქნება. იძულებითი რხევების განტოლებას აქვს სახე:

$$M\ddot{y} + h\dot{y} + ky = Fa^{ej\omega t}, \quad (2.1)$$

სადაც, $M\ddot{y} + h\dot{y} + ky$ - განსახილველი რხევითი სისტემის, შესაბამისად, ინერციის, წინაღობისა და დრეკადობის ძალებია;

\ddot{y}, \dot{y}, y - შესაბამისად, ვიბრაციული აჩქარებები, სიჩქარეები და გადაადგილებებია;

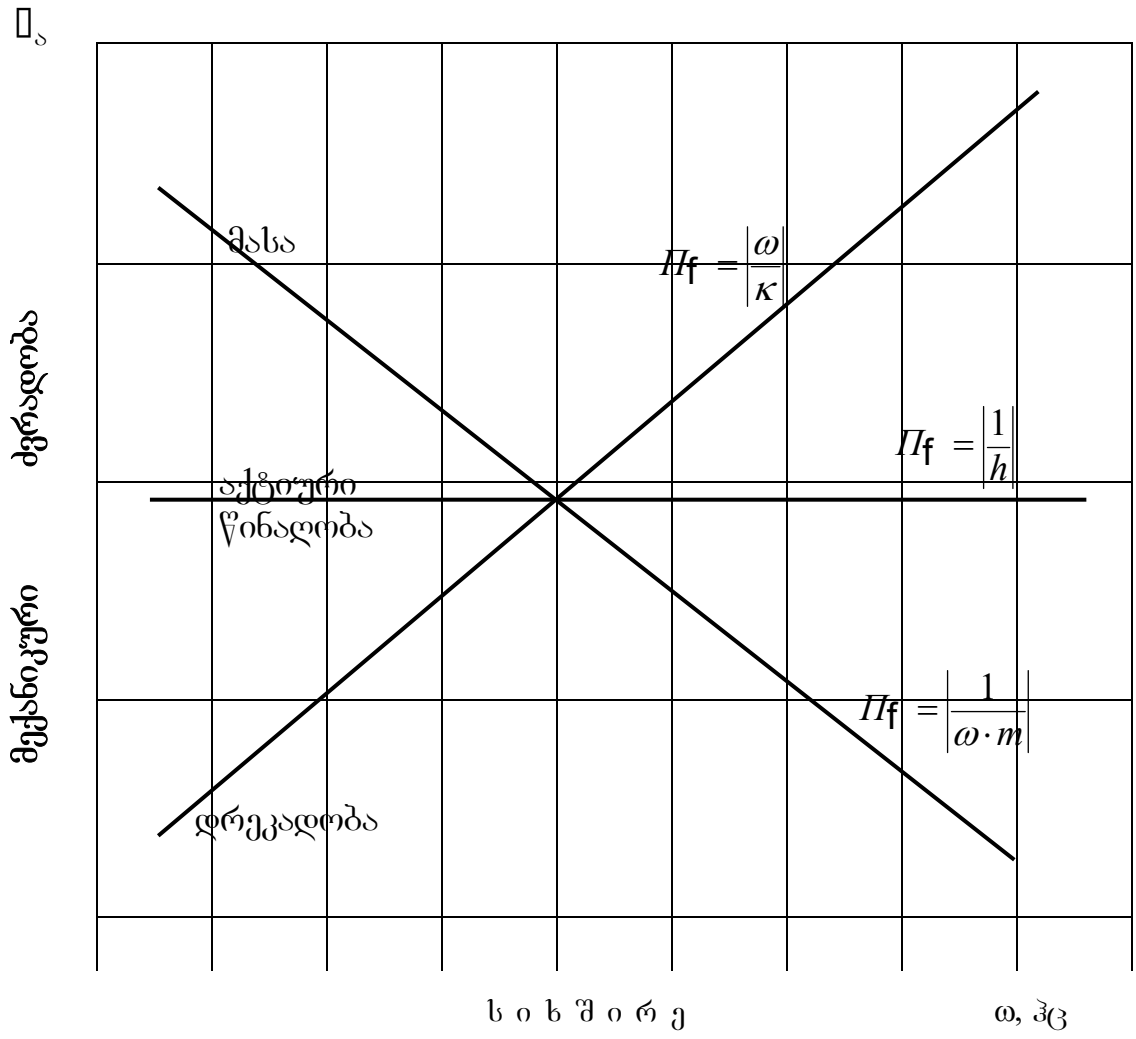
M - სისტემის მასაა;

K - დრეკადი ელემენტის სიხისტეა;

h - სისტემის შიგა ხახუნია, რომელიც ვიბროსიჩქარის პროპორციულია;

$Fa^{ej\omega t}$ - კომპლექსურ ფორმაში წარმოდგენილი ჰარმონიული ძალაა, რომელიც მოქმედებს სისტემაზე;

$e=2,718$ - ნატურალური ლოგარითმების ფუძეა;



ნახ. 2.1 მასის, დრეკადობის და შინაგანი ხახუნის მექანიკური ძვრადობების ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები

$j = \sqrt{-1}$ - ფაზის მობრუნების ოპერატორია;

ω - შემფოთების სიხშირეა;

t - დრო.

შიგა ხახუნის მექანიკურ ძვრადობა არ არის დამოკიდებული აგზნების სიხშირეზე.

აღნიშნული იძლევა რხევითი სისტემის ცალკეული ელემენტების სრული მექანიკური ძვრადობის სუფთა სახით განსაზღვრის საშუალებას, ე.ი. ცალკე მასისათვის, დრეკადობისათვის და აქტიური წინაღობისათვის. სინამდვილეში კი მექანიკური კონსტრუქციები წარმოადგენენ რთულ რხევით სისტემებს, რომლებშიც აღნიშნული ელემენტები შეიძლება შეერთებული იყოს ან თანმიმდევრულად, ან პარალელურად, ანდა თანმიმდევრული და პარალელური შეერთების შეწყობით.

განვიხილოთ მექანიკური რხევითი სისტემისათვის, რომელიც შედგება მასის, დრეკადობის და შიგა ხახუნის პარალელურად შეერთებული ელემენტებისაგან (ნახ.2.2).

დალამბერის პრინციპის თანახმად, მექანიკურ სისტემაში მოქმედი ძალების განტოლებას აქვს შემდეგი სახე:

$$Fa = m\ddot{y} + h\dot{y} + Ky, \quad (2.2)$$

აქედან, (2.2) განტოლებიდან ცნობილი სიდიდეებისას გვაქვს:

$$Fa = \dot{y}c \left(\frac{1}{\Pi am} + \frac{1}{\Pi aah} + \frac{1}{\Pi ak} \right) \text{ ან}$$

$$\Pi a = \frac{1}{\Pi am} + \frac{1}{\Pi ah} + \frac{1}{\Pi ak} = h + \frac{K}{j\omega} + j\omega m;$$

$$\Pi a = \frac{h}{h^2 + (k/\omega - \omega m)^2} + \frac{j(k/\omega - \omega m)}{h^2 + (k/\omega - \omega m)^2}. \quad (2.3)$$

მაშასადამე, პარალელურად შეერთებულ ელემენტებიანი სისტემის სრული მექანიკური ძვრადობა შეესაბამება მისი შემადგენელი ელემენტების მექანიკური ძვრადობების პარალელურ შეერთებას:

$$\frac{1}{\Pi_a} = \sum_{n=1}^n \frac{1}{\Pi_{an}}.$$

პარალელურად შეერთებული მასის, დრეკადობისა და შიგა ხახუნის ელემენტებიანი რხევითი სისტემის მექანიკური ძვრადობის ამპლიტუდურ-სიხშირული და ფაზურ-სიხშირული მახასიათებლები მოყვანილია ნახ.2.3-ზე.

გრაფიკების ანალიზი გვიჩვენებს, რომ რეზონანსის თხილამურების სიხშირეებამდე პარალელურად შეერთებული ელემენტების მექანიკური ძვრადობა დამოკიდებულია სიხისტის პარამეტრებზე, რეზონანსგარე ზონაში – მასობრივ პარამეტრებზე და რეზონანსის ზონაში განისაზღვრება განსახილველი მექანიკური სისტემის შიგა ხახუნით.

ნახ.2.4-ზე ნაჩვენებია მასის, დრეკადობისა და შიგა ხახუნის ელემენტების თანმიმდევრული შეერთებისას, ჰარმონიული ძალა გადაეცემა განსახილველი მექანიკური სისტემის ყველა ელემენტზე. ამ შემთხვევაში ყოველი ელემენტის ვიბროსიჩქარე შეიძლება ჩაიწეროს შემდეგი სახით:

$$\dot{y}_{a1} = \Pi_{a1} F_a; \quad \dot{y}_{a2} = \Pi_{a2} F_a; \quad \dot{y}_{ak} = \Pi_{ak} F_a$$

მაშინ

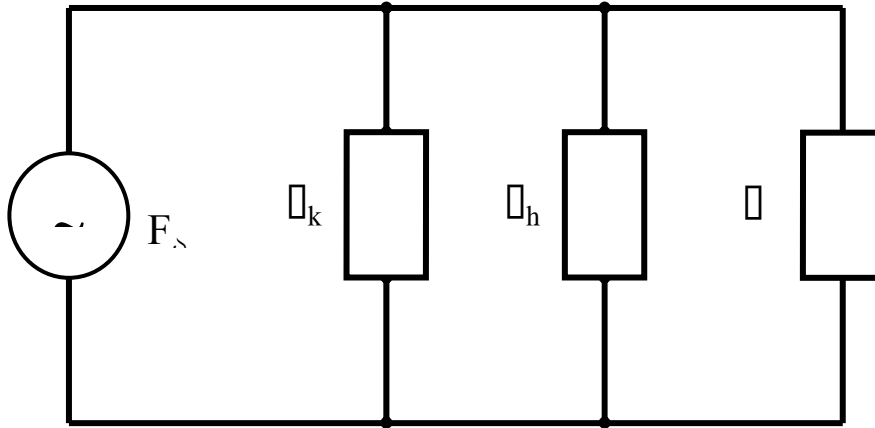
$$\frac{y_a}{F_a} = \Pi_a = \Pi_{a1} + \Pi_{a2} + \Pi_{ak}$$

$$\text{ან} \quad \Pi_a = \frac{1}{h} + j \frac{\omega}{K} - j \frac{1}{\omega m} \quad (2.4)$$

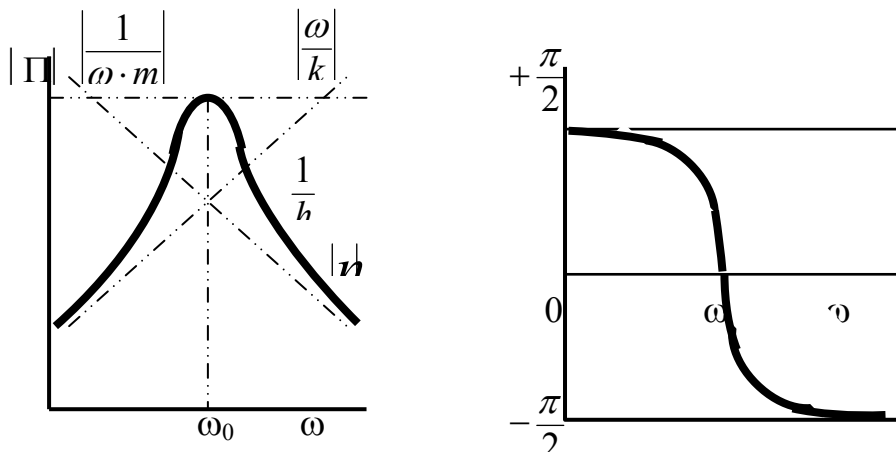
მაშასადამე, თანმიმდევრულად შეერთებულ ელემენტებიანი რხევითი სისტემის მექანიკური ძვრადობა შეესაბამება მოცემული სისტემის შემადგენელი ელემენტების მექანიკური ძვრადობების ჯამს:

$$\Pi_a = \sum_{n=1}^n \Pi_{an} .$$

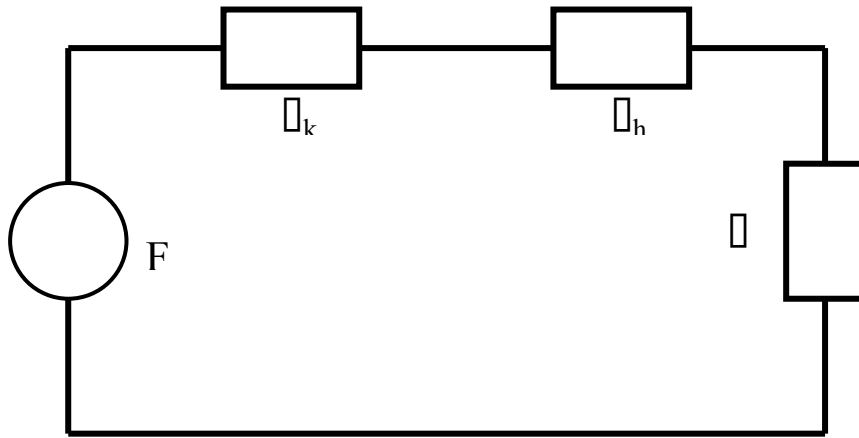
ნახ.2.4-ზე მოყვანილი რხევითი სისტემის მექანიკური ძვრადობის ამპლტუდურ-სიხშირული და ფაზურ-სიხშირული მახასიათებლები ნაჩვენებია ნახ.2.5-ზე.



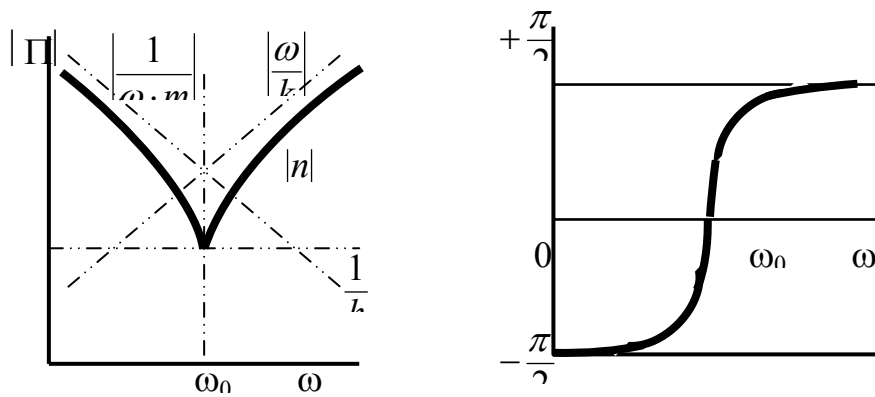
ნახ. 2.2 მექანიკური სისტემის ელემენტების პარალელური შეერთება



ნახ. 2.3 1-პარალელურად შეერთებული ელემენტებისაგან შემდგარი სისტემის მექანიკური ძვრადობის ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები; 2-დრეკადობისა და ხახუნის ფაზურ-სიხშირული მახასიათებლები.



ნახ. 2.4 მექანიკური სისტემის ელემენტების თანმიმდევრული შეერთება



ნახ. 2.5 1- თანმიმდევრულად შეერთებული ელემენტებისაგან შემდგარ სისტემის მექანიკური ძვრადობის ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები; 2- აღნიშნული სისტემის ფაზურ-სიხშირული მახასიათებლები.

სისტემის სიხისტის პარამეტრებით და რეზონანსის ზონაში – აქტიური წინაღობით. რეზონანსის ზონაში სიხშირული მახასიათებლების ამპლიტუდური მნიშვნელობები ნულის ტოლია.

ძვრადობის მექანიკურ მახასიათებლებს, რომლებიც სალტებში ვიბრაციების წარმოქმნის და ავტომობილზე სისტემაში "სალტე-საკიდარი-ძარა" მათი გადაცემის პროცესის მათემატიკური აღწერის საშუალებას იძლევა, უნდა მივაკუთვნოთ:

1. პირდაპირი მექანიკური ძვრადობა, რომელიც წარმოადგენს ვიბროსიჩქარის სალტის 1 წერტილში მოქმედ დინამიკურ ძალასთან შეფარდებას:

$$\Pi_{al1} = \frac{\dot{y}_{al}}{F_{al}}. \quad (2.5)$$

2. გარდამავალი მექანიკური ძვრადობა [87], რომელიც აღწერს სალტიდან ავტომობილზე ვიბრაციების გადაცემის პროცესს. გარდამავალი ძვრადობა წარმოადგენს სალტზე და ავტომობილზე განლაგებული აზომვის წერტილებში 2,3,...,n ვიბროსიჩქარის შეფარდებას სალტის 1 წერტილში მოდებულ ძალასთან;

$$\Pi_{al2} = \frac{\dot{y}_{a2}}{F_{al}}; \Pi_{al3} = \frac{\dot{y}_{a3}}{F_{al}} \dots \Pi_{aln} = \frac{\dot{y}_{an}}{F_{al}}. \quad (2.6)$$

Π_s -სთან პირველი ქვედა ციფრული ინდექსი აღნიშნავს ამგზნები ძალის მოდების წერტილს, ხოლო მეორე – ვიბრაციების გაზომვის წერტილს.

ურთიერთგადაადგილების პრინციპის თანახმად [50] განისაზღვრება ერთ-ერთი მნიშვნელოვანი თვისება, რომელიც აქვს გარდამავალ ძვრადობას:

$$\Pi_{s1n} = \Pi_{s11}.$$

გარდამავალი მექანიკური ძვრადობის ცნების გამოყენება საჭიროა პნევმატიკურ სალტზე, საკიდარის ელემენტებზე და ძარაზე ვიბრაციების, სიხშირეთა ფართო დიაპაზონში გავრცელების კვლევისათ.

2.2. პნევმატიკური სალტების ძვრადობათა მექანიკური მახასიათებლების გაანგარიშება

გზის საფარის უსწორობებთან ავტომობილის სალტის ურთიერთქმედება განაპირობებს სალტის დრეკადი დეფორმაციების გამომწვევი დინამიკური ძალების

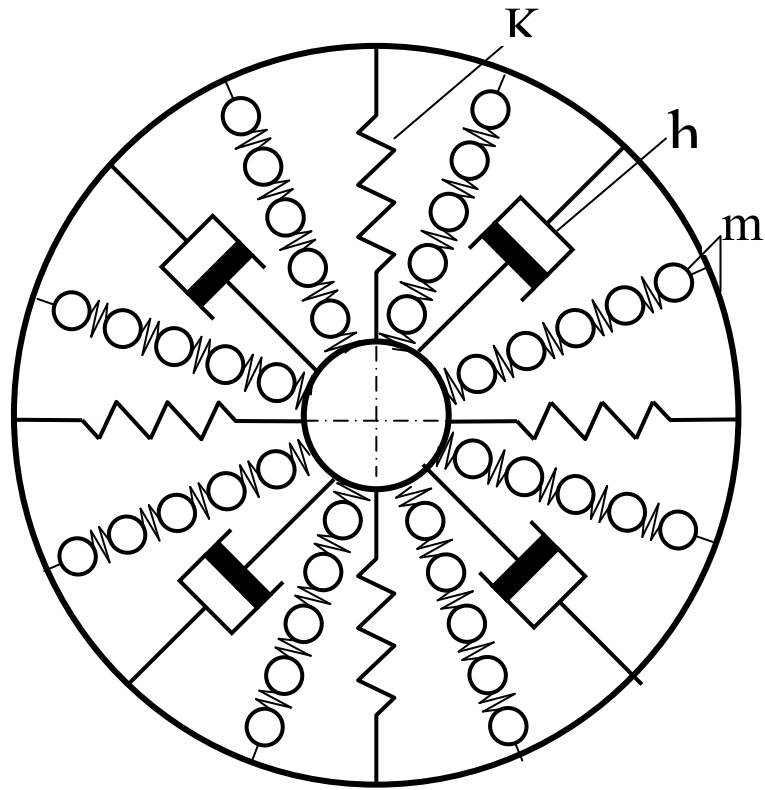
წარმოქმნას, რომეზიც აღიქმება სალტის სარბენ ზოლზე, მის გვერდულეზზე გავრცელეზული ვიბრაციეზის სახით და გადაეცემა თვალზე და შემდგომ ავტომობილზე.

203ც-მდე სიხშირით რხევისას, პნევმატური სალტე შეიძლება წარმოვიდგინოთ, როგორც მასისა და დრეკადობის შეჯგუფეზულ პარამეტრეზიანი სისტემა. ბგერითი ვიბრაციეზის კვლევისას ავტომობილის სალტე წარმოადგენს რხევით სისტემას სივრცულად განლაგეზული მასით, სიხისტით და აქტიური წინალობით ნახ.2.6-ზე წარმოდგენილი სქემის მიხედვით, m-არის სალტის სარბენი ზოლის და გვერდულას დაყვანილ მასას, რომელიც მონაწილეობს ვიბრაციეზის გადაცემაში, K-არის სალტის სარბენი ზოლის და გვერდულას დაყვანილი დინამიკური სიხისტი, h განსაზღვრავს სალტის მასალაში რხევითი ენერგიის აქტიურ დანაკარგეზს.

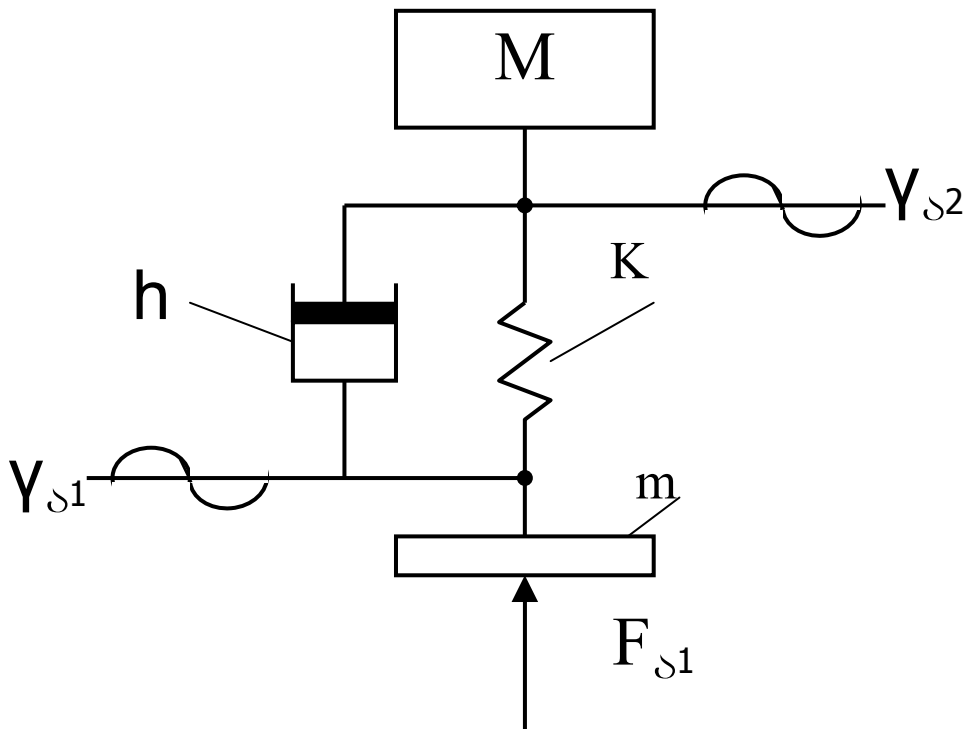
მოყვანილი ნახაზიდან ჩანს, რომ რხევითი ენერგია ვრცელდება აგზნეზის ზონიდან მთელს სარბენ ზოლზე და გვერდულეზზე, რომლებიდანაც გადაეცემა თვალს.

ექსპერიმენტულმა კვლევებმა აჩვენა, რომ ავტომობილის პნევმატიკური სალტე, სიხშირეზის ბგერით დიაპაზონში ამპლიტუდის მიხედვით მუდმივი დინამიკური ძალით ვერტიკალური მიმართულებით აგზნეზისას, უნდა მივაკუთვნოთ წრფივ რხევით სისტემეზს, რაც ანალიზისათვის მექანიკური ძვრადობის მეთოდის გამოყენეზის საშუალებას იძლევა.

პნევმატიკურ სალტეზე ვიბრაციეზის წარმოქმნისა და გავრცელეზის პროცესები, ასევე მათი გადაცემა ავტომობილის თვალზე სისტემაში ”სარბენი გზა-გვერდულა-თვალის” შეიძლება აღწერილი იქნას ძვრადობის შემდეგი მახასიათეზლებით:



ნახ.2.6 სივრცეში განაწილებული m მასის, k დრეკადობის და h აქტიური წინააღობის მქონე პნევმატიკური სალტის სქემა



ნახ. 2.7 პნევმატიკური სალტის სქემა, რომელიც ნახ. 2.6-ზე მოყვანილი სქემის ექვივალენტურია

ზონაში სალტის სარბენი ზოლის ვიბროსიჩქარის აღნიშნული აგზნების გამომწვევ F_{a1} დინამიკურ ძალასთან შეფარდებას:

$$\Pi_{a1} = \frac{\dot{y}_{a1}}{F_{a1}}.$$

2. გარდამავალი მექანიკური ძვრადობებით, რომლებიც წარმოადგენს აგზნების ზონის გარეთ სარბენი ზოლის გვერდულებისა და თვლის ვიბროსიჩქარის შეფარდებას აგზნების ზონაში მოქმედ დინამიკურ ძალასთან.

აგზნების წერტილიდან სალტის სარბენ ზოლზე ვიბრაციების გავრცელების პროცესში შეიძლება ავსახოთ შემდეგი გარდამავალი ძვრადობით

$$\Pi_{a12'} = \frac{\dot{y}_{a2'}}{F_{a1}}.$$

სალტის სარბენი ზოლიდან გვერდულებზე ვიბრაციების გადაცემის პროცესი აღიწერება გარდამავალი ძვრადობით:

$$\Pi_{a12''} = \frac{\dot{y}_{a2''}}{F_{a1}}.$$

აგზნების ზონაში სარბენი ზოლიდან თვალზე ვიბრაციების გადაცემა ხასიათდება შემდეგი გარდამავალი ძვრადობით:

$$\Pi_{a12} = \frac{\dot{y}_{a2}}{F_{a1}}.$$

პნევმატიკური სალტის პირდაპირი და გარდამავალი მექანიკური ძვრადობების სიდიდის მიხედვით შეიძლება ვიმსჯელოთ მის მიერ ავტომობილზე ვიბრაციების გადაცემის მიდრეკილებაზე.

ნახ.2.6-ზე მოყვანილი სქემიდან ჩანს, რომ პნევმატიკურ სალტეს შეიძლება ჰქონდეს საკუთარ რხევათა სიხშირეების უსასრულო სიმრავლე, რომლებიც შეესაბამება სალტის შემადგენელი ელემენტების საკუთარ რხევებს. ამ სიხშირეებზე

დამახასიათებელია გზის საფარიდან ავტომობილის ძარაზე დინამიკური ძალების ეფექტური გადაცემა. მაგრამ პრაქტიკა გვიჩვენებს, რომ ავტომობილზე ვიბრაციების გადაცემის თვალსაზრისით ყველაზე მნიშვნელოვანია სალტის საკუთარი რხევების უდაბლესი ფორმა. აღნიშნული საშუალებას გვაძლევს შემოვიფარგლოთ იმ ვიბრაციების დონეების საანგარიშო განსაზღვრით, რომლებიც გადაეცემა სალტის სარბენი ზოლიდან ავტომობილის თვალზე აგზნების წერტილში, 80...150 ჰც რიგი სიხშირეებით. ეს, აგრეთვე, საშუალებას იძლევა წარმოვიდგინოთ გამოსაკვლევი პნევმატიკური სალტე უფრო მარტივი ექვივალენტური სქემის სახით, რომელსაც აქვს საკვლევი სალტის სიხშირულ მახასიათებლებთან მიახლოებული მახასიათებლები, მაგრამ შეჯგუფებული მასობრივი და სიხისტის პარამეტრები (ნახ.2.7). მოყვანილ ექვივალენტურ სქემას გამოვიყენებთ პნევმატიკური სალტის ვიბრაციების გასაანგარიშებლად.

სალტის სარბენი ზოლის ვიბროსიჩქარე (\dot{y}_{al}) განისაზღვრება შემდეგი განტოლებიდან:

$$\dot{y}_{al} = \Pi_{al1} F_{al},$$

სადაც, F_{al} – გზის ვაკისისაგან სარბენ ზოლზე მოქმედი დინამიკური ძალაა;

Π_{al1} - აგზნების ზონაში პირდაპირი მექანიკური ძვრალობაა.

პნევმატიკური სალტის პირდაპირი მექანიკური ძვრალობის ხასიათი დამოკიდებულია სარბენი ზოლის დინამიკური აგზნების სიხშირეზე. დაბალი სიხშირეების დაიპაზონში წერტილოვანი მექანიკური ძვრალობის (Π_{al1}) მრუდის დახრილობა განისაზღვრება, ძირითადად, სალტისა (M_c) და თვლის (M_s) მასებით:

$$\Pi_{al1} = \frac{1}{j\omega(M_c + M_s)},$$

სადაც ω - კუთხური სიხშირეა;

j - ფაზის მობრუნების ოპერატორია, რომელიც აჩვენებს, რომ სიხშირეთა ამ დაიპაზონში ვიბროსიჩქარის ვექტორი განსაზღვრავს ამგზნების ძალის ვექტორს $\pi/2$ კუთხეზე.

სიხშირეთა ამ დიაპაზონში პნევმატიკური სალტე შეიძლება განვიხილოთ როგორც შეყურსული მასა, რომლის სალტისა და თვლის ვიბროსიჩქარეები ერთნაირია,

$$\text{ე.ი. } \dot{y}_{a1} = \dot{y}_{a2}$$

მაშინ სიხშირეთა ამ დიაპაზონში თვალზე მოქმედი დინამიკური ძალები შეადგენენ:

$$F_{a2} = \frac{\dot{y}_{a2}}{\Pi_{a12}} = \frac{F_{a1}}{\Pi_{a12} j\omega (M_c + M_s)}, \quad (2.7)$$

აქედან, დაბალი სიხშირეების ზონაში გზის საფარის მხრიდან თვალზე მოქმედი დინამიკური ძალის სიდიდე ამგზნები დინამიკური ძალის პირდაპირპროპორციულია და Π_{a12} გარდამავალი მექანიკური ძვრადობის, კუთხური სიხშირის, სალტისა და თვლის მასის უკუპროპორციულია.

ამგზნები ძალის სიხშირის ზრდისას (საშუალო სიხშირეები) პირდაპირი მექანიკური ძვრადობის ხასიათი დრეკადი ხდება და ფასდება მისი დაყვანილი დინამიკური სიხისტით (K), რომელიც განისაზღვრება სარბენი ზოლისა და გვერდულების დინამიკური სიხისტეებით. ამასთან, რხევითი სიჩქარის ვექტორი ჩამორჩება ამგზნები ძალის ვექტორს $\pi/2$ კუთხით. სიხშირეთა ამ დიაპაზონში სალტის მექანიკური ძვრადობის მრუდის დახრილობა შეიძლება განისაზღვროს განტოლებიდან:

$$\Pi_{a11} = \frac{j\omega}{K}. \quad (2.8)$$

საშუალო სიხშირეების დიაპაზონში შეყურსული პარამეტრების მქონე ექვივალენტური რხევითი სისტემის F_{a2} დინამიკური ძალა, რომელიც მოქმედებს თვლის ფერსოზე, გზის ვაკისის მხრიდან მოქმედი დინამიკური ძალის ტოლი იქნება, ე.ი.

$$F_{a1} = F_{a2},$$

აქედან, ვიბროსიჩქარე თვლის ფერსოზე $\dot{y}_{a2}^{\text{саш.сшюш}}$ ტოლი იქნება:

$$\dot{y}_{a2}^{\text{саш.сшюш}} = \Pi_{a12} F_{a2} = \frac{\Pi_{a12} \dot{y}_{a1} k}{j\omega} \quad (2.9)$$

როგორც განტოლებიდან ჩანს, საშუალო სიხშირეების ზონაში თვლის ფერსოს ვიბროსიჩქარე პირდაპირ პროპორციულია გარდმავალი მექანიკური ძვრადობისა, ვიბროსიჩქარისა აგზნების ზონაში, დაყვანილი დინამიკური სიხისტისა და უკუპროპორციულია აგზნების კუთხური სიხშირისა.

ზედა ექსტრემუმის სიხშირეზე უფრო მაღალი სიხშირეებისას მექანიკური ძვრადობის სიხშირული მახასიათებლის დახრილობა უახლოვდება მასის კანონს და განისაზღვრება, ძირითადად, სალტის სარბენი ზოლის დაყვანილი მასით. ამასთან, ძვრადობის მრუდის დახრილობა შეიძლება განისაზღვროს განტოლებით:

$$\Pi_{al1}''' = \frac{1}{jom}, \quad (2.10)$$

თანაც ფაზის მობრუნების ოპერატორი აჩვენებს, რომ სიხშირეთა მოცემულ დიაპაზონში ვიბროსიჩქარის ვექტორი წინ უსწრებს ამგზნები ძალის ვექტორს ფაზური კუთხით $\pi/2$.

პნევმატიკური სალტის მექანიკური ძვრადობების სიხშირული მახასიათებლები დაბალი, საშუალო და მაღალი სიხშირეების დიაპაზონში, რომლებიც აგებულია (2.5), (2.7), (2.9) განტოლებების შესაბამისად, მოყვანილია ნახ.2.8-ზე. მიღებული მრუდების ანალიზი გვიჩვენებს, რომ პნევმატიკური სალტის პირდაპირი მექანიკური ძვრადობა, მათი მრუდების მინიმალურ მნიშვნელობებმდე და ამ მნიშვნელობების შემდეგ, განისაზღვრება სალტის შინაგანი ხახუნის, დრეკადობის, მასის, პარამეტრების თანმიმდევრული შეერთებით, ე.ი.

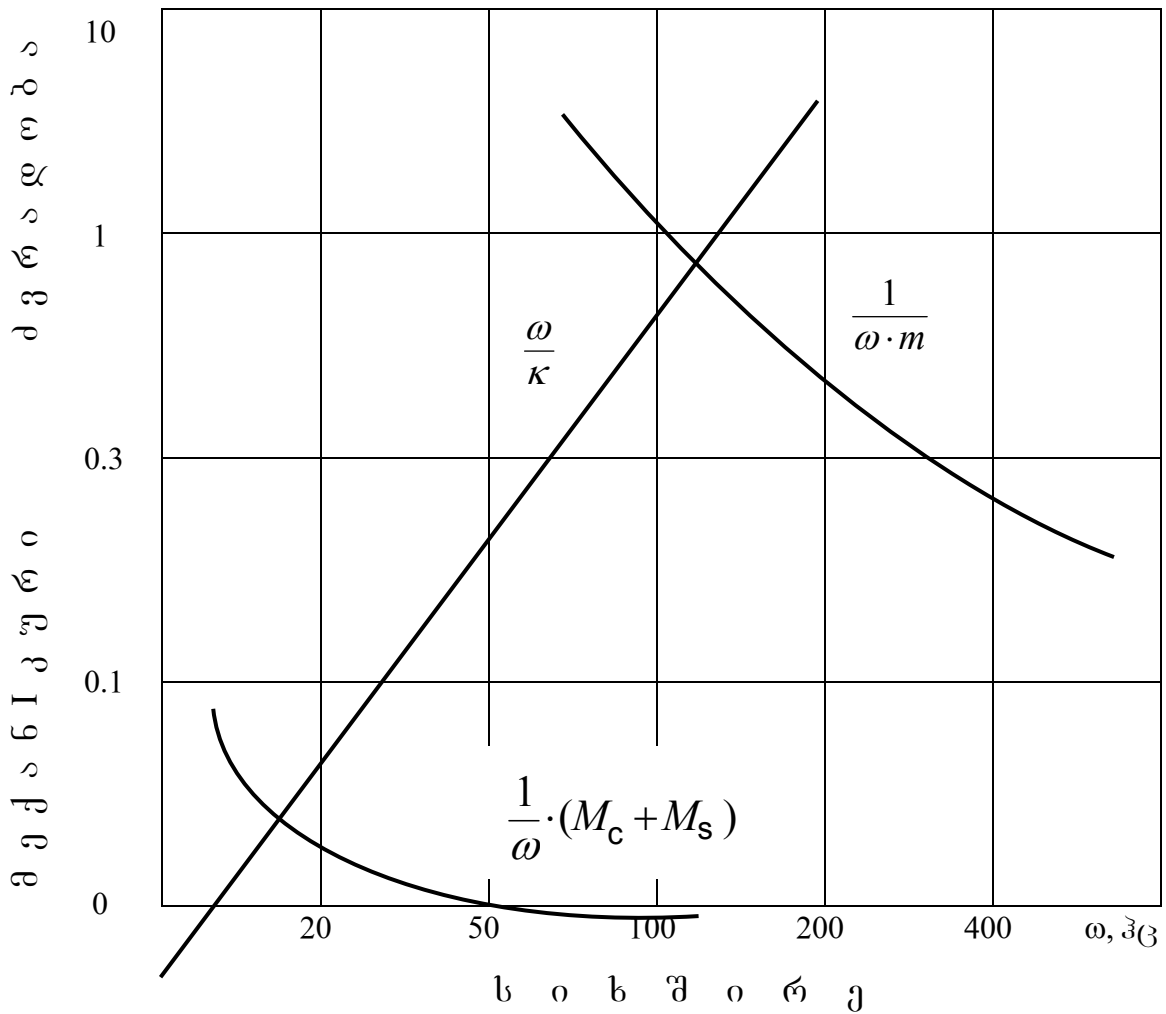
$$\Pi_{al1} = \Pi_{al1}^{rab. cиюш.} + \Pi_{al1}^{cаш. cиюш.}$$

სიხშირეთა ამ დიაპაზონში მექანიკური ძვრადობების მნიშვნელობები ზოგადი სახით, (2.5) და (2.7) განტოლებების გათვალისწინებით, შეიძლება განისაზღვროს შემდეგი განტოლებიდან:

$$\Pi_{al1} = \frac{1}{h} + j \left[\frac{\omega}{K} - \frac{1}{\omega(M_c + M_s)} \right], \quad (2.11)$$

სადაც, $h=R(n)$ - ნამდვილი ნაწილია;

$$\Pi_3 \text{ მ.წმ}^{-1} \cdot \text{ნ}^{-1} \cdot 10^{-2}$$



ნახ. 2.8 პნევმატიკური სალტის მექანიკური ძვრადობების მრუდების ხასიათი 10-400 ჰც სიხშირეების დიაპაზონში.

$$\frac{\omega}{K} - \frac{1}{\omega(M_c - M_s)} - \text{წარმოსახვითი ნაწლია.}$$

მაქსიმალურ მნიშვნელობებამდე და მათ შემდეგ სიხშირეთა ზონაში პნევმატიკური სალტის მექანიკური ძვრადობა განისაზღვრება მასის, დრეკადობის და აქტიური წინააღობის პარამეტრების პარალელური შეერთებით:

$$\frac{1}{\Pi_{al1}} = \frac{1}{\Pi_{al1}^{\text{საშ.სიოშ.}}} + \frac{1}{\Pi_{al1}^{\text{ლაც.სიოშ.}}}$$

(2.8) და (2.9) განტოლებების გათვალისწინებით გვაქვს:

$$\frac{1}{\Pi_{a1}} = h - j \left(\frac{K}{\omega} - \omega m \right) \text{ აქედან.}$$

$$\Pi_{a1} = \frac{h}{h^2 + (K/\omega - \omega m)^2} + j \frac{(K/\omega - \omega m)}{h^2 + (K/\omega - \omega m)^2}, \quad (2.12)$$

სადაც, $\frac{h}{h^2 + (K/\omega - \omega m)^2} = R(n)$ - ნამდვილი ნაწილია;

$\frac{h}{h^2 + (K/\omega - \omega m)^2} = J(n)$ - წარმოსახვითი ნაწილი.

(2.10) და (2.11) განტოლებები გვიჩვენებს, რომ პნევმატიკური სალტებს მექანიკური ძვრადობების მახასიათებლები შეიცავენ ნამდვილ და წარმოსახვით ნაწილებს, ე.ი.

$$\Pi_{a1} = R(n) + jI(n) = |\Pi_{a1}| e^{i\phi} \text{ აქედან:}$$

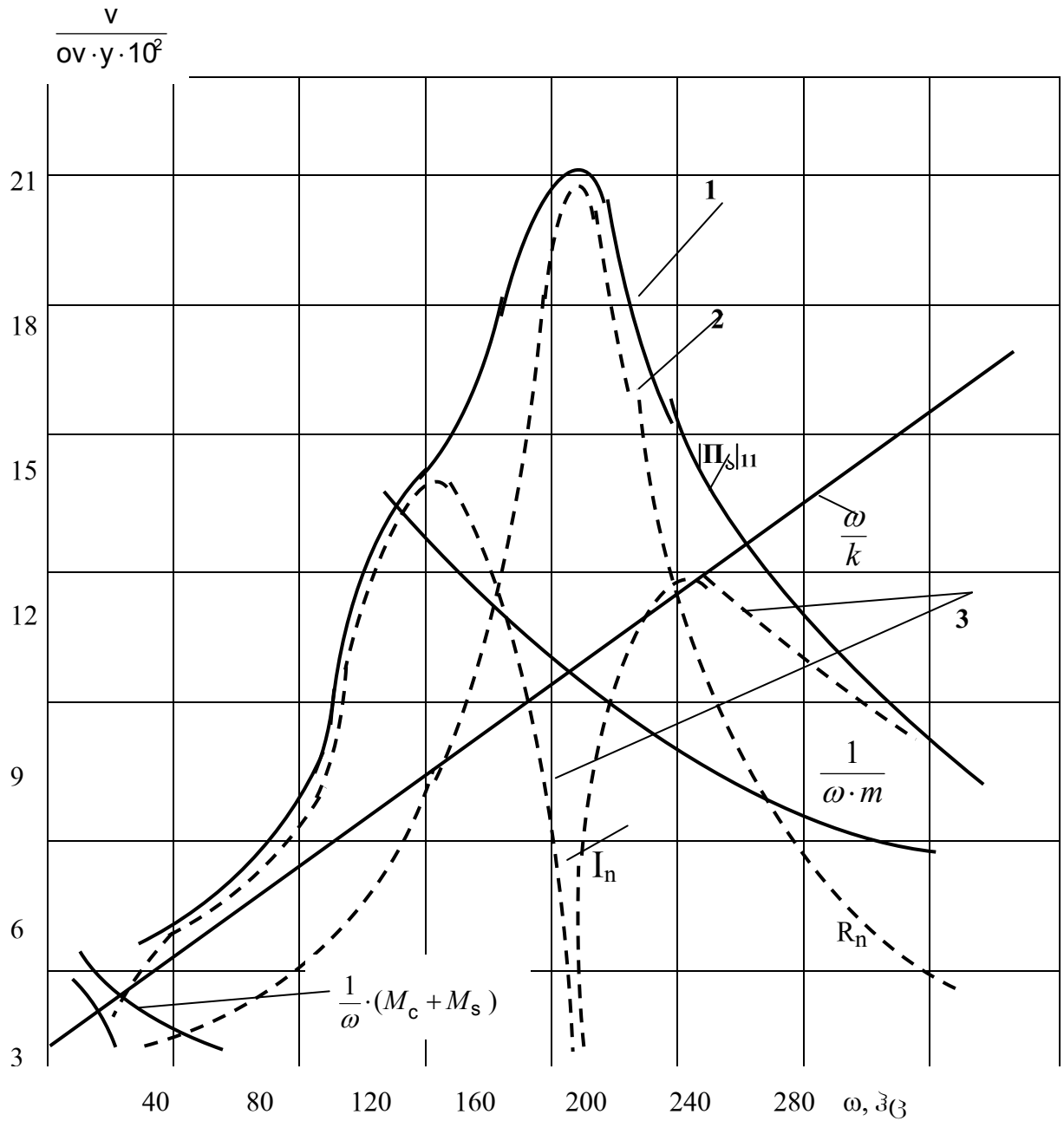
$$|\Pi_{a1}| = \sqrt{R(n)^2 + I(n)^2}.$$

ნამდვილი და წარმოსახვითი ნაწილების, აგრეთვე პნევმატიკური სალტის სრული პირდაპირი მექანიკური ძვრადობის გაანგარიშების შედეგები, 6.45-13 ზომის M-145 მოდელის დიაგონალური კონსტრუქციის სალტის მაგალითზე, წარმოდგენილია ნახ.2.9-ზე. ანგარიშისათვის მიღებულია შემდეგი საწყისი მონაცემები:

თვლისა და სალტის მასაM=15 კგ;

დინამიკური სიხისტეK=1,8.10⁵ნ/მ;

დინამიკური მასაm=0,16კგ



ნახ. 2.9 პნევმატიკური სალტის პირდაპირი მექანიკური ძვრადობის საანგარიშო ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები: 1-მექანიკური ძვრადობის მოდული; 2-ნამდვილი ნაწილი; 3-წარმოსახვითი ნაწილი.

მექანიკური ძვრადობის ზედა ექსტრემუმის სიხშირე $f=170$ ჰც;

შიგა ხახუნის კოეფიციენტი $h=0,00714$ მ/წმ

მსხვილი ხაზებით ნახაზზე დატანილია სალტის სრული პირდაპირი მექანიკური ძვრადობის მოდულის მნიშვნელობა.

სიხშირეებისათვის, რომლებიც შეესაბამება მექანიკური ძვრადობების მრუდების მინიმალურ და მაქსიმალურ სიდიდეებს, ჩატარებული ანალიზის საფუძველზე, შეიძლება ავაგოთ რხევითი სისტემის საანგარიშო სქემები.

ნახ.2.10-ზე მოყვანილია სქემები, რომლებიც შეესაბამება მექანიკური ძვრადობის მინიმალურ მნიშვნელობას, ხოლო ნახ.2.11-ზე – მექანიკური ძვრადობის მაქსიმალურ მნიშვნელობას.

მინიმალური მნიშვნელობის სიხშირეები შეიძლება განვსაზღვროთ გამომდინარე პირობიდან, რომ მექანიკური ძვრადობები რეზონანსის ზონის მახლობლად, ამ ზონამდე და მის შემდეგ, ტოლი უნდა იყოს:

$$\Pi'_{al1} = \Pi''_{al1} \text{ საიდანაც}$$

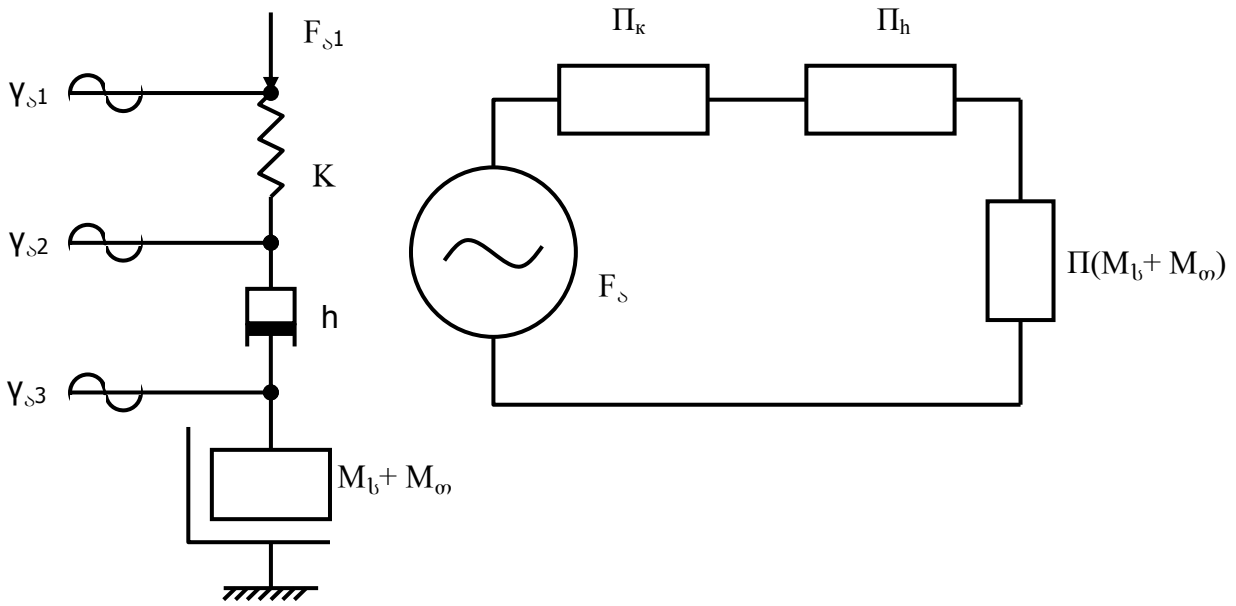
$$\frac{1}{j\omega(M_c - M_s)} = j \frac{\omega}{K}. \quad (2.13)$$

მექანიკური ძვრადობის მაქსიმალური მნიშვნელობის სიხშირე განისაზღვრება ანალოგიურად განტოლებიდან:

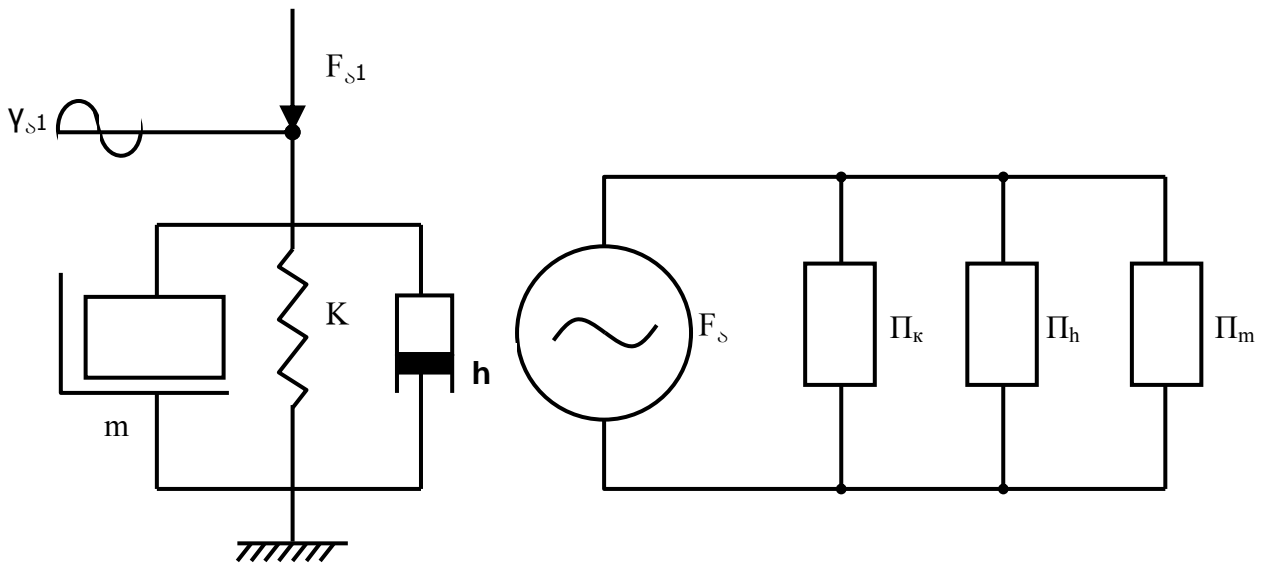
$$\Pi''_{al1} = \Pi'''_{al1} \text{ ან}$$

$$\frac{j\omega}{K} = \frac{1}{j\omega m}. \quad (2.14)$$

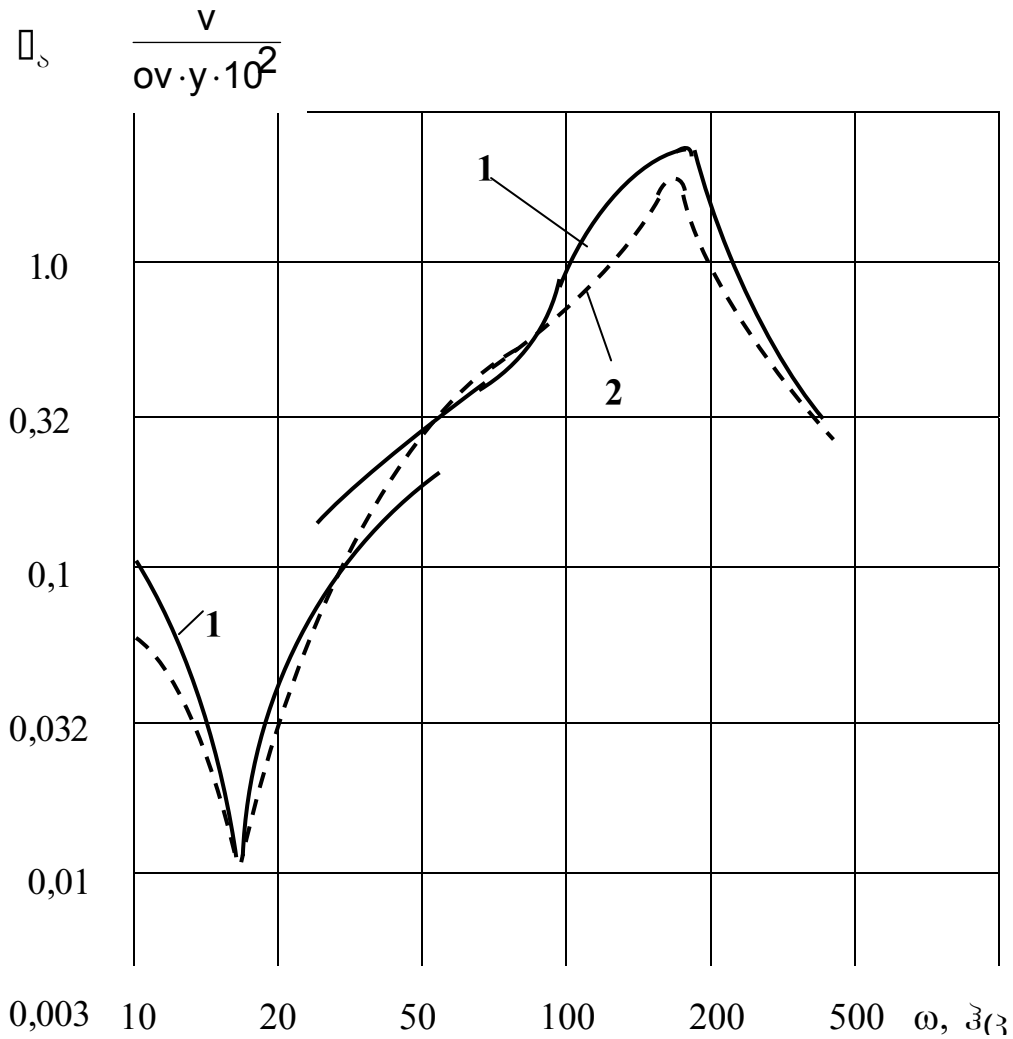
პირდაპირი მექანიკური ძვრადობის ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლების ექსპერიმენტული და ანალიზური გრაფიკების შედარება, რომლებიც მიღებული იყო 6.45-13 ზომის დიაგონალური კონსტრუქციის სალტისათვის, აჩვენებს მათ სიახლოვეს როგორც ამპლიტუდური, ასევე სიხშირული მნიშვნელობების მიხედვით (იხ.ნახ.2.12).



ნახ. 2.10 პნევმატიკური სალტის საანგარიშო სქემა და მისი ადმიტანსური ანალოგი 30...150 ჰგ სიხშირეების დიაპაზონში



ნახ. 2.11 პნევმატიკური სალტის საანგარიშო სქემა და მისი ადმიტანსური ანალოგი 30...150 ჰგ სიხშირეების დიაპაზონში



ნახ. 2.12 6.45-13 ზომის დიაგონალური კონსტრუქციის პნევმატიკური სალტის პირდაპირი მექანიკური ძვრადობის ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები: 1-საანგარიშო მრუდები; 2-ექსპერიმენტული მრუდი.

ვიბრაციების სალტიდან თვალზე, შემდეგ კი ავტომობილზე გადაცემა გამოიკვლევა

მსუბუქი ავტომობილის სალტის გარდამავალი მექანიკური ძვრადობის მეშვეობით.

”სარბენი ზოლი – გვერდულა – თვალი” სისტემაში სალტის გარდამავალი მექანიკური ძვრადობა წარმოადგენს სალტეზე და თვალზე განლაგებული 2,3,...n

წერტილებში რხევითი სიჩქარის შეფარდებას ჰარმონიულ ამგზნებ ძალასთან, რომელიც სალტის 1 წერტილშია მოდებული:

$$\Pi_{a12} = \frac{\dot{y}_{a2}}{F_{a1}}.$$

სალტის გარდამავალი მექანიკური ძვრადობის ანგარიშისათვის ყველაზე რაციონალურია ელექტრომექანიკური ანალოგიების მეთოდის გამოყენება [18,85]. აღნიშნული მეთოდი საშუალებას იძლევა შევისწავლოთ არა მარტო სალტეში მიმდინარე მოვლენების ფიზიკური არსი, არამედ საკმაოდ სრულად გავანალიზოთ სალტის სხვადასხვა ელემენტების გავლენა მისი მექანიკური ძვრადობების ადმიტანსურ მახასიათებლებზე.

ცნობილია, რომ მექანიკური სისტემების რხევების დიფერენციალურ განტოლებას აქვს სახე (2.1):

$$M\ddot{y} + h\dot{y} + Ky = Fa^{ejot},$$

ელექტროტექნიკაში კი [44] ცნობილია ელექტრული წრედის რხევების დიფერენციალურ განტოლება:

$$L\ddot{q} + rq + \frac{q}{G} = Uae^{jot},$$

სადაც, q -მუხტია;

$$\dot{q} = \frac{dq}{dt} = i - \text{დენია წრედში};$$

$$\ddot{q} = \frac{di}{dt}; U_a - \text{ელექტრული ძაბვის (ან ელექტრომომძრავებელი ძალის, ემმ)}$$

ამპლიტუდაა;

L, r, G_a - შესაბამისად, წრედის ინდუქტციურობა, აქტიური (ომური) წინაღობა და ტევადობაა.

(2.4) და (2.1) განტოლებათა შორის შეინიშნება სრული მსგავსება. სწორედ ეს მსგავსება უდევს საფუძვლად ელექტრომექანიკური ანალოგიების მეთოდს, რომელიც მდგომარეობს იმაში, რომ მექანიკური სისტემები გამოისახება ექვივალენტური ელექტრული სქემებით. ასეთი სქემების ანალიზი სწარმოებს მარტივი და მოსახერხებელი მეთოდებით, რომლებიც გამომდინარეობს ომის,

კირხგოფისა და სხვა კანონებიდან. ცხრილში 2.1 წარმოდგენილია მექანიკური და ელექტრული ანალოგები.

ცხრილი 2.1.

სალტის მექანიკური მახასიათებლების ელექტრულებით
შეცვლის სისტემა

მექანიკური სისტემა	ელექტრული ანალოგი	შესაბამისი იმპედანსი
შემაველი შემაშვოთებელი ძალა F_{s1}	ძაბვა	—
ვიბროსიჩქარე $\dot{y}_{a1}, \dot{y}_{a2}$	დენი i_m, i_m	—
სალტის სარბენი ზოლის დაყვანილი მასა m	ინდუქტიურობა L_m^{caK}	Z_m
პნევმატიკური სალტის და თვლის მასა M	ინდუქტიურობა L_M^{caK}	Z_m
სალტის გვერდითი ზოლისა და გვერდულას დინამიკური სიხისტე K	ტევადობის შექცეული სიდიდე $1/G_K^{caK}$	Z_k
სალტეში შინაგანი ხახუნი h	წინაღობა R_n^{caK}	Z_h

საჭიროა აღინიშნოს, რომ ანალოგიები ვრცელდება არა მარტო რხევითი პროცესებისა და რხევითი სისტემების პარამეტრებზე, არამედ ამ სისტემათა ცალკეული ელემენტების წინააღობაზეც.

მექანიკური სისტემების ექვივალენტური ელექტრული სქემების შედგენისას, უწინარეს ყოვლისა, უნდა ვიხელმძღვანელოთ წესით, რომ სისტემის ის ელემენტები, რომელთა ბოლოებს აქვთ ერთნაირი რხევითი სიჩქარეები, შეერთებულია სქემაში თანმიმდევრულად (ე.ი. დენები მათ ანალოგებში ერთნაირია), ის ელემენტები კი, რომლებიც გადასცემენ ერთნაირ რხევით ძალას, შეერთებული უნდა იქნას სისტემაში პარალელურად (ე.ი. მათზე ძაბვის ვარდნა ერთნაირია) [17,18].

ელექტროაკუსტიკური ანალოგიების მეთოდის შესაბამისად, სალტის ექვივალენტური ელექტრული საანგარიშო სქემა, შეიძლება გამოვსახოთ ნახ.2.13-ზე წარმოდგენილი სახით.

წარმოდგენილ ნახაზზე განხორციელებულია სალტის მექანიკური ელემენტების ელექტრული შეცვლა, ცხრილის შესაბამისად.

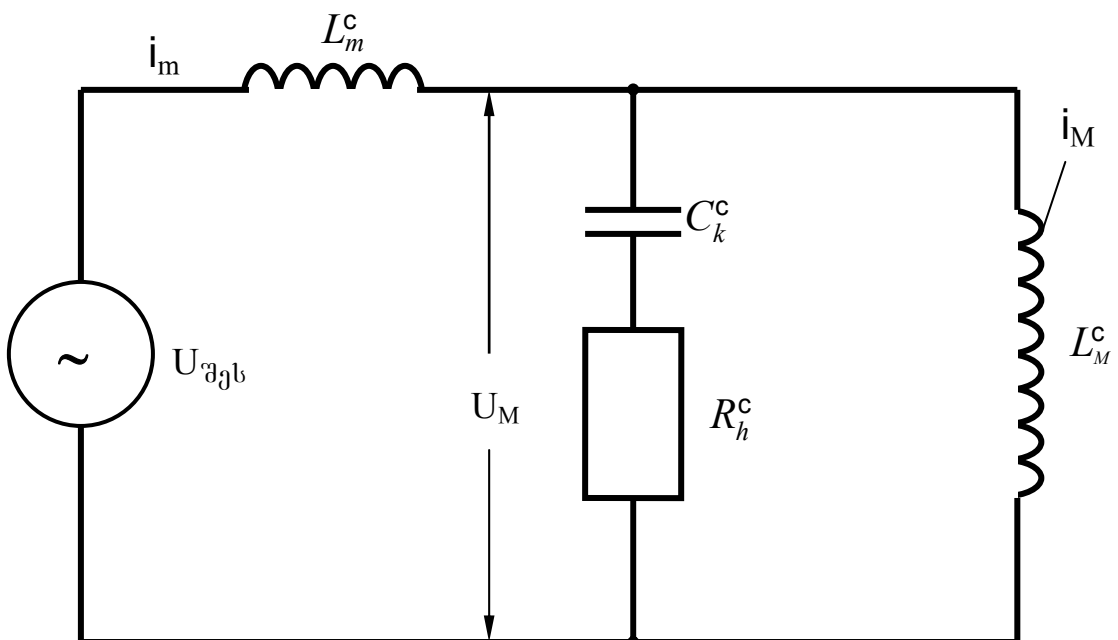
იმის გათვალისწინებით, რომ ელექტრული სქემის L_M^{cak} ინდუქტიურობაში გამავალი i_m დენი შეესაბამება y_{a2} ვიბროსიჩქარეს მექანიკური სისტემის 2 წერტილში თვალის თაროზე, რომელიც ერთეულოვანი შემაშვოთებელი ძალისას პროპორციულია სალტის გარდამავალი ძვრადობისა, ამოვხსნით სისტემას i_m -ის მიმართ.

სისტემაში გამავალი i_m დენი განისაზღვრება $U_{შეგ}$ შემავალი ძაბვით და მთელი წრედის სრული წინაღობით, ე.ი.

$$i_m = \frac{U_{აქი}}{Z_m + \frac{(Z_k + Z_h)Z_m}{Z_k + Z_h + Z_m}} \quad (2.15)$$

ამასთან, ინდუქტიურობაზე მოქმედი ძაბვა გოლი იქნება:

$$U_M = \frac{U_{აქი}}{Z_m + \frac{(Z_k + Z_h)Z_m}{Z_k + Z_h + Z_m}} \cdot \frac{(Z_k + Z_h)Z_m}{Z_k + Z_h + Z_m}$$



ნახ. 2.13 პნევმატიკური სალტის საანგარიშო ელექტრული სქემა.

შესაბამისად L_M^{cak} ინდუქციურობაში გამავალი დენი ტოლი იქნება:

$$i_m = \frac{U_{აძრ}(Z_K + Z_h)}{\left(Z_m + \frac{(Z_K + Z_h)Z_m}{Z_K + Z_h + Z_m} \right) (Z_K + Z_h + Z_m)}.$$

აქედან:

$$i_m = \frac{U_{აძრ}(Z_K + Z_h)}{Z_m Z_K + Z_m + Z_n + Z_m Z_M + Z_m (Z_K + Z_h)}.$$

თუ ჩვთვლით, რომ $U_{აძრ}$ ერთის ტოლია და ცხრილ 2.1-ს გავითვალისწინებთ, პნევმატიკური სალტის Π_{a12} გარდამავალი მექანიკური ძვრადობა შეადგენს:

$$\Pi_{a12} = \frac{Z_K + Z_h}{Z_m (Z_K + Z_h) + Z_m Z_m + Z_M + Z_m (Z_K + Z_h)}. \quad (2.16)$$

სალტის გარდამავალი ძვრადობის სიხშირული მახასიათებლები შეიძლება მიღებული იქნან (2.26) განტოლებიდან როგორც სიხშირის ფუნქციის უშუალო გამოთვლებით, ასევე ანალოგიურ გამოთვლით მანქანებზე ელექტრული მოდელირების გზით და აგრეთვე, უშუალო მოდელირების გზით ნახ.2.13-ზე მოცემული ელექტრული სქემის საშუალებით. სწორედ ეს უკანასკნელი იყო შესრულებული მოცემულ ნაშრომში [56].

2.4. ავტომობილი "მოსკვიჩი-2140"-ის რხევითი სისტემის "სალტე-წინა საკიდარი-ძარა" მექანიკური ძვრადობის ანალიზი

მცირე კლასის მსუბუქი ავტომობილის საკიდარზე ვიბრაციების გავრცელების პროცესები საკმაოდ რთული არის. მათში სხვადასხვა დინამიკური მახასიათებლების მქონე ელემენტების დიდი რაოდენობა ღებულობს მონაწილეობას. განსახილველ რხევით სისტემაში ვიბრაციების წარმოქმნის კვლევისას საჭიროა ვიბრაციების

გადაცემაში მონაწილე საკიდარის ელემენტების ვიბრაციული მახასიათებლების დეტალური კვლევა.

განვიხილოთ მსუბუქი ავტომობილის საკიდარის ელემენტებიდან მის ძარაზე ვიბრაციების გავრცელების ძირითადი გზები და ასევე, წინა საკიდარის ელემენტების მექანიკური ძვრადობის მახასიათებლები, რომლებიც ახდენენ დომინირებად გავლენას ვიბრაციების გავრცელებაზე.

ნახ.2.14-ზე წარმოდგენილია მსუბუქი ავტომობილის "მოსკვიჩი-2140"-ის ადმიტანსური მოდელი.

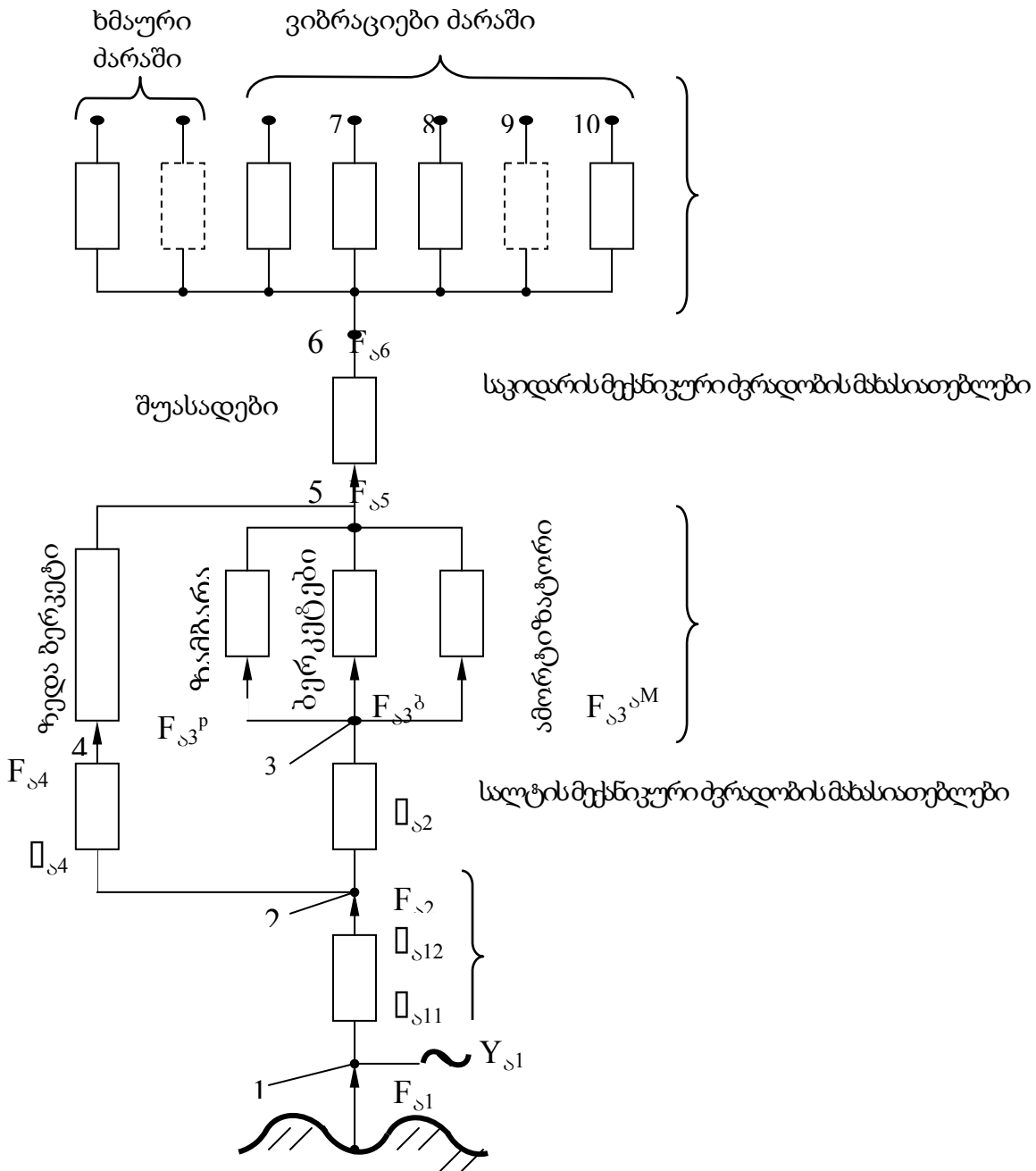
მსუბუქი ავტომობილის "სალტე-წინა საკიდარი-ძარა" რხევითი სისტემის სასტენდო ვიბროდინამიკური გამოცდების პროცესში, მისი მექანიკური ძვრადობის მახასიათებლების შეფასებისას, მთელ გამოსაკვლევ სიხშირეთა დიაპაზონში გამოიყენებოდა ამპლიტუდის მიხედვით მუდმივი ამგზნები დინამიკური ძალა. ამასთანავე, რხევების აგზნება წარმოებდა წინა საკიდარის ქვედა ბერკეტის საშუალებით.

ვიბრაციების ძალური აგზნება ვრცელდება აგზნების წერტილიდან, რომელიც განლაგებულია ქვედა საკიდართან ახლოს, ამ ქვედა საკიდარის გავლით საბრუნ დგარზე, შემდეგ კი ზედა ბერკეტზე, რომლიდანაც გადადის წინა კოჭზე მისი ძარას წინა გრძივ ძელებზე დამაგრების ადგილის მახლობლად.

აგზნების ზონიდან რხევითი ენერგია ვრცელდება, ასევე, ქვედაბერკეტის გავლით უშუალოდ წინა კოჭზე და წინა საკიდარის ზამზარისა და ამორტიზატორის გავლით – წინა კოჭზე მისი ძარას წინა გრძივ ძელებზე დამაგრების ადგილის მახლობლად. წინა კოჭიდან რხევითი ენერგია გადაეცემა ძარას წინა გრძივძელზე და შემდეგ ვრცელდება პრაქტიკულად მთელს ავტომობილზე. გარდა ამისა, რხევითი ენერგიის გავრცელება ხორციელდება ქვედა ბერკეტიდან ძარას წინა გრძივძელზე განივი მდგრადობის სტაბილიზატორის გავლით და საბრუნ დგარის, საჭის საწევის გავლით – საჭის მექანიზმზე ან წინა გრძივ ძელებზე ჩამაგრებულ ქანქარიან ბერკეტზე.

პნევმატიკური სალტეების მექანიკური ძვრადობის მახასიათებლების ჩატარებულმა ექსპერიმენტულმა კვლევებმა გვიჩვენა, რომ ძირითადი

ძარაში მექანიკური ძვრადობის მახასიათებლები და აკუსტიკური მახასიათებლები



ნახ. 2.14 ავტომობილის “მოსკვიჩი-2140” “სალტე-წინა საკიდარი-ძარა” სისტემის მექანიკური ძვრადობის ადმინტანსური მოდელი.

განსხვავება დიაგნალური და რადიალური კონსტრუქციების მქონე სალტეებს შორის, რომელიც მნიშვნელოვანია მსუბუქი ავტომობილის ძარაზე

ვიბრაციების გადაცემის ხარისხის თვალსაზრისით, სიხშირეთა 30...200 ჰც დიაპაზონში იმყოფება.

”სალტე-წინა საკიდარი-ძარა” რხევითი სისტემის ლითონური დეტალების – ქვედა და ზედა ბერკეტების, საბრუნო სადგარის, საჭის საწევების და ა.შ., რომლებიც უზრუნველყოფენ საიმედო ექსპლუატაციას, საკმარისი სიხისტისას, მათ ძირითადად აქვთ 200.300 ჰც-ზე მეტი სიხშირის საკუთარ რხევების უდაბლესი ფორმები და 200 ჰც-მდე სიხშირეების დიაპაზონში ისინი შეიძლება განვიხილოთ როგორც ელემენტები, რომელთაც აქვთ მხოლოდ ინერციული ძვრადობა, რომელიც შეიძლება განისაზღვროს (2.7) განტოლებით.

როგორც ექსპერიმენტულმა კვლევებმა გვიჩვენა, სიხშირეთა ბგერით დიაპაზონში ვიბრაციების ვერტიკალური მიმართულებით კვლევისას, მსუბუქი ავტომობილის საკიდარი შეიძლება მივაკუთვნოთ წრფივრხევით სისტემას და ამიტომ მისი კვლევისათვის შეიძლება გამოვიყენოთ მექანიკური ძვრადობების მეთოდი.

მექანიკური ძვრადობების მახასიათებლებს, რომლებიც გამოსაკვლევ სისტემაში ვიბრაციების წარმოქმნის და გადაცემის პროცესების მათემატიკურ აღწერას იძლევიან, შეიძლება მივაკუთვნოთ:

1. პირდაპირი მექანიკური ძვრადობა Π_{a33} , რომელიც წარმოადგენს ქვედა ბერკეტზე წერტილში 3 განლაგებულ აგზნების ზონაში სისტემის y_{a3} ვიბროსიჩქარის შეფარდებას იგივე წერტილში მოქმედ F_{a3} რხევით ძალასთან:

$$\Pi_{a33} = \frac{y_{a3}}{F_{a3}}.$$

2. გარდამავალი მექანიკური ძვრადობები $\Pi_{a34}, \Pi_{a35} \dots \Pi_{a3n}$, რომლებიც ახასიათებენ ავტომობილის საკიდარიდან ძარაზე ვიბრაციების გადაცემის პროცესებს.

ქვედა ბერკეტიდან ზედაზე 4 წერტილში და შემდეგ წინა კოჭზე 5 წერტილში ვიბრაციების გადაცემის პროცესები აისახება Π_{a34}, Π_{a35} გარდამავალ ძვრადობებში:

$$\Pi_{a34} = \frac{y_{a4}}{F_{a3}}; \quad \Pi_{a35} = \frac{y_{a5}}{F_{a3}}.$$

ქვედა ბერკეტის მეშვეობით უშუალოდ კოჭზე ვიბრაციების გადაცემის პროცესი აღიწერება გარდამავალი ძვრადობით:

$$\Pi_{a36} = \frac{\dot{y}_{a6}}{F_{a3}}.$$

აგზნების წერტილიდან ქვედა ბერკეტის მეშვეობით წინა კოჭის 5 წერტილში ვიბრაციების გადაცემის პროცესში მონაწილეობენ:

- წინა საკიდარის ზამზარა გარდამავალი ძვრადობით:

$$\Pi_{a35}^{(IIp)} = \frac{\dot{y}_{a35}^{(IIp)}}{F_{a3}};$$

- წინა საკიდარის ამორტიზატორი გარდამავალი ძვრადობით:

$$\Pi_{a35}^{(a)} = \frac{\dot{y}^{(a)}}{F_{a3}}.$$

ზოგადი სახით წინა ხიდის კოჭის ვიბროსიჩქარე წარმოადგენს რხევითი სიჩქარეების გეომეტრიულ ჯამს, რომლებიც განპირობებულია ვიბრაციების გადაცემით ქვედა და ზედა ბერკეტების, საკიდარების, ზამზარებისა და წინა საკიდარის ამორტიზატორის საშუალებით:

$$\dot{y}_{\text{аи́нэи́са}} = \sqrt{\dot{y}_{ac}^{(Hp)^2} + \dot{y}_{a5}^{(bp)^2} + \dot{y}_{a5}^{(np)^2} + \dot{y}_{a5}^{(a)^2}}. \quad (2.17)$$

კოჭიდან წინა გრძივძელზე ვიბრაციების გადაცემის პროცესი გამოისახება გარდამავალი Π_{a36} ძვრადობით.

$$\Pi_{a36} = \frac{\dot{y}_{a6}}{F_{a3}}.$$

გარდა ამისა, წინა გრძივძელზე ვიბრაციები გადაეცემა უშუალოდ ქვედა ბერკეტიდან განივი მდგრადობის სტაბილიზატორის საშუალებით. ვიბრაციების გადაცემის პროცესი აისახება გარდამავალ ძვრადობაში:

$$\Pi_{a37}^{(cT)} = \frac{\dot{y}_{a7}^{(cT)}}{F_{a3}}.$$

ვიბრაციები, რომლებიც გადაეცემა წინა გრძივძელზე დაყენებული საბრუნო დგარის, საჭის საწევარიდან საჭის მექანიზმზე ან ქანქარულ ბერკეტზე, შეფასდება გარდამავალი ძვრადობით $\Pi_{a37}^{(pm)}$.

$$\Pi_{a37}^{(pm)} = \frac{\dot{y}^{(pm)}}{F_{a3}}.$$

ვერტიკალური მიმართულებით წინა გრძივძელების ვიბროსიჩქარე, საკიდარის ვერტიკალური დინამიკური ძალით აგზნებისას, შეიძლება წარმოდგენილი იქნას შემდეგი სახით:

$$\dot{y}_{\text{симметрич.}} = \dot{y}_{a7} + \dot{y}_{a7}^{(cT)} + \dot{y}_{a7}^{(pm)} .$$

ავტომობილზე ვიბრაციების გავრცელების პროცესები შეიძლება მათემატიკურად იქნან აღწერილი გარდამავალი $\Pi_{a78}, \Pi_{a79} \dots \Pi_{a7n}$, ძვრადობების სახით, რომლებიც წარმოადგენენ 8,9...n წერტილებში ავტომობილის ვიბროსიჩქარეების ფარდობას ავტომობილზე 7 წერტილში მოქმედ დინამიკურ ძალასთან.

2.4.1. "თვლის-მორგვი-საბრუნნი დგარი" მექანიკური ძვრადობა

მსუბუქი ავტომობილის "თვალი-მორგვი-საბრუნნი დგარი" წარმოადგენენ ელემენტებს, რომლებიც გადასცემენ ვიბრაციას სალტის მხრიდან მცირე კლასის "მოსკვიჩ-2140" მსუბუქი ავტომობილის წინა საკიდარის ქვედა და ზედა ბერკეტებზე. აღნიშნული ელემენტების მუშაობის პირობებიდან გამომდინარე, სიხშირეთა ფართო დიაპაზონში ვერტიკალური რხევითი დატვირთვების აღქმისას აუცილებელ პირობას უნდა წარმოადგენდეს მათი ერთმანეთთან ხისტი შეერთება და ცალ-ცალკე ყოველი ელემენტის საკმაოდ მაღალი სიხისტე, ე.ი. მათ უნდა გააჩნდეს ინერციული ძვრადობა. აქედან, მოცემული სისტემის მექანიკური ძვრადობა უნდა აკმაყოფილებდეს განტოლებას:

$$\Pi_a = \frac{1}{j\omega M} ,$$

სადაც, M- თვლის, მორგვისა და საბრუნნი დგარის მასაა.

ჩატარებულმა ექსპერიმენტულმა კვლევებმა გვიჩვენა, რომ 250ჰც-მდე დიაპაზონში თვლის, მორგვისა და საბრუნნი დგარის შეერთებით წარმოქმნილი სისტემის მექანიკური ძვრადობა აკმაყოფილებს ზემოთ მოყვანილ განტოლებას.

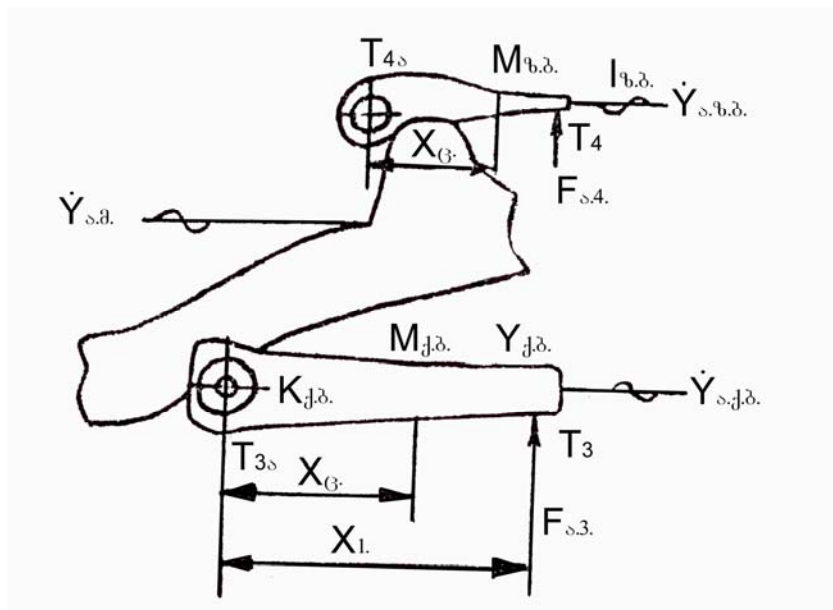
2.4.2. ქვედა და ზედა ბერკეტების მექანიკური ძვრადობა

წინა საკიდარის ქვედა და ზედა ბერკეტები არის ელემენტები, რომლებიც გადასცემენ ვიბრაციებს საბრუნო დგარიდან წინა ხიდის კოჭზე.

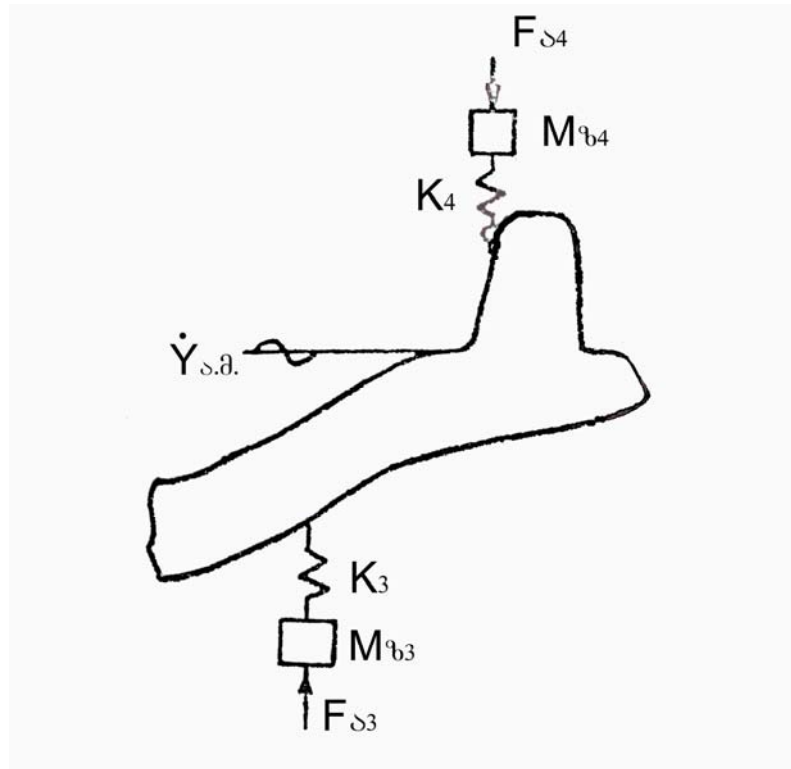
წინა ხიდის კოჭთან ბერკეტები ურთიერთქმედებენ სალტე-მორგვის მეშვეობით. წარმოვიდგინოთ მოცემული სისტემა ნახ.2.15-ზე მოყვანილი სქემის სახით.

ზოგადი სახით წინა საკიდარის ბერკეტები წარმოადგენენ რხევით სისტემას სივრცულად განაწილებული მასით და სიხისტით. მოცემული სისტემებისათვის დამახასიათებელია დიდი რაოდენობით საკუთარი რხევების სიხშირეების არსებობა, რომელთა დროსაც უარესდება საკიდარის ვიბროგადამცემი თვისებები. ბერკეტების საკმარისი მუშაობის უნარის უზრუნველყოფა მიიღწევა მათი სიხისტის გაზრდის ხარჯზე, რაც თავის მხრივ, იწვევს მათი საკუთარი რხევების სიხშირეების მნიშვნელობების ზრდას. 200 ჰც-ზე უფრო დაბალი სიხშირეებისას ბერკეტები შეიძლება წარმოვიდგინოთ როგორც აბსოლუტურად ხისტი, რომლებსაც აქვთ მხოლოდ ინერციული ძვრადობა. აქედან, მათი მექანიკური ძვრადობის მახასიათებლები უნდა აკმაყოფილებდნენ შემდეგ განტოლებებს:

$$\Pi_{a33} = \Pi_{\partial p} C \frac{C}{j\omega M_{HP}} ; \quad (2.17)$$



ნახ.2.15 მექანიკური რხევითი სისტემა “ქვედა და ზედა ბერკეტები-წინა ხიდის კოჭი”
მექანიკური ძვრადობის ინერციული ხასიათისას



ნახ. 2.16 მექანიკური რხევითი სისტემა “ქვედა და ზედა ბერკეტები-წინა ხიდის კოჭი”.

$$\Pi_{a4H} = \Pi_{abp} D \frac{D}{j\omega M_{bp}}, \quad (2.18)$$

სადაც, M_{HP} და M_{bP} - ქვედა და ზედა ბერკეტების მასებია;

C და D - კოეფიციენტებია, რომლებიც დამოკიდებულია ბერკეტების მასათა სიმძიმის ცენტრის კოორდინატებზე და შემამფოთებელი ძალის მოდების წერტილების განლაგებაზე;

Π_{aHP} და Π_{abP} . - ბერკეტების, როგორც ჩაწერტეული მასების, მექანიკური ძვრადობები.

C და D კოეფიციენტები შეიძლება განისაზღვროს შემდეგი განტოლებებიდან:

$$C = \frac{1}{1 + \frac{M_3}{I_3} (X_{II} - X_1)(X_{II} - X)}; \quad (2.19)$$

$$D = \frac{1}{1 + \frac{M_4}{I_4} (X_{II} - X_1)(X_{II} - X)}. \quad (2.20)$$

სადაც, X_{ii} - ბერკეტების სიმძიმის ცენტრის კოორდინატია;

X_1 - შემაშფოთებელი ძალის მოდების წერტილის კოორდინატია;

X - მიმდინარე კოორდინატია.

შესრულებული ანალიზი გვიჩვენებს, რომ 3 და 4 წერტილებში ბერკეტების მექანიკური ძვრადობა დაიყვანება ინერციულ ძვრადობამდე, რომელიც ტოლია:

$$\Pi_{a33} = \Pi_{aHp} \frac{1}{1 + \frac{M_3}{I_3} X_{II}^2};$$

$$\Pi_{a44} = \Pi_{aHp} \frac{1}{1 + \frac{M_4}{I_4} X_{II}^2}.$$

ამრიგად, ნახ.2.15-ზე გამოსახული სქემა შეიძლება დაყვანილი იქნას ნახ.2.16-ზე გამოსახულ სახემდე.

ნახ.2.17-ზე მოყვანილი ზედა და ქვედა ბერკეტების მექანიკური ძვრადობის მახასიათებლები გვიჩვენებს, რომ ზედა ბერკეტის საკუთარი რხევების სიხშირეები იმყოფება 500 ჰც-ზე უფრო მაღლა, ხოლო ქვედა ბერკეტისა – 230-240 ჰც-ის დიაპაზონში, როგორც ზედა, ასევე ქვედა ბერკეტებისათვის სისტემის მექანიკურ ძვრადობას ინერციული ხასიათი აქვს.

წინა კოჭზე საილენტ-ბლოკების მეშვეობით დაყენებული ქვედა ბერკეტის რხევითი სისტემის პირდაპირი მექანიკური ძვრადობის ექსპერიმენტულმა განსაზღვრამ გვიჩვენა, რომ საილენტ-ბლოკებმა არსებითად (3-5-ჯერ) შეამცირეს პირდაპირი ძვრადობის სიდიდე 200 ჰც-ზე უფრო მაღალ სიხშირეთა დიაპაზონში. 200 ჰც-მდე სიხშირისას პირდაპირი მექანიკური ძვრადობის სიდიდე, გაზომილი ქვედა ბერკეტზე და მისი დაყენებისას წინა კოჭზე, არსებითად არ შეცვლილა.

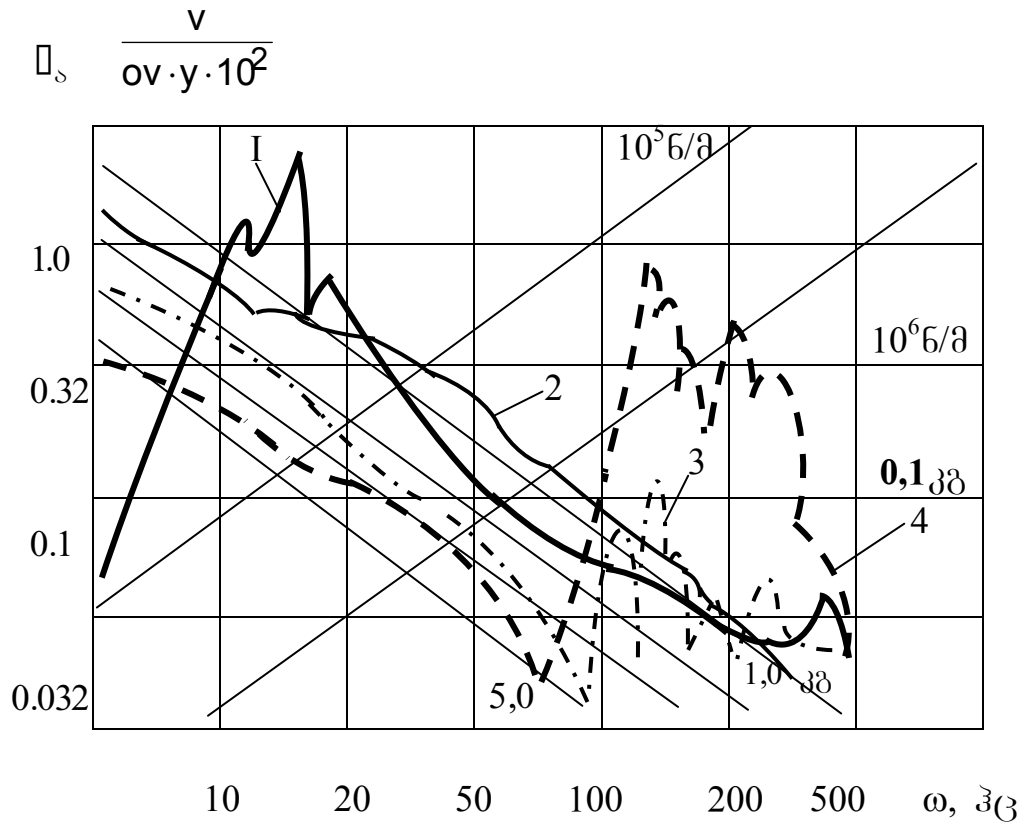
საილენტ-ბლოკების მეშვეობით ზედა ბერკეტის წინა საკიდარზე დაყენებამ გამოიწვია პირდაპირი მექანიკური ძვრადობის ამპლტუდურ-სიხშირული ხასიათის არსებითი ცვლილება. 25 ჰც-მდე სიხშირეთა ზონაში მრუდის ხასიათი განისაზღვრება საილენტ-ბლოკების სიხისტის თვისებებით. 25 ჰც-ზე უფრო მაღალ სიხშირეთა ზონაში მრუდის ხასიათი განისაზღვრება ზედა ბერკეტის დაყვანილი

მასით და არსებითად არ განსხვავდება იმ მრუდის ხასიათისაგან, რომელიც განსაზღვრულია თავისუფალ ზედა ბერკეტზე. რეზონანსის ზონაში (დაახლოებით 25 ჰც) პირდაპირი მექანიკური ძვრადობის სიდიდე განისაზღვრება საილენტ-ბლოკების აქტიური წინაღობით.

2.4.3. წინა საკიდარის ზამბარის მექანიკური ძვრადობა

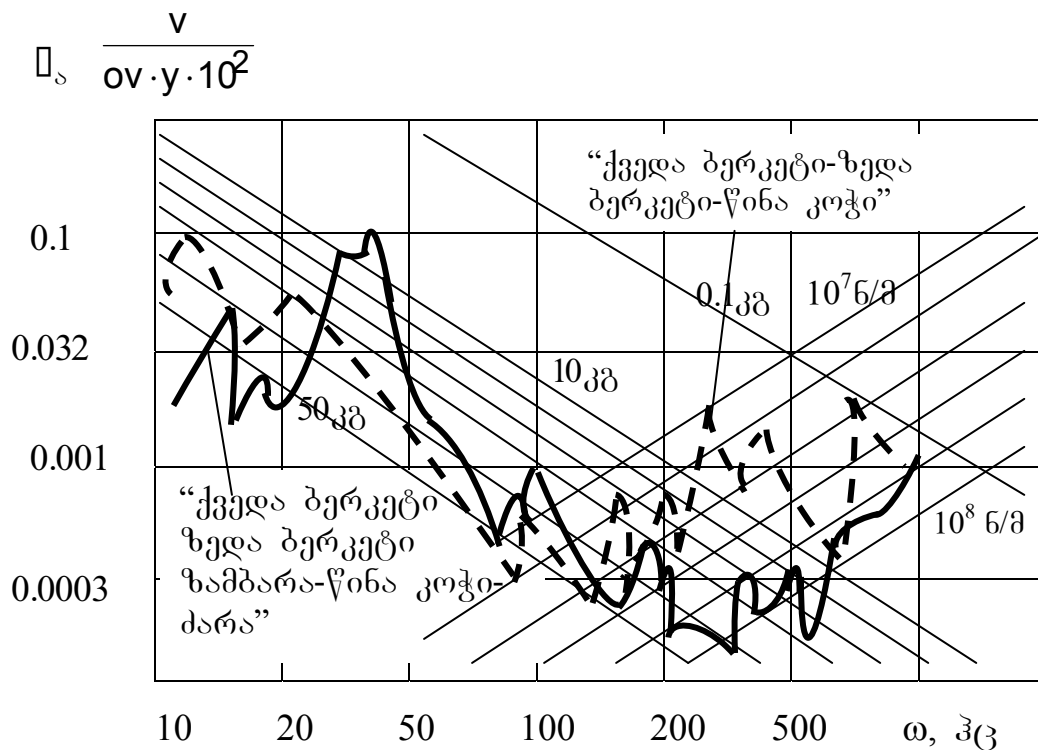
წინა საკიდარის ზამბარა ერთ-ერთია იმ ელემენტებიდან რომლებიც გადასცემენ დინამიკურ დატვირთვებს ქვედა ბერკეტიდან წინა ხიდის კოჭზე. როგორც წესი, მსუბუქი ავტომობილის წინა საკიდარის ზამბარა ეყრდნობა ძარას და წინა ხიდის კოჭს საამორტიზაციო რეზინის საფენის მეშვეობით, რომელიც განკუთვნილია ძარაზე გადასაცემი ვიბრაციების შემცირებისათვის.

საკიდარის ზამბარა წარმოადგენს რხევით სისტემას სივრცულად განაწილებული მასით და სიხისტით. მისთვის დამახასიათებელია საკუთარი რხევების სიხშირეთა დიდი რაოდენობის არსებობა, რომლებზეც აღინიშნება ზამბარის მეშვეობით ყველაზე დიდი ვიბრაციების გადაცემა. ზამბარის ვიბრაციული თვისებების ანალიზისათვის ვიყენებთ ექსპერიმენტულ მასალებს (ნახ.2.18), რომლებიც განსაზღვრავენ მექანიკურ ძვრადობის პირდაპირი მახასიათებლების ცვლილებას "მოსკვიჩი-2140" მსუბუქი ავტომობილის მექანიკურ სისტემაში "ქვედა ბერკეტი-ზედა ბერკეტი-წინაკოჭი-ძარა" ზამბარის შეყვანისას. მოყვანილი მასალა გვიჩვენებს, რომ საკიდარის მექანიკურ სისტემაში ზამბარის შეყვანამ გამოიწვია საშუალო სიხშირულ ზონაში ვიბრაციების დონეების გადიდება 15,25,70 ჰც სიხშირეებზე.



ნახ. 2.17 “მოსკვიჩი-2140” ავტომობილის წინა საკიდარის პირდაპირი მექანიკური ძვრადობის ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები:

- 1 და 2 – ზედა ბერკეტი დაკავშირებულია კოჭასთან და თავისუფალია;
- 3 და 4 – ქვედა ბერკეტი დაკავშირებულია კოჭასთან და თავისუფალია.



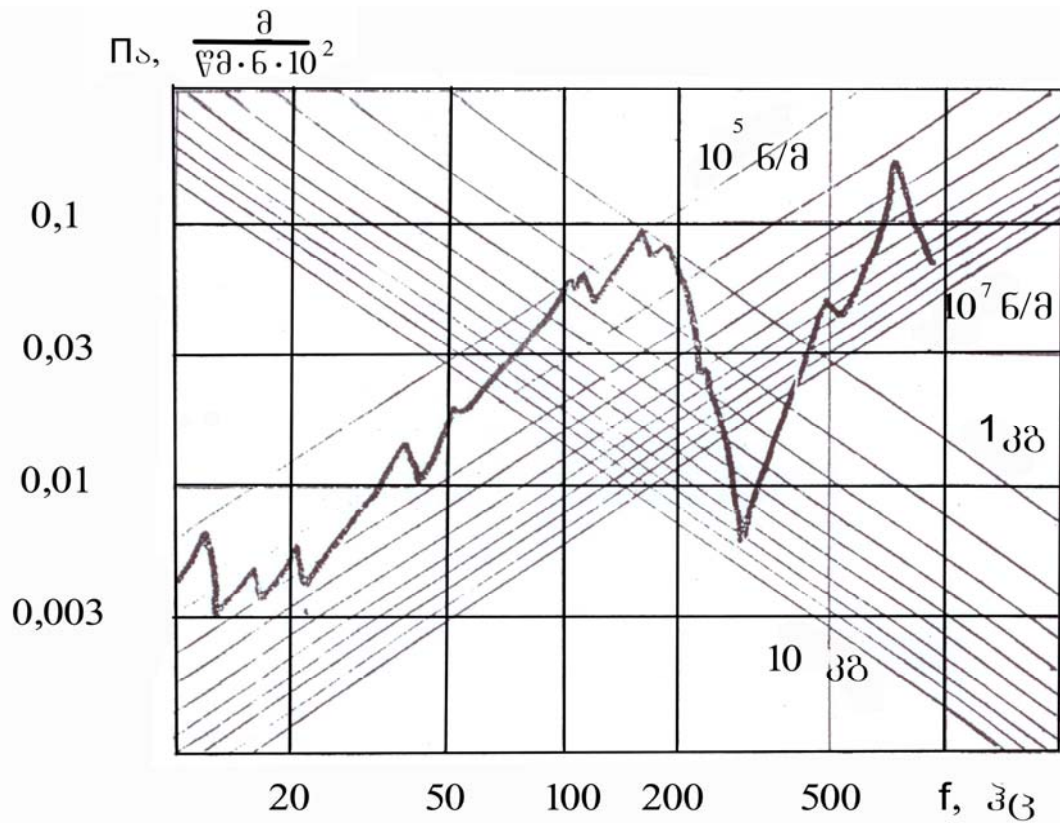
ნახ. 2.18 “მოსკვიჩი-2140” ავტომობილის წინა საკიდარის ელემენტების პირდაპირი მექანიკური ძვრადობის ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები.

2.4.4. წინა საკიდარის ამორტიზატორის მექანიკური ძვრადობა

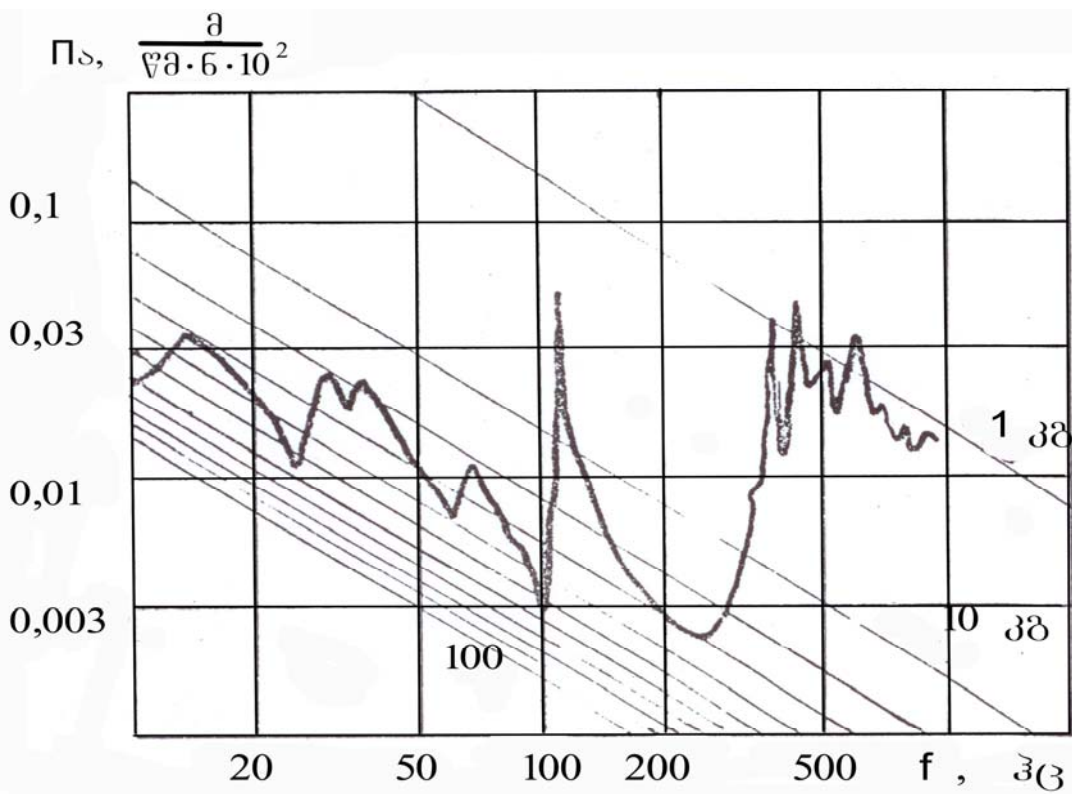
წინა საკიდარის ამორტიზატორი განკუთვნილია შეურესორებელი მასების რხევათა ენერჯის ჩასაქრობად. ძირითადი მახასიათებელი, რომელიც გამოიკვლევა ამორტიზატორის მუშაობის შეფასებისათვის, არის წინაღობის ძალა 1,6...2,5 ჰც სიხშირის და 70...150 მმ ამპლიტუდის დაბალსიხშირული რხევების რეჟიმში [49].

ავტორის მიერ ჩატარებული კვლევის შედეგები გვიჩვენებს, რომ ამორტიზატორი წარმოადგენს რხევით სისტემას სივრცულად განაწილებული მასით და სიხისტით, 10...1000 ჰც სიხშირეების დიაპაზონში, სადაც შეინიშნება ამორტიზატორის მეშვეობით ვიბრაციების გადიდებული გადაცემა, რომელსაც საკუთარი რხევების მრავალი სიხშირე გააჩნია.

ნახ.2.19-ზე მოყვანილია "ამორტიზატორი-რეზინის ბალიშები-კოჭი-ძარა" სისტემის პირდაპირი მექანიკური ძვრადობის ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებელი. მოყვანილი გრაფიკის ანალიზი გვიჩვენებს, რომ 20...300 ჰც სიხშირეთა დიაპაზონი გამოსაკვლევია რხევითი სისტემის მექანიკური ძვრადობა განისაზღვრება მასის, დრეკადობის და შიგა ხახუნის პარამეტრების პარალელური შეერთებით.



ნახ. 2.19 “ამორტიზატორი-რეზინის ბალიშები-კოჭი-ძარა” სისტემის პირდაპირი მექანიკური ძვრადობის ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები



ნახ. 2.20 წინა კოჭის პირდაპირი მექანიკური ძვრადობის ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები.

შიგა ხახუნის მექანიკური ხახუნის სიდიდე, რომელიც განსაზღვრავს მექანიკური ძვრადობის მაქსიმალურ მნიშვნელობებს საკუთარი რხევების სიხშირეთა ზონაში, შედაგენს $1,0\text{სმ/ნ.წ.}10^{-1} 20\dots150$ ჰც სიხშირეთა დიაპაზონში სისტემის მექანიკური ძვრადობის მრუდის დახრილობა განისაზღვრება მისი დრეკადი თვისებებით და $2\cdot 10^4$ ნ/სმ რიგის დინამიკური სიხისტის სიდიდით. $160\dots200$ ჰც სიხშირეების დიაპაზონში მრუდის ხასიათი განისაზღვრება მიახლოებით $2,5$ კგ სიდიდის მასობრივი პარამეტრებით. ამასთან, მექანიკური სისტემის, რომელიც მოცემული სისტემის ექვივალენტურია, მაგრამ აქვს დრეკადობის და მასის შეჯგუფებული პარამეტრები, საკუთარ რხევათა სიხშირე შეადგენს 150 ჰც-ს.

2.4.5. მსუბუქი ავტომობილის წინა კოჭი

ავტომობილის წინა კოჭის ადმიტანსური მახასიათებლების ანალიზური განსაზღვრა მეტად რთულია. ეს პირველ რიგში, დაკავშირებულია კოჭის კონსტრუქციის სპეციფიკურობასთან, რადგან მასში გამოიყენება რთული პროფილები, ხოლო კოჭის ელემენტები ურთიერთდაკავშირებულია და ერთმანეთზე ახდენენ გავლენას.

”მოსკვირ-2140” მსუბუქი ავტომობილის წინა საკიდარის კონსტრუქცია ისეთია, რომ ყველა დინამიკური დატვირთვა წინა საკიდარის მეშვეობით გადაეცემა წინა ხიდის კოჭზე, რითაც იწვევს მის ვიბრაციას.

ანალიზისათვის ვიყენებთ წინა კოჭს, რომელიც არ არის დაკავშირებული ”მოსკვირ-2140” ავტომობილის მარასთან, მექანიკური ძვრადობის ექსპერიმენტული კვლევის მასალებს. კოჭის აგზნება ხორციელდება ერთი მხრიდან საკიდარის ზამბარის დაყენების ზონაში, თანაც კოჭის მეორე ბოლო ფუძეს ეყრდნობოდა. პირდაპირი მექანიკური ძვრადობის გაზომვის შედეგები მოყვანილია ნახ.2.20-ზე. გრაფიკის ანალიზი საშუალებას იძლევა განვსაზღვროთ, რომ კვლევის მოცემული ვარიანტისას, წინა კოჭს გააჩნია სიხშირეთა რამდენიმე ზონა, რომლებზეც შეინიშნება პირდაპირი მექანიკური ძვრადობის დონის ამაღლება. მათ, პირველ რიგში, უნდა მივაკუთვნოთ 110 ჰც-ის ახლო სიხშირეთა ზონა, რომელსაც შეუძლია გავლენა მოახდინოს ავტომობილის მარისაკენ ვიბრაციების გადაცემის ამაღლებაზე

რადიალური სალტების დაყენებისას. ზოგად შემთხვევაში 200 ჰც-მდე სიხშირეთა დიაპაზონში წინა ხიდის კოჭის მექანიკური ძვრადობის მრუდს აქვს ინერციული ხასიათი მიახლოებით 30 კგ-ის მასობრივი პარამეტრით.

2.5. ავტომობილის ძარაში მექანიკური ძვრადობების გაანგარიშება სალტის სარბენი ზოლის დინამიკური აგზნებისას

”სალტე-წინა საკიდარი-ძარა” მექანიკური რხევითი სისტემის ზემოთშესრულებული ანალიზი საშუალებას იძლევა მივიდეთ ავტომობილში ვერტიკალური ვიბრაციების დონეების საანგარიშო განსაზღვრამდე, რომლებიც გავლენას ახდენს პნევმატიკური სალტის მეშვეობით ავტომობილზე ვიბრაციების გადაცემის ხასიათზე.

პნევმატიკური სალტის სარბენი ზოლის დინამიკური ძალით აგზნებისას ავტომობილის თვალზე გაზომილი გარდამავალი მექანიკური ძვრადობების მახასიათებლების ავტორის მიერ ჩატარებული კვლევები გვიჩვენებს, რომ რადიალური კონსტრუქციის სალტებისათვის, დიაგონალურ სალტებთან შედარებით, დამახასიათებელია ვიბრაციების მნიშვნელოვნად უფრო დიდი გადაცემა 50-დან 120 ჰც-მდე სიხშირეთა დიაპაზონში.

სიხშირეების აღნიშნულ დიაპაზონში ვიბრაციების დონეების გაანგარიშებას ვაწარმოებთ შემდეგი დაშვების გათვალისწინებით: ავტომობილის რხევები, გამოწვეული მუდმივად მოქმედი ვერტიკალური შემოფოთებებით, ძირითადად ვერტიკალური მიმართულებით მიმდინარეობს.

F_{s1} დინამიკური ვერტიკალური ძალა, რომელიც გზის ვაკისის მხრიდან სალტზე მოქმედებს განისაზღვრება, განტოლებიდან:

$$F_{al} = \frac{\dot{y}_{al}}{\Pi_{al1}},$$

სადაც \dot{y}_{al} - სალტის ვერტიკალური ვიბროსიჩქარეა აგზნების წერტილში;

Π_{s11} - მექანიკური ძვრადობაა აგზნების წერტილში.

პნევმატიკური სალტების მექანიკური ძვრადობების მახასიათებლები 20-დან 80...90 ჰც-მდე სიხშირეების დიაპაზონში რადიალური სალტებისათვის და 150...170

3კ-ის დიაპაზონში დიაგონალური სალტეებისათვის განისაზღვრება ძირითადად მათი დინამიკური სიხისტით.

ამასთან დაკავშირებით, F_{a2} დინამიკური ძალა, მოქმედი თვლის ფერსოზე აღნიშნულ სიხშირეთა დიაპაზონში, განსაზღვრული ხარისხის სიზუსტით დინამიკური ძალის ტოლი იქნება, რომელიც მოქმედებს საგზაო საფარის მხრიდან (F_{a1})

$$F_{a1} = F_{a2}.$$

აქედან, ვიბროსიჩქარე თვლის ფერსოზე (\dot{y}_{a2}) ტოლი იქნება:

$$\dot{y}_{a2} = \Pi_{a12} F_{a2} \quad \text{ან} \quad \dot{y}_{a2} = \Pi_{a12} \frac{\dot{y}_{a12}}{\Pi_{a11}}.$$

ავტომობილის საკიდარის 3 და 4 წერტილებში ვიბრაციების დონეების გაანგარიშებისას საჭიროა გავითვალისწინოთ, რომ თვლის ფერსოს და დისკოს, მორგვის საბრუნ დგარს, ზედა და ქვედა ბერკეტებს უნდა გააჩნდეთ, მუშაობის პირობებიდან გამომდინარე, საკმარისი სიხისტე 200 ჰც-მდე სიხშირეთა დიაპაზონში და მაშასადამე, 50...120 ჰც სიხშირეთა დიაპაზონში უნდა ჰქონდეთ ინერციული მექანიკური ძვრადობა, ე.ი.

$$\dot{y}_{a2} = \dot{y}_{a3} = \dot{y}_{a4}.$$

აქედან, 3 და 4 წერტილებში მოქმედი დინამიკური ძალები ტოლი იქნება:

$$F_{a3} = \frac{\dot{y}_{a3}}{\Pi_{a23}} = \frac{\Pi_{a12} \dot{y}_{a1}}{\Pi_{a11} \Pi_{a23}};$$

$$F_{a4} = \frac{\dot{y}_{a4}}{\Pi_{a24}} = \frac{\Pi_{a12} \dot{y}_{a1}}{\Pi_{a11} \Pi_{a24}}.$$

წინა საკიდარის 3 წერტილში მოქმედი დინამიკური ძალა იწვევს ქვედა ბერკეტის ვიბრაციას და ვიბრაციების გადაცემას კოჭზე 6 წერტილში, თანაც კოჭის ვიბროსიჩქარე, რომელიც განპირობებულია ვიბრაციების გადაცემით ქვედა ბერკეტის გავლით, შედაგენს:

$$\dot{y}_{a5}^{(HP)} = \Pi_{a36} F_{a3} = \frac{\Pi_{a36} \Pi_{a12} \dot{y}_{a1}}{\Pi_{a23} \Pi_{a11}}.$$

კოჭის ვიბროსიჩქარე 5 წერტილში, გამოწვეული ვიბრაციების გადაცემით ამორტიზატორის გავლით, შედაგენს:

$$\dot{y}_{a5}^{(am)} = \frac{\Pi_{a36}^{(HP)} \Pi_{al2} \dot{y}_{al}}{\Pi_{a23} \Pi_{al1}}.$$

ზედა ბერკეტის მეშვეობით 4 წერტილიდან კოჭზე 6 წერტილში გადაეცემა ვიბროსიჩქარე:

$$\dot{y}_{a5}^{(bp)} = \frac{\Pi_{a45} \Pi_{al2} \dot{y}_{al}}{\Pi_{a24} \Pi_{al1}}.$$

იმის გამო, რომ წინა კოჭს აქვს საკმაოდ მაღალი სიხისტე გარკვეულ 50...120 ჰც სიხშირეთა დიაპაზონში მას გააჩნია ინერციული მექანიკური ძვრადობა, ე.ი.:

$$\dot{y}_{a5} = \dot{y}_{a6}.$$

აქედან, წინა ხიდის კოჭის ვიბროსიჩქარე, განპირობებული ვიბრაციების გადაცემით საკიდარის ყველა ელემენტზე 50...120 ჰც სიხშირეთა დიაპაზონში, ტოლი იქნება:

$$\begin{aligned} \dot{y}_{აინჰის} &= \dot{y}_{a6}^{(HP)} + \dot{y}_{a5}^{(HP)} + \dot{y}_{a5}^{(am)} + \dot{y}_{a5}^{(bp)}; \\ \dot{y}_{აინჰის} &= \frac{\Pi_{a36} \Pi_{al2} \dot{y}_{al}}{\Pi_{a35} \Pi_{al1}} + \frac{\Pi_{a35}^{(HP)} \Pi_{al2} \dot{y}_{al}}{\Pi_{a23} \Pi_{al1}} + \frac{\Pi_{a35}^{(am)} \Pi_{al2} \dot{y}_{al}}{\Pi_{a23} \Pi_{al1}} + \frac{\Pi_{a45} \Pi_{al2} \dot{y}_{al}}{\Pi_{a24} \Pi_{al1}}; \\ \dot{y}_{აინჰის} &= \frac{\dot{y}_{al} \Pi_{al2}}{\Pi_{al1}} \left(\frac{\Pi_{a36}}{\Pi_{a23}} + \frac{\Pi_{a35}^{(HP)}}{\Pi_{a2}} + \frac{\Pi_{a35}^{(am)}}{\Pi_{a5}} + \frac{\Pi_{a45}}{\Pi_{a24}} \right) \end{aligned} \quad (2.21)$$

ვიბრაციები ძარას წინაგრძივძელზე გადაეცემა კოჭიდან რეზინის შუასადების მეშვეობით. ამ დროს $F_{აკოჭის} = F_{ა7}$. აქედან, წინა გრძივძელის ვიბროსიჩქარე 7 წერტილში, რომელიც გამოწვეულია ვიბრაციების გადაცემით წინა კოჭში გავლით, შეადგენს:

$$\begin{aligned} \dot{y}_{a2} &= \Pi_{a57} \dot{y}_{აინჰის}, \\ \dot{y}_{a7}^{(\delta)} &= \frac{\Pi_{a57} \dot{y}_{al} \Pi_{al2}}{\Pi_{al1}} \left(\frac{\Pi_{a36}}{\Pi_{a23}} + \frac{\Pi_{a35}^{(HP)}}{\Pi_{a23}} + \frac{\Pi_{a35}^{(am)}}{\Pi_{a23}} + \frac{\Pi_{a45}}{\Pi_{a24}} \right). \end{aligned} \quad (2.22)$$

ძარას წინა გრძივძელის ვიბროსიჩქარე, რომელიც გადაეცემა განივი მდგრადობის სტაბილიზატორის მიერ შეადგენს:

$$\dot{y}_{a7}^{(cT)} = \Pi_{a7}^{(cT)} F_{a3}.$$

ძარას წინა გრძობელის ვიბროსიჩქარე, რომელიც გადაეცემა საჭის მექანიზმს, შეადგენს:

$$\dot{y}_{a7}^{(Pm)} = \Pi_{a37}^{(Pm)} F_{a23}.$$

წინა გრძობელის საკმაოდ მაღალი სიხისტის შედეგად მას აქვს ინერციული ძვრადობა 50...120 ჰც სიხშირეთა დიაპაზონში და ამიტომ:

$$\dot{y}_{a7} = \dot{y}_{a7}^{(\delta)} = \Pi_{a7}^{(cT)} + \dot{y}_{a7}^{(pm)} \quad \text{ან}$$

$$\dot{y}_{a7} = \frac{\Pi_{a57} \dot{y}_{a1} \Pi_{a12}}{\Pi_{a11}} \left(\frac{\Pi_{a36}}{\Pi_{a23}} + \frac{\Pi_{a35}^{(IP)}}{\Pi_{a23}} + \frac{\Pi_{a35}^{(am)}}{\Pi_{a23}} + \frac{\Pi_{a45}}{\Pi_{a24}} \right) + \frac{\Pi_{a12} \dot{y}_{a1}}{\Pi_{a23} \Pi_{a11}} \left(\Pi_{a37}^{(cT)} + \Pi_{a37}^{(pm)} \right). \quad (2.23)$$

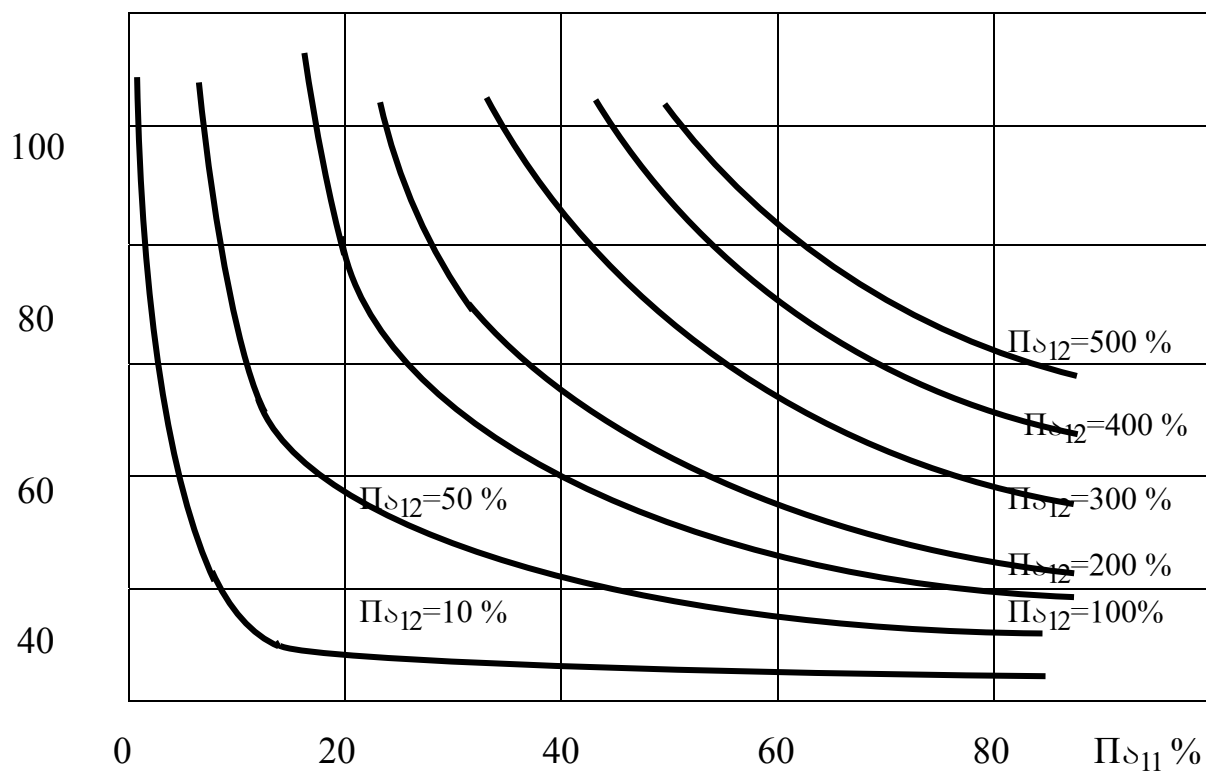
მიღებული განტოლებები საშუალებას იძლევა მოხდეს თითოეული ელემენტის, რომელიც შედის რხევით სისტემაში "სალტე-წინა საკიდარი-ძარა", მსუბუქი ავტომობილის ძარაში ვიბრაციების დონეებზე გავლენის გაანალიზება.

განვიხილოთ პნევმატიკური სალტეების მექანიკური ძვრადობების მახასიათებლების გავლენა ავტომობილში ვიბრაციების დონეებზე.

ანალიზი გვიჩვენებს, რომ პნევმატიკური სალტის პირდაპირი ძვრადობის Π_{a11} შემცირებისას, რასაც იწვევს სალტის დინამიკური სიხისტის გადიდება, ძარაში ვიბრაციების დონეები 50...120 ჰც სიხშირეთა დიაპაზონში პროპორციულად იზრდება. პნევმატიკური სალტის გარდამავალი ძვრადობის შემცირებისას ვიბრაციების დონეები ძარაში მცირდება. აღნიშნული ილუსტრირებულია გრაფიკებით ნახ.2.21-სა და ნხ.2.22-ზე.

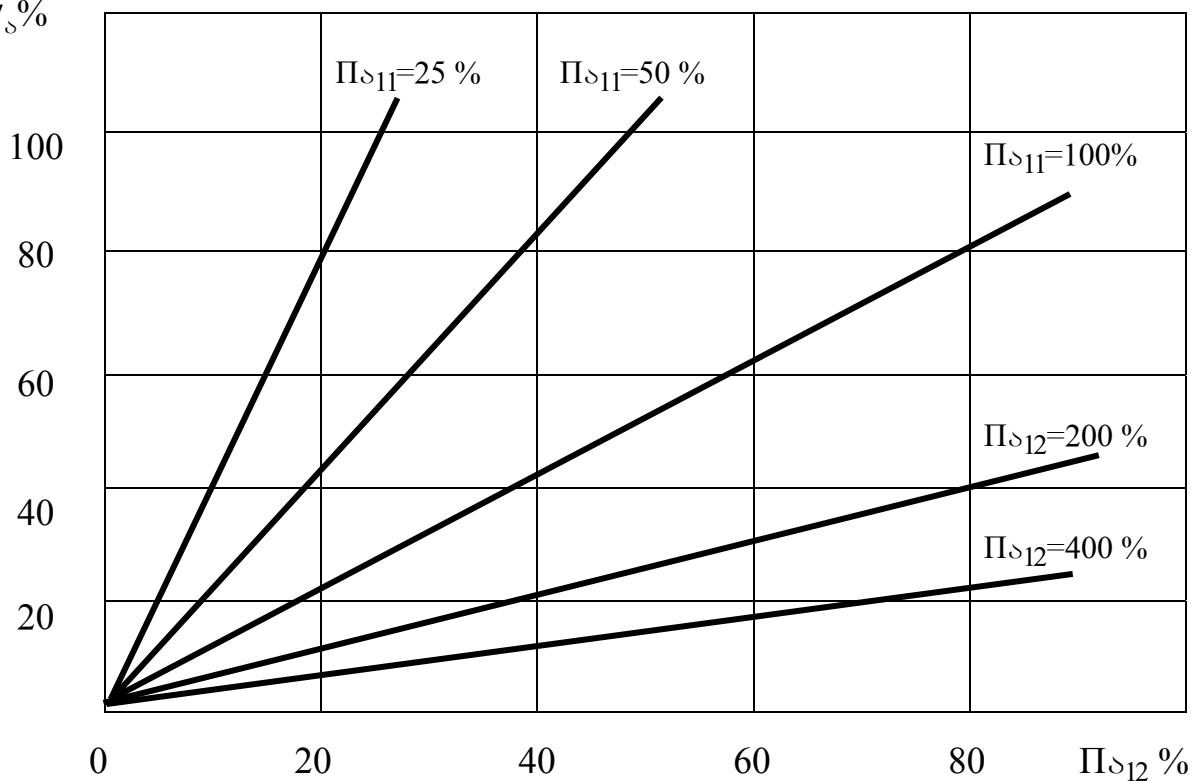
ჩატარებულმა ექსპერიმენტულმა კვლევებმა აჩვენა, რომ პნევმატიკური სალტეების პირდაპირი მექანიკური ძვრადობების მნიშვნელობები საკუთარი რხევების სიხშირეთა ზონაში შეადგენენ 10-16 სმ/წ.წ.10⁻¹ ე.ი. მეტად მაღალია. ამავე დროს, პნევმატიკური სალტეების პირდაპირი და გარდამავალი ძვრადობების სიდიდეების მნიშვნელოვანი ცვლილების მიღწევა მეტად გამწვანებულია მისი კონსტრუქციის მნიშვნელოვანი ცვლილების გარეშე, ამიტომ დიდი ყურადღება უნდა მივაქციოთ საკიდარისა და მისი ელემენტების მექანიკური ძვრადობების მნიშვნელობების შერჩევას. მიზანშეწონილია სწრაფვა იმისაკენ, რომ საკიდარის

γ_s %



ნახ. 221 “მოსკვირ-2140” ავტომობილის “სალტეწინა საკიდარი-ძარა” სისტემის ტექნიკური ძვრადობების გავლენა ავტომობილის თვალზე ვიზორაციების გადაცემაზე

γ_s %



ნახ. 222 “მოსკვი-2140” ავტომობილის “სალტეწინასკიდარი-ძრა” სისტემის მექანიკური ძვრადობების გველუნა ვიბრაციის სიდიდეზე სალტის აღწერების ზონაში.

გარდამავალი ძვრადობა იყოს თუნდაც 5...10-ჯერ უფრო ნაკლები, ვიდრე პნევმატიკური სალტის პირდაპირი ძვრადობა. ამასთან, ძარას ვიბრაციების მაქსიმალური ამპლიტუდები შეადგენს პნევმატიკური სალტის ვიბრაციების ამპლიტუდების 10-დან 20%-მდე. საკიდარის გარდამავალი ძვრადობების პნევმატიკური სალტის პირდაპირ ძვრადობასთან ფარდობის დიდი მნიშვნელობები შეიძლება მივაკუთვნოთ ავტომობილებს მაღალი კომფორტაბელურობით, რადგან მოითხოვენ დიდ დანახარჯებს, მცირე მნიშვნელობები კი – უფრო იაფფასიან და ნაკლებად კომფორტაბელური ავტომობილებისათვის.

მოცემულ თავში შესრულებულმა კვლევებმა საშუალება მოგვცა გამოგვეყვანა განტოლებები, რომლებიც აკავშირებს ავტომობილის წინა საკიდარის ელემენტების მექანიკური ძვრადობების მახასიათებლებს მისი ძარის ვიბრაციების დონეებთან, რაც საშუალებას იძლევა შემდგომში დაისახოს გზის საფარის ზემოქმედებით გამოწვეული ვიბრაციების შესამცირებელი ძირითადი ღონისძიებები, აგრეთვე გავანალიზოთ პნევმატიკური სალტეების გავლენა ავტომობილის ვიბრაციულ მახასიათებლებზე.

2.6. მოკლე დასკვნები მეორე თავის მიხედვით

1. მოცემულ თავში მოყვანილი მექანიკური ძვრადობების მეთოდის ძირითადი დებულებები გვიჩვენებს მისი გამოყენების შესაძლებლობას იმ ფიზიკური მოვლენების გასახსნელად, რომლებიც დაკავშირებულია პნევმატიკურ სალტეში ვიბრაციების წარმოქმნასთან და სალტეში, საკიდარის ელემენტებში და ძარაში გავრცელებასთან სიხშირეთა ფართო დიაპაზონში.
2. იმპენდანსური წარმოდგენების ბაზაზე ჩატარებულია მსუბუქი ავტომობილის პნევმატიკური სალტეების მექანიკური ძვრადობების მახასიათებლების გაანგარიშება.

3. მსუბუქი ავტომობილის პნევმატიკური სალტეების გარდამავალი მექანიკური ძვრადობების საანგარიშოდ გამოყენებულია ელექტრო მექანიკური ანალოგიების მეთოდი.
4. ჩატარებულია "მოსკვიჩ-2140" მსუბუქი ავტომობილის "სალტე-წინა საკიდარი-ძარა" რხევითი სისტემის ელემენტების მექანიკური ძვრადობების ანალიზი.
5. ნაჩვენებია პნევმატიკური სალტეების პირდაპირი და გარდამავალი მექანიკური ძვრადობების "მოსკვიჩ-2140" მსუბუქი ავტომობილის ძარაში ვიბრაციებზე გავლენა.

3. ავტომობილის ვიბრაციაზე სალტის დრეკად-მადემპფერებელი მახასიათებლების გავლენის ექსპერიმენტული შეფასების მეთოდები

3.1. ავტომობილის სალტეების, საკიდარის და ძარას მექანიკური ძვრადობის განსაზღვრის პრინციპი

იმის გამო, რომ წრფივი მექანიკური სისტემების რხევები აღიწერება იგივე დიფერენციალურ განტოლებათა სისტემებით, რომლებიც არსებობს ელექტროტექნიკაში, შემოვიღოთ სრული მექანიკური ძვრადობის ცნება სალტეებისა და რხევითი სისტემის "სალტე-წინა საკიდარი-ძარა" ვიბრაციული მახასიათებლების შეფასებისათვის.

სრული მექანიკური ძვრადობა წარმოადგენს სიდიდეს, რომელიც განისაზღვრება მოცემული სისტემის ძალოვან აგზნებაზე რხევითი სისტემის რეაქციის ვიბროსიჩქარის სახით.

ბოლო დრომდე პნევმატიკური სალტეების მექანიკური ძვრადობის მახასიათებლების და მათი ავტომობილის რხევაზე გავლენის ექსპერიმენტული კვლევები გართულებული იყო პრეციზიული აპარატურის არარსებობით, რომელიც უზრუნველყოფდა გაზომვების საჭირო სიზუსტეს რამდენიმე ჰერციდან რამდენიმე ათას ჰერცამდე სიხშირეთა დიაპაზონში.

აღნიშნულმა დააყენა ავტორის წინაშე სათანადო აპარატურის კომპლექსის შედგენისა და დაისვა ავტომობილის პნევმატიკური სალტეების და საკიდარის მექანიკური ძვრადობის ექსპერიმენტული შეფასების მეთოდების დამუშავების ამოცანა.

პნევმატიკური სალტეების მექანიკური ძვრადობა განისაზღვრება მათი სარბენი ზოლის აგზნებისას ამპლიტუდის მიხედვით კონტროლირებადი დინამიკური ძალით, ამასთან სისტემის გამოძახილი აგზნებაზე გაიზომება ვიბროსიქტარის სახით. ერთეული დინამიკური ძალისას ვიბროსიქტარე ავტომობილის სალტეზე საკიდარზე ან ძარაზე გაზომვის წერტილში ახასიათებს მის პირდაპირ და გარდამავალ ძვრადობას.

რხევითი სისტემის მექანიკური ძვრადობა წარმოადგენს მექანიკური იმპედანსის უკუ სიდიდეს. რხევითი სისტემის რეაქცია სისტემაზე მაიმულებელი ძალის ზემოქმედებისას წარმოადგენს კომპლექსურ გადაცემის ფუნქციას, რომელშიც მოდული განსაზღვრავს ამპლიტუდის ცვლილებას, ხოლო არგუმენტ-გამოსავალი სიგნალის რხევების შესავლის მიმართ ფაზურ ცვლილებას, რომელიც ω სიხშირით მიმდინარეობს.

თუ რხევითი სისტემის შესავალ სიგნალს წარმოადგენს ერთეული ჰარმონიული ძალა მოცემულ სიხშირეთა დიაპაზონში, ხოლო გამოსავალს – ვიბროსიქტარე, მაშინ კომპლექსური გადაცემის ფუნქცია განსაზღვრავს სისტემის ძვრადობის კომპლექსურ სიხშირული მახასიათებელი სიხშირეთა ამ დიაპაზონში:

$$\Pi_a = \frac{\dot{y}_e j(\omega t + \varphi)}{F e^{j\omega t}} = |\Pi(\omega)| e^{j\varphi(\omega)}, \quad (3.1)$$

სადაც, $|\Pi(\omega)|$ - რხევითი სისტემის ძვრადობის სიხშირული მახასიათებლის მოდულია;

$\varphi(\omega)$ - ფაზური კუთხეა რხევით სისტემაზე მოქმედ ძალასა და ამ სისტემის ვიბროსიქტარეს შორის;

მოყვანილი (3.1) გამოსახულების გალოგარიტმებისას, გვაქვს

$$\ln \Pi_a = \ln |\Pi(\omega)| e^{j\varphi(\omega)} = \ln \frac{|y(\omega)|}{|F(\omega)|} + j\varphi(\omega),$$

სადაც, $\ln |\Pi(\omega)|$ - ძვრადობის ლოგარიტმული ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლებია;

$\varphi(\omega)$ - ძვრადობის ფაზურ-სიხშირული მახასიათებლებია.

აქ მოყვანილმა სიხშირულმა მახასიათებლებმა ლოგარიტმულმა გამოსახულებებმა ფართო პრაქტიკული გამოყენება ჰპოვეს [40,54,63].

აღნიშნულიდან გამომდინარე, საკვლევი სისტემის ძვრადობის ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებელი განისაზღვრება საკვლევ სიხშირეთა დიაპაზონში ამგზნები ძალის ამპლიტუდის მიხედვით მუდმივი მოდულის ერთეული მნიშვნელობის დაცვის პირობისას. ამგზნები ძალის მოდულის ერთეული მნიშვნელობისას ვიბროსიჩქარე წარმოდგენს მექანიკური ძვრადობის მოდულს.

უნდა აღინიშნოს, რომ მოძრაობის რეალური პირობებისას რხევები ავტომობილში მიმდინარეობს როგორც ძალოვანი აგრეგატის მხრიდან პერიოდული შემფოთებების ზემოქმედების შედეგად (კოჰერენტული რხევები), ასევე საგზაო ვაკისის მხრიდან მოქმედი შემფოთებების ზემოქმედების შედეგად (არაკოჰერენტული რხევები), რომელთაც შემთხვევითი ხასიათი აქვს.

აქედან შეიძლება გაკეთდეს დასკვნა, რომ ვიბრაციების ჯამური დონე არ არის დამოკიდებული ფაზურ ურთიერთობებზე და იქნება რხევების ცალკეული წყაროების ვიბრაციების დონეზე უფრო მაღალი.

ძვრადობის ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლების განსაზღვრის ზემოთ მითითებულმა ხერხმა გამოყენება ჰპოვა მცირე კლასის მსუბუქი ავტომობილის სალტეების და "სალტე-წინა საკიდარი-ძარა" რხევითი სისტემის ვიბრაციული მახასიათებლების შეფასებისას.

3.2. პნევმატიკური სალტეების მექანიკური ძვრადობის ექსპერიმენტული შეფასების მეთოდის დამუშავება

ირველ თავში მოყვანილი პნევმატიკური სალტის ვიბროაქტიურობის, ე.ი. სხვადასხვა სიხშირეებზე ვიბრაციების გადაცემისაკენ მისი მიდრეკილების შეფასების ცნობილი მეთოდები მეტად არასრულყოფილია, რადგან კვლევები ძირითადად ტარდება არაპირდაპირად, სალტეების ავტომობილში ვიბრაციაზე და ხმაურწარმოქმნაზე გავლენის განსაზღვრის მეშვეობით, რომელიც მოძრაობს სხვადასხვა საფარიან გზებსა ან განივი თასმებით აღჭურვილ დოლიან სტენდებზე.

ამასთან, ავტომობილში ვიბრაციაზე მნიშვნელოვან გავლენას ახდენენ სხვადასხვა შემოფოთი ფაქტორები (მომუშავე) ძრავა, ავტომობილის კარდანიული გადაცემის დისბალანსი, თვლის კვანძის დისბალანსი, თვლის დაყენების ექსცენტრისიტეტი, სალტის რადიალური და ტორსული ცემა, სალტის წრეხაზზე სიხისტის არათანაბარი განაწილება და ა.შ.). ვიბრაციების ან ხმაურის ასევე მათი სპექტრული ანალიზიდან მიღებული საერთო დონიდან, სალტის მიერ მისი კონსტრუქციული თავისებურებების გამო გადაცემული ვიბრაციის გამოყოფა ზოგჯერ შეუძლებელია. მაგრამ, ამასთანავე, სიხშირეთა ფართო დიაპაზონში სალტის ვიბრაციული მახასიათებლის ცოდნა საჭიროა იმისათვის, რომ შეთანხმებული იყოს სალტების მექანიკური ძვრადობების მახასიათებლები საკიდარის რხევებთან ისეთნაირად, რომ ძარაზე გადაცემული ხმაურისა და ვიბრაციების დონე მინიმალური იყოს.

სალტების ვიბრაციების გადაცემის კვლევისადმი მიძღვნილი ადრე ჩატარებულ ექსპერიმენტულ სამუშაოებში [77,79,93] ნაჩვენებია, რომ სალტებში სიხშირეთა ბგერით დიაპაზონში ვიბრაციების ამპლიტუდა იზრდება მხოლოდ იმ შემთხვევაში, თუ სალტის იძულებითი რხევების სიხშირე სალტის საკუთარ რხევათა სიხშირის ტოლი ხდება, ამასთან ეს სიხშირე სალტის გორვის სიჩქარისაგან მნიშვნელოვნად არ იცვლება. აღნიშნული საშუალებას გვაძლევს გავაკეთოდ დასკვნა იმის შესახებ, რომ სიხშირეთა ბგერითი დიაპაზონში არაბრუნვადი სალტისაგან ვიბროაქტიურობა და ავტომობილზე ვიბრაციების გადაცემა განსაზღვრავს, ასევე, მის ვიბროაქტიურობასა და ავტომობილზე ვიბრაციების გადაცემას თვლის გორვისას.

ამასთან, განხილვიდან გამოირიცხება ზემოთ აღნიშნული დამატებითი ფაქტორები, რომლებიც მოქმედებს მოძრავი ავტომობილის ვიბრაციების საერთო დონეზე.

მექანიკური სისტემების ანალიზის მეთოდების შერჩევა დამოკიდებულია იმაზე, თუ რომელ კლასს მიეკუთვნება ისინი, ე.ი. წრფივია თუ არა წრფივია გამოსაკვლევ რხევითი სისტემა. აღნიშნულთან დაკავშირებით, ისეთი სისტემებს როგორც "სალტე-წინა საკიდარი-ძარა", "სალტე-თვალი" კვლევის საწყისი ეტაპი მდგომარეობს დინამიკური ძალების მოქმედების შედეგად წარმოქმნილი რხევების ხასიათის განსაზღვრაში.

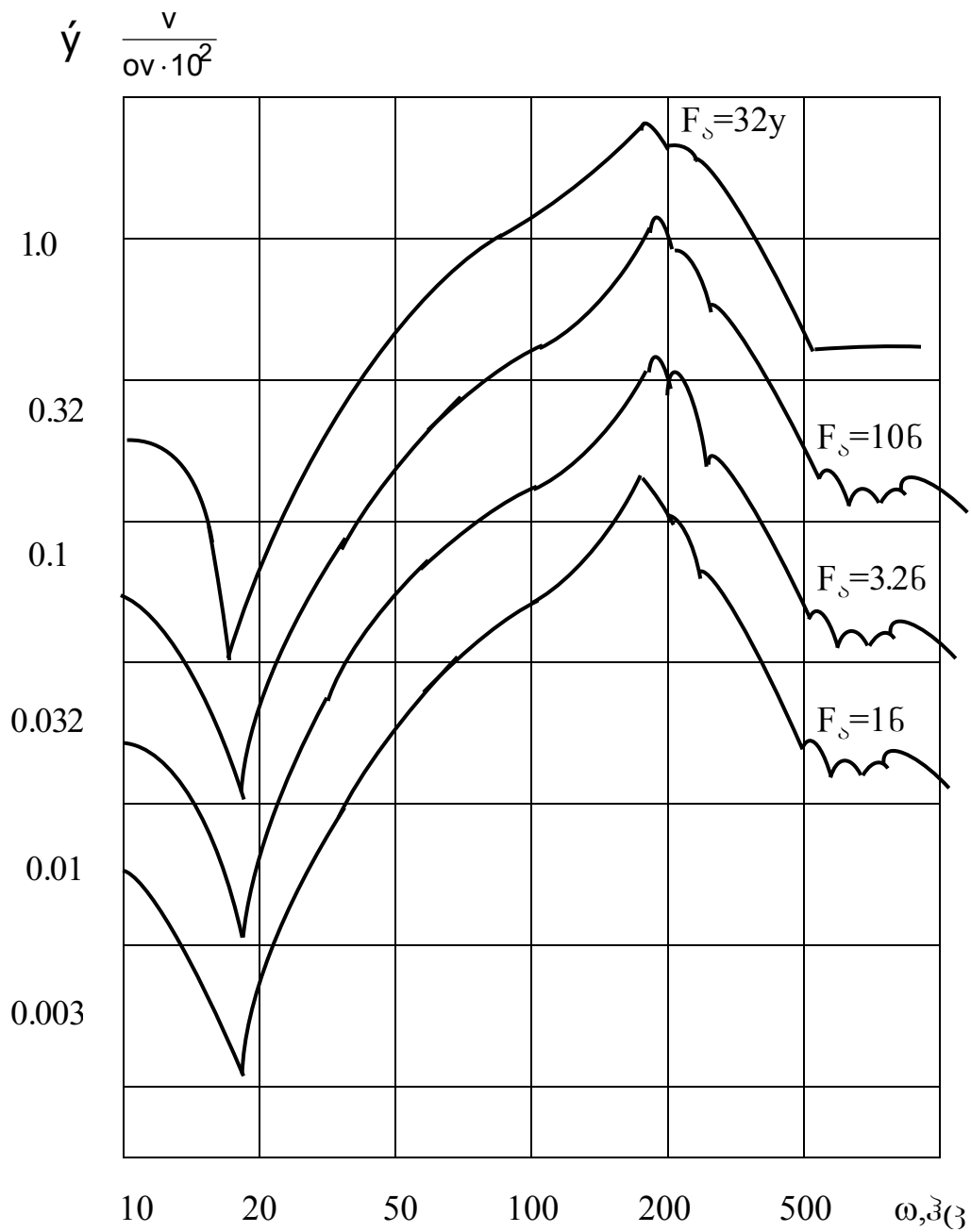
პნევმატიკურ სალტეზე დატვირთვების მის დეფორმაციასთან კავშირის ცვლა გვიჩვენებს [21,46,69], რომ პნევმატიკური სალტისათვის დამახასიათებელია, ძირითადად, წრფივი დამოკიდებულება დეფორმაციებსა და მასზე მოქმედ დინამიკურ ძალებს შორის. ეს სამართლიანია შესაბამისი რეალური დატვირთვებისას სალტეზე და რეალურ გადაადგილებათა დიაპაზონში.

ამ დებულების სამართლიანობა დინამიკური დატვირთვის პირობების მიმართ გამოკვლეული იყო ჩვენს მიერ ექსპერიმენტალურად ვიბრაციების ელექტრო დინამიკური ამგზნების მეშვეობით, დინამიკური ძალის ამპლიტუდის ცვლილებისას 0,1...32 ნ დიაპაზონში, ხოლო სიხშირეებისა – 10-დან 1000 ჰც-მდე დიაპაზონში.

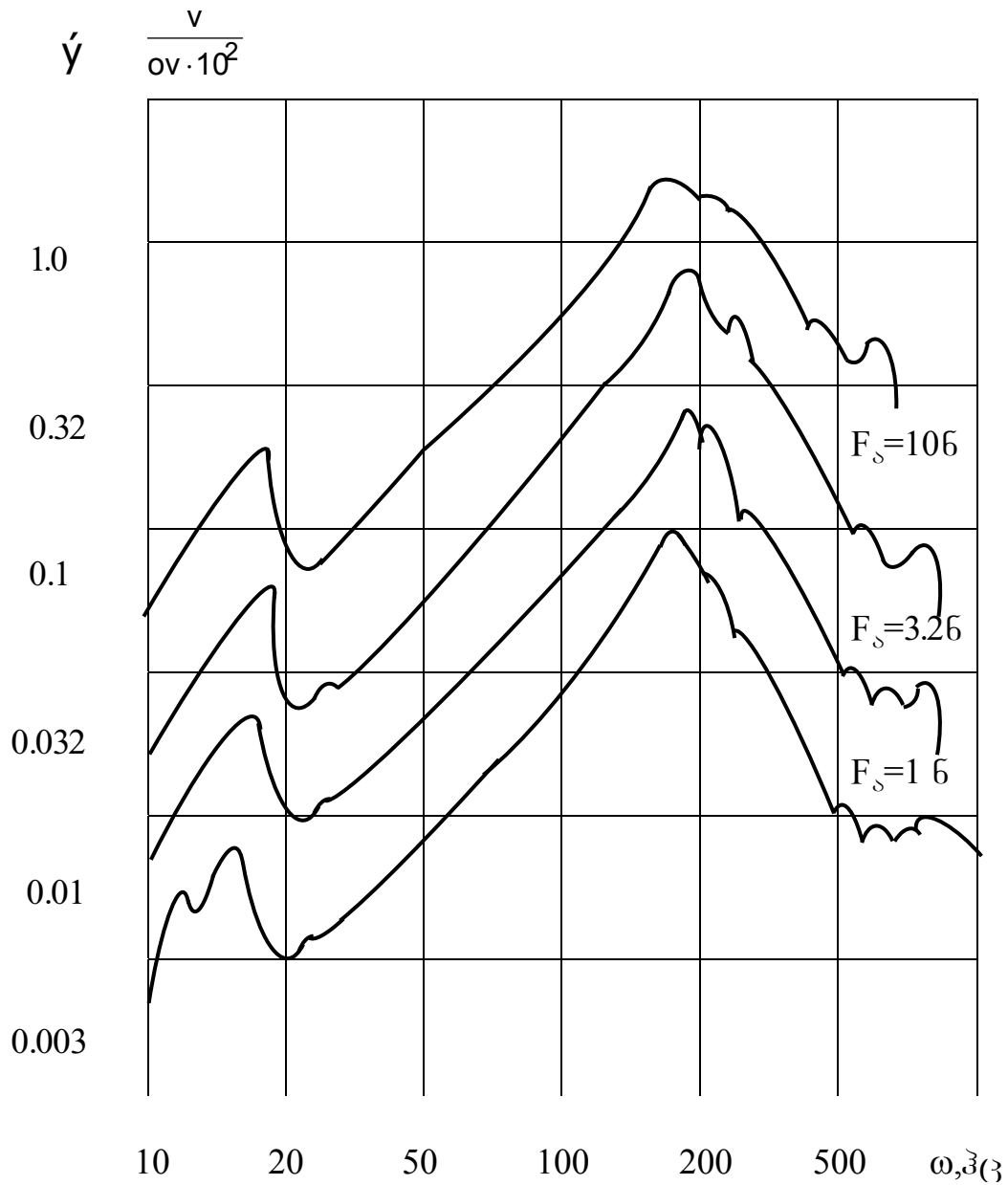
მცირე და განსაკუთრებით მცირე კლასის მსუბუქი ავტომობილების "სალტე-წინა საკიდარი-ძარა" , აგრეთვე "სალტე-თვალი" მექანიკური სისტემების კვლევებმა აჩვენა, რომ სისტემაზე მოდებული დინამიკურ ძალებსა და 30 ჰც-დან 500ჰც-მდე სიხშირეთა დიაპაზონში ვიბროსიჩქარეების სახით გამოძახილს შორის არსებობს წრფივი დამოკიდებულება (ნახ.3.1 და 3.2).

ამრიგად, ექსპერიმენტის შედეგად დადგენილია, რომ გამოსაკვლევი მექანიკური სისტემები შეიძლება განხილული იყოს როგორც წრფივი რხევითი სისტემები, რომელთა თვისებები აღნიშნულ სიხშირეთა დიაპაზონში შეიძლება აღვწეროთ იმპენდანსური წარმოდგენების და განტოლებების მეშვეობით, რომლებიც მოყვანილია, კერძოდ, მე-2 თავში.

თვალზე პირდაპირი და გარდამავალი ძვრადობის მახასიათებლების შედარებისას უნდა აღვნიშნოთ 90...1000 ჰც სიხშირეების ზონის არსებობა, რომელზედაც გარდამავალი ძვრადობის სიდიდეები დატვირთულ და დაუტვირთავ თვალზე მაქსიმალურებია, ხოლო სალტის სარბენ ზოლზე ძვრადობის მაქსიმალური სიდიდეები ამ სიხშირეების ზონაში შეინიშნება მხოლოდ დაუტვირთავ თვალზე. ადრე შესრულებული კვლევები გვიჩვენებენ, რომ სწორედ ამ სიხშირეების ზონაში შეინიშნება მნიშვნელოვანი სხვაობა რადიალური და დიაგონალური კონსტრუქციის სალტეებს შორის.



ნახ.3.1 ვიბროსიჩქარეების ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები სისტემის “სალტე-თვალი” აგზნების ზონაში M-145 მოდელის 6.45-13 სალტის სარბენი ზოლის აგზნებისას სხვადასხვა სიდიდის დინამიკური ძალებით.



ნახ.3.2 ვიბროსიჩქარეების ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები ავტომობილის “მოსკვირ-2140” სისტემის “სალტე-წინა საკიდარი-ძარა” აგზნების ზონაში M-145 მოდელის 6.45-13 საღტის სარბენი ზოლის აგზნებისას სხვადასხვა სიდიდის დინამიკური ძალებით.

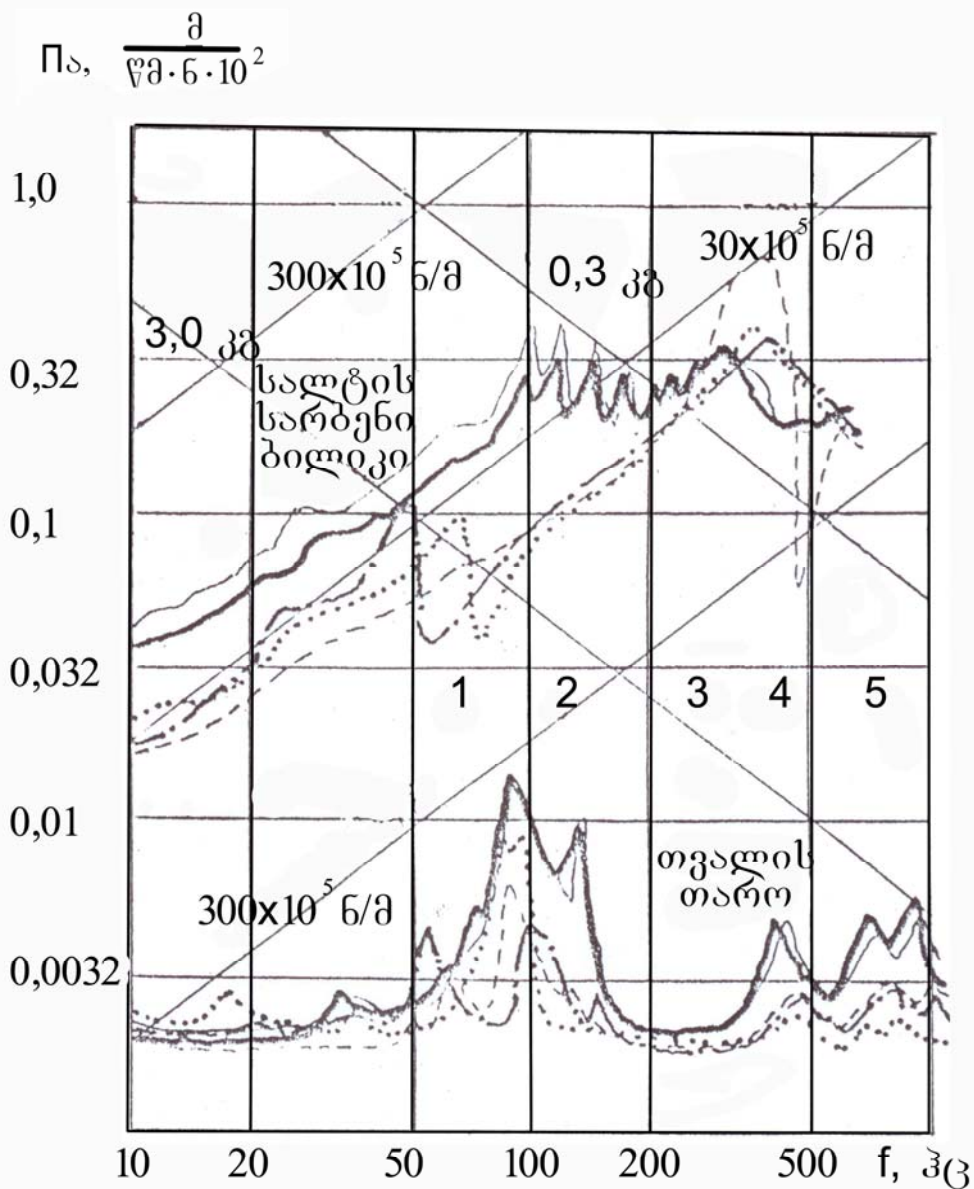
აქედან გამომდინარე მიღებული იყო, რომ რადიალური და დიაგონალური კონსტრუქციის სალტეების ვიბრაციულ მახასიათებლებს შორის სხვაობათა გამოვლენა, ვიბრაციის ამგზნებების გამოყენებისას, უნდა წარმოებდეს სალტეების ნორმალური ძალით დატვირთვის გარეშე და სარბენი ზოლის საყრდენ ზედაპირთან კონტაქტის გარეშე.

დიაგონალური და რადიალური კონსტრუქციის სალტეების ვიბრაციული მახასიათებლების ექსპერიმენტული კვლევისათვის დამუშავებული იქნა შემდეგი მეთოდიკა. მსუბუქი ავტომობილის საკვლევი სალტეები, რომლებშიც წნევა შეესაბამებოდა 0,17 მპა-ს წინა თვლების სალტეებისათვის და 0,18 მპა-ს უკანა თვლების სალტეებისათვის, იდგმებოდა სამი სალტიანი თვალით ხისტ ქვესადგამზე, ხოლო ერთ-ერთი სალტიანი იქნა თვალი ჩამოეკიდებოდა საკიდარის ქვედა ბერკეტის ქვეშ ზამბარის დაყენების მეშვეობით, რომელიც ანალოგიურია საკიდარის ზამბარისა.

ვიბრაციების ამგზნების მიერ შექმნილი ამპლიტუდის მიხედვით მუდმივი დინამიკური ძალა გადაეცემოდა მსუბუქი ავტომობილის "მოსკვიჩი-2140" წინა თვალის სალტის სარბენ ზოლზე დინამიკური ძალების გადამწოდის მეშვეობით, რომელიც ხისტადაა დაკავშირებული საკვლევი სალტის სარბენ ზოლთან. ამ დროს წარმოქმნილი ვიბრაციები რეგისტრირდებოდა პიეზოელექტრული გადამწოდების მეშვეობით, რომელთა დაყენება ხდებოდა როგორც სალტის, ასევე ავტომობილის სხვადასხვა წერტილებში ნორმალური მიმართულებით ზედაპირისადმი გაზომვის წერტილში. (ნახ.3.3).

გამოსაკვლევი კონსტრუქციის აგზნების წერტილში ამპლიტუდის მიხედვით მუდმივი ერთეული დინამიკური ძალის შენარჩუნებისას, სიხშირეების მთელს გამოსაკვლევ დიაპაზონში, გაზომილი ვიბროსიჩქარეები რიცხობრივად მოცემული კონსტრუქციის გაზომვის წერტილში მექანიკური ძვრადობის სიხშირული მახასიათებლების ტოლია.

ქვედა ბერკეტის ქვეშ ზამბარის დაყენების საკიდარის მექანიკური ძვრადობების მახასიათებლებზე გავლენის ხარისხის განსაზღვრის მიზნით ავტომობილზე "მოსკვიჩი-2140"-ზე ჩატარდა ვიბრაციული გამოცდები ქვედა



ნახ. 3.3 МИ-166 მოდელის 165P13 სალტის პირდაპირი და გარდამავალი მექანიკური ძვრადობების თვალზე დატვირთვების სიდიდეზე დამოკიდებულება:

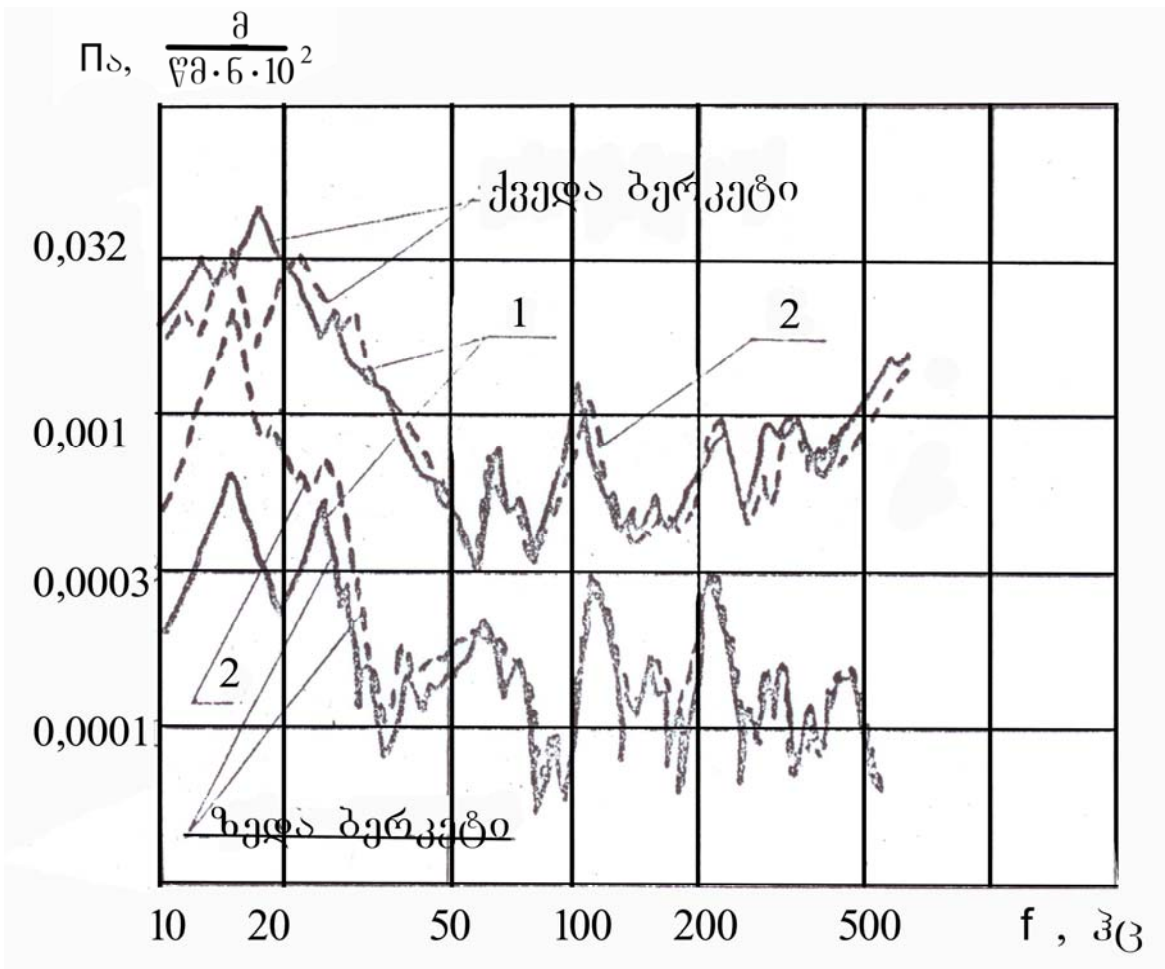
- 1-სალტე დაყენებულია ღრეჩოთი საყრდენი მაგიდის მიმართ
- 2-დატვირთვა ნულთან ახლოსაა
- 3-დატვირთვა 250 ნ
- 4- დატვირთვა 500 ნ
- 5- დატვირთვა 2000 ნ

ბერკეტის ქვეშ დაყენებული ზამბარით და მის გარეშე. ქვედა ბერკეტის პირდაპირი მექანიკური ძვრადობებისა და 5 წერტილში გარდამავალი მექანიკური ძვრადობების შედარებამ, მოყვანილმა ნახ.3.4-ზე, აჩვენა, რომ 30 ჰც უფრო მაღალი სიხშირეების დიაპაზონში დამატებითი ზამბარის გავლენა მექანიკური ძვრადობების სიხშირულ და ამპლიტუდურ ხასიათზე უმნიშვნელოა.

იმის გათვალისწინებით, რომ ქვედა ბერკეტის ქვეშ, ზამბარის დაკიდების დაყენებისას უზრუნველყოფილია რეალური პირობების შესაბამისი საკიდარისა და სალტიანი თვალის ავტომობილის ძარას მიმართ გეომეტრიული განლაგება, აგრეთვე დატვირთვა საკიდარზე, რაც მნიშვნელოვანია საკიდარზე და ძარაზე ვიბრაციების გავრეცლების გზების შემდგომი კვლევისათვის, ზემოთ შემოთავაზებული სქემა უნდა იქნას რეკომენდირებული "სალტე-წინა საკიდარი-ძარა" სისტემის მექანიკური ძვრადობის მახასიათებლების კვლევისათვის სიხშირეების ბგერით დიაპაზონში.

"სალტე-საკიდარი-ძარა" მექანიკური რხევითი სისტემის კვლევისას, დინამიკური ძალის სიდიდე, რომლითაც ხდება სალტის სარბენი ზოლის აგზნება, უნდა იყოს საკმაოდ დიდი იმისათვის, რომ უზრუნველყოთ მექანიკური ძვრადობის გაზომვა რხევითი სისტემის ნებისმიერ წერტილში. ამასთან, სალტის სარბენი ზოლის ვიბრაციების ამგზნებთან კონტაქტის ზონაში შეიძლება წარმოიქმნას რხევების ამპლიტუდები, რომელთა დროს აჩქარებათა სიდიდეები აღემატება 1g-ს, რაც იწვევს სალტის სარბენი ზოლის მოწყვეტას ძალის გადამწოდისაგან. აღნიშნულის თავიდან აცილების მიზნით ძალის გადამწოდი ხისტადაა შეერთებული სალტის სარბენ ზოლთან.

ავტომობილისაგან ცალკე პნევმატიკური სალტის მექანიკური ძვრადობების კვლევისას, ვიბროსიჩქარეების გაზომვა შეიძლება უზრუნველყოფილი იქნას სალტის ვიბრაციების ამგზნებთან ხისტი დამაგრების გარეშე. ამასთან, დინამიკური ძალა ისეთი უნდა იყოს, რომ კონტაქტის ზონაში სიხშირეთა ბგერით დიაპაზონში სალტის რხევების ამპლიტუდა არ აღემატებოდეს 1g-ს და ადგილი არ ჰქონდეს სარბენი ზოლის მოწყვეტას დინამიკური ძალის გადამწოდისაგან. ჩატარებულმა ექსპერიმენტულმა



ნახ. 3.4 ავტომობილის “მოსკვიჩი-2140” წინა საკიდარის ქვედა და ზედა ბერკეტების მექანიკური ძვრადობის ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები:
 1-ქვედა ბერკეტის ქვეშ დაყენებულია ზამბარა;
 2-ზამბარის გარეშე საკიდარის ქვედა ბერკეტის ქვეშ.

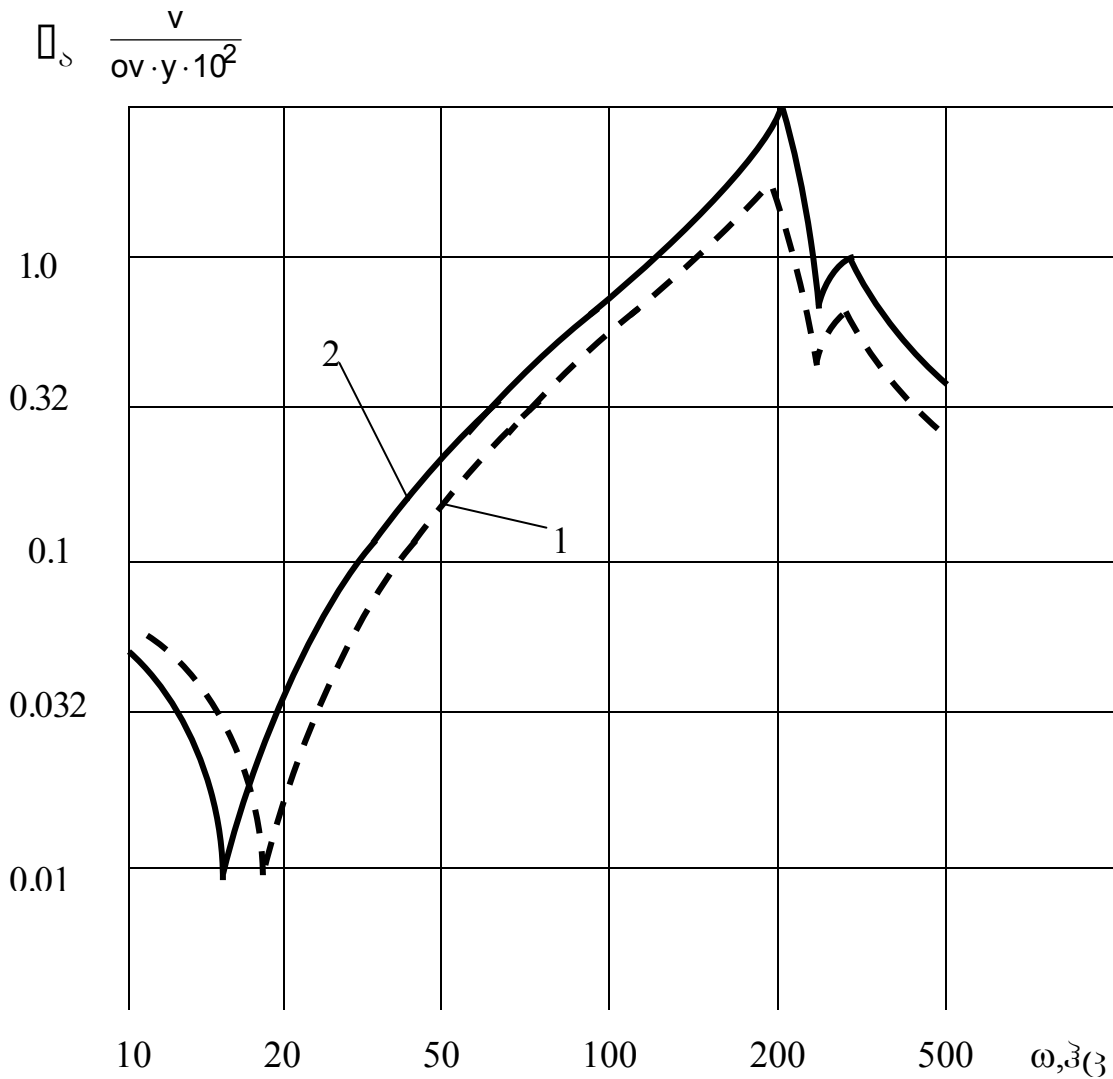
კვლევებმა აჩვენა, რომ ბგერითი სიხშირეების ზონაში არ შეინიშნება მნიშვნელოვანი სხვაობა რეზონანსების ზონების წანაცვლებას სალტის პირდაპირი და გარდამავალი მექანიკური ძვრადობების გაზომვათა შედეგებს შორის, როცა არსებობს რაღაც ამპლიტუდური სხვაობა სალტის დაყენებისას ვიბრაციების ამგზნებზე ხისტი კავშირით და მის გარეშე, რაც ილუსტრირებულია ნახ.3.5-ზე.

სალტის სარბენი ზოლის ვიბრაციების ამგზნებთან კონტაქტის ფართის სიდიდის მისი მექანიკური ძვრადობის ადმიტანსურ მახასიათებლებზე გავლენის ჩატარებულმა ექსპერიმენტულმა კვლევებმა აჩვენა, რომ ბგერითი სიხშირეების ზონაში არ არსებობს განსხვავება პირდაპირი და გარდამავალი მექანიკური ძვრადობების ხარისხობრივ ხასიათში, როცა საყრდენი ზედაპირის ფართი მიახლოებით 34სმ^2 -ია, რომელიც უზრუნველყოფილია სიხისტის წიბოების მქონე მათანხმებელი ელემენტით, რომელიც გარსს ეკვრის სარბენ ზოლს და აქვს $1,5\text{ სმ}^2$ ფართი, რომელიც გააჩნია მიმჭერს. მაგრამ, ამ დროს შეიმჩნევა ხარისხობრივი სხვაობა რხევების ამპლიტუდების სიდიდეებს შორის რეზონანსის ზონებში (ნახ.3.6).

ჩატარებული ექსპერიმენტული კვლევები საშუალებას იძლევა გავაკეთოთ დასკვნა საკუთრით სალტის მექანიკური ძვრადობების გაზომვისათვის შემოთავაზებული მეთოდების გამოყენების შესაძლებლობის შესახებ, პირდაპირი მექანიკური ძვრადობის გაზომვისას ხისტ ზედაპირზე ვიბროგადამწოდის დაყენების აუცილებლობის გათვალისწინებით.

სალტის სარბენი ზოლის ზონიდან თვალისაკენ ვიბრაციების გავრცელების პროცესის კვლევისას პირდაპირი მექანიკური ძვრადობის გარდა განისაზღვრებოდა გარდამავალი მექანიკური ძვრადობები სარბენი ზოლის ზონებში აგზნების ზონის საწინააღმდეგო მხრიდან (Π_{a12}), სალტის გვერდულასა (Π_{a12}) და თვალის თაროზე (Π_{a12}).

მოცემულ ნაშრომში დამატებით ჩატარებულ იქნა სალტების გადაცემის ფუნქციის შეფასება. საფუძვლად მიღებულ იქნა ის, რომ ამჟამად გემებზე მექანიზმების, ხელსაწყობებისა და აპარატურის ამორტიზაციის კვლევისას ვიბროიზოლაციის ეფექტურობის შეფასებისათვის ტარდება ფუძის (სადირკველის) ვიბრაციების შედარება მასზე მოწყობილობის ხისტი და დრეკადი დამაგრებისას. თუ გავითვალისწინებთ განხილულს და მივიღებთ, რომ სალტის პირდაპირი მექანიკური ძვრადობა (Π_{a11}) გარკვეულწილად შეიძლება შეესაბამებოდეს ხისტ დამაგრებას, ხოლო თვალის თაროზე გაზომილი გარდამავალი ძვრადობა (Π_{a12}) - დრეკადს, მოცემულ ნაშრომში შემოთავაზებულია გადაცემის ფუნქციის შეფასება შემდეგი თანაფარდობით;



ნახ.3.5 პნევმატიკური სალტის პირდაპირი მექანიკური ძვრადობის ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები: 1-ვიბრაციების ამგზნებთან მათანხმებული ელემენტის მეშვეობით ხისტი კავშირის არსებობისას; 2-ხისტი კავშირის გარეშე.

$$T_{12} = \Pi_{a12} / \Pi_{a11} \cdot 100\%$$

სადაც, T_{12} - არის გადაცემის ფუნქცია სარბენი ზოლის ზონიდან თვალზე, %-ში.

3.3. ავტომობილის "სალტე-საკიდარი-ძარა" რხევითი სისტემის ელემენტების მექანიკური ძვრადობის ექსპერიმენტული

შეფასების მეთოდი

მსუბუქი ავტომობილების სავალი ნაწილის კონსტრუქციის შექმნისა და დაყვანის პროცესში, რომლებიც განკუთვნილია რადიალური კონსტრუქციის სალტეებზე ექსპლუატაციისათვის, ინტერესს წარმოადგენს ავტომობილის საკიდარის მექანიკური ძვრადობების გაზომვა და ანალიზი "სალტე-საკიდარი-ძარა", აგრეთვე "საკიდარი-ძარა" რხევით სისტემებში და საკიდარების დეტალებში ცალკეული ელემენტების მიხედვით.

წინა საკიდარის მთლიანობაში და მისი ელემენტების კიბრაციული მახასიათებლების ცოდნა, რომელიც მიღებულია მექანიკური ძვრადობების მეთოდით, საჭიროა ამ მახასიათებლების შეთანხმებისათვის სალტეების მექანიკური ძვრადობების მახასიათებლებთან იმ მიზნით, რომ უზრუნველყოფილი იქნას სალტიდან ძარაზე ვიბრაციების გადაცემის მინიმალური დონე სიხშირეთა ფართო დიაპაზონში.

"სალტე-საკიდარი-ძარა" რხევით სისტემაში, წინა საკიდარის მექანიკური ძვრადობების კვლევის მეთოდიკა ანალოგიურია საკუთრივ სალტის კვლევის მეთოდიკისა, რომელიც დაწვრილებითაა აღწერილი წინა თავში. ძირითადი განსხვავება მდგომარეობს აგზნების ზონის ცვლილებაში და იმაში, რომ ტარდება ავტომობილის წინა საკიდარისა და მისი ძარის ელემენტების გარდამავალი მექანიკური ძვრადობების დამატებითი გაზომვები.

"წინა საკიდარი-ძარა" რხევითი სისტემა გამოიკვლეოდა მსუბუქი ავტომობილის "მოსკვიჩი-2140"-ის მაგალითზე, მისი ხისტ ქვესადგამებზე სამი სალტიანი თვალთ დაყენებისას, ამასთან მეოთხე სალტიანი თვალის დაკიდება ხდებოდა ქვედა ბერკეტის ქვეშ ზამბარის დაყენების გზით. რხევითი სისტემის აგზნება ხორციელდებოდა რიგ-რიგობით ქვედა ბერკეტის მეშვეობით სფერული საყრდენისა და ამორტიზატორის დაყენების ზონაში, ასევე ავტომობილის ძარისაგან წინა გრძივძელის ზონაში. გამოცდების ჩატარებისას საკვლევ რხევით სისტემაში რიგ-რიგობით ხდებოდა ბრეკერში მეტალოკორდიანი დიაგონალური და

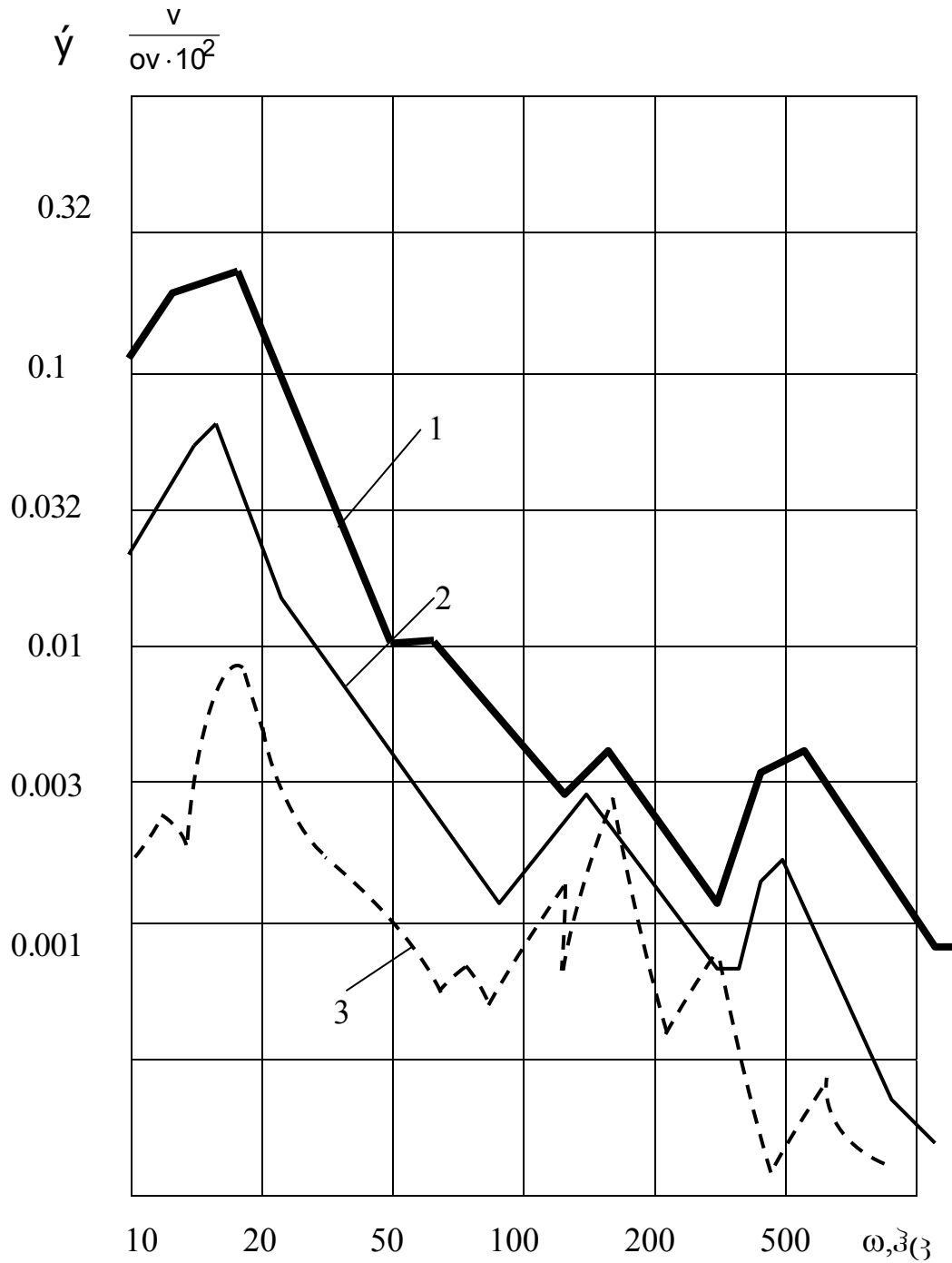
რადიალური კონსტრუქციის სალტების დაყენება, ასევე ხდებოდა სალტის გარეშე საკიდარის მექანიკური ძვრადობის გაზომვა. აღნიშნული გზომვების ჩატარებისას უზრუნველყოფილი იყო ვიბრაციების ამგზნების ხისტი კავშირი ასაგზნებ კონსტრუქციასთან.

ვიბრაციების ამგზნების ხისტი კავშირი ძალის გადამწოდთან, რომელიც უშუალოდ ხისტ კონტაქტში იმყოფება საკვლევ კონსტრუქციასთან, ხორციელდებოდა ცვლადი სიგრძის მქონე შემაკავშირებელი ღერძის მეშვეობით ამასთან, შემაერთებელ ღერძს აქვს შემცირებული სისქეს ზონა, რომელიც შემცირებული ღუნვითი სიხისტის ხარჯზე უზრუნველყოფს საკვლევ კონსტრუქციის რაღაც კუთხურ გადაადგილებას ვიბრაციების ამგზნების მიმართ.

”სალტე-თვალი-საკიდარი-ძარა” რხევითი სისტემის მექანიკური ძვრადობის მახასიათებლების ექსპერიმენტული შეფასების მოცემული მეთოდის შერჩევა განპირობებულია იმით, რომ საშუალებას იძლევა გამოვყოთ რეზონანსების საერთო ჯამიდან, რომლებიც წარმოიქმნება საკვლევ სისტემის ელემენტების გავლენით, პნევმატიკური სალტეებით გამოწვეული რეზონანსები.

საგზაო პირობებში ავტომობილის ”მოსკვიჩი-2140”-ის გამოცდები გვიჩვენებს, რომ დიაგონალური კონსტრუქციის პნევმატიკური სალტეების საკუთარი რხევების სიხშირეების დიაპაზონში, რომლებიც შეადგენენ 160...170ჰც-ს, წინა შეურესორებელი მასების ვიბროსიჩქარეები ახლოსაა ”სალტე-საკიდარი-ძარა” სისტემის მექანიკური ძვრადობის ამპლიტუდურ-სიხშირულ მახასიათებლებთან, რომლებიც შეადგენენ 160...170ჰც-ს, წინა შეურესორებელი მასების ვიბროსიჩქარეები ახლოსაა ”სალტე-საკიდარი-ძარა” სისტემის მექანიკური ძვრადობის ამპლიტუდურ-სიხშირულ მახასიათებლებთან, რომლებიც გაზომილია იგივე წერტილში (ნახ.3.6).

აღნიშნული მიუთითებს იმაზე, რომ გამოსაკვლევი სისტემების მექანიკური ძვრადობის მახასიათებლები პნევმატიკური სალტეების საკუთარი სიხშირეების დიაპაზონში ასახავენ ავტომობილის საყრდენ ზედაპირთან დინამიკური ურთიერთქმედების რეალურ სურათს.



ნახ. 3.6 «მოსკვირ-2140»-ის წინა შეურესორებელი მასების გარდამავალი მექანიკური ძვრადობების და ვიბროსიჩქარეების სპექტრები:

1 და 2 დინამომეტრულ გზაზე 80 და 120 კმ/სთ სიჩქარით მოძრაობისას;
3-სტენდზე.

შეადგენენ 160...170ჰც-ს, წინა შეურესორებელი მასების ვიბროსიჩქარეები ახლოსაა "სალტე-საკიდარი-ძარა" სისტემის მექანიკური ძვრადობის ამპლიტუდურ-სიხშირულ მახასიათებლებთან, რომლებიც გაზომილია იგივე წერტილში (ნახ.3.6).

აღნიშნული მიუთითებს იმაზე, რომ გამოსაკვლევი სისტემების მექანიკური ძვრადობის მახასიათებლები პნევმატიკური სალტეების საკუთარი სიხშირეების დიაპაზონში ასახავენ ავტომობილის საყრდენ ზედაპირთან დინამიკური ურთიერთქმედების რეალურ სურათს.

3.4. საგზაო პირობებში ავტომობილის რხევებზე სალტეების გავლენის შეფასება

პნევმატიკური სალტეების და "სალტე-საკიდარი-ძარა" სისტემის მექანიკური ძვრადობების სასტენდო პირობებში შეფასების დამუშავებული ექსპერიმენტული მეთოდები საშუალებას იძლევიან განვსაზღვროთ მათი დინამიკური თვისებები სიხშირეების ფართო დიაპაზონში, ასევე ვიბრაციების გავრცელების გზები, რომლებიც გადაეცემა გზიდან სალტის გავლით ძარაზე და დავსახოთ ძირითადი ღონისძიებები ავტომობილში ვიბრაციების დონეების შესამცირებლად.

ამასთანავე, საბოლოო დასკვნები დამუშავებული ღონისძიებების ეფექტურობის შესახებ შეიძლება გაკეთდეს საგზაო პირობებში ავტომობილის გამოცდების ჩატარების შემდეგ.

ჩატარებულმა გამოკვლევებმა სხვადასვა საგზაო პირობებში მოძრაობისას ავტომობილის ვიბრაციულ მდგომარეობაზე ახალი კონსტრუქციის სალტეების გავლენის შესახებ, საშუალება მოგვცა განსაზღვრულიყო საგზაო კვლევების არსებული მეთოდიკების სრულყოფის შემდგომი მიმართულებები.

ავტომობილში ვიბრაციებზე სალტეების გავლენის შეფასებისას ყველაზე მიზანშეწონილად გვესახება გაზომვები ვაწარმოოთ ავტომობილის წერტილებში, რომლებიც ახასიათებს შეურესორებელი მასებისა და ძარას შერესორებული მასების რხევებს წინა და უკანა საკიდარების დამაგრების ზონებში. აღნიშნული საშუალებას

იძლევა შეფასდეს სალტის მიერ საგზაო ვაკისიდან თვალის მორგვზე დინამიკური შემოღობვების გადაცემის ხარისხი, ასევე მოცემული ტიპის სალტებისადმი საკიდარის მისადაგების დონე.

A3JK-ს, ΓA3-ის, 3A3-ის, BA3-ის წარმოების ავტომობილების გამოცდების შედეგებმა აჩვენეს, რომ სხვადასხვა საფარიან გზებზე სხვადასხვა სიჩქარეებით მოძრაობისას შეურესორებელი და შერესორებული მასების ვიბროსიჩქარეების დონეების სიხშირული სპექტრები შეიცავენ დაბალსიხშირულ მდგენელებს მიახლოებით 10ჰც სიხშირეთა ზონაში, ასევე რეზონანსებს პნევმატიკური სალტების საკუთარი რხევების ძირითადი სიხშირეების ზონებში.

ამრიგად, ვიბროსიჩქარეების დონეებით, რომელთა სიდიდეზე ყველაზე დიდ გავლენას ახდენს დაბალსიხშირული მდგენელები, ვიბრაციების გაზომვების ჩატარებისას ჩვენ შეგვიძლია შევაფასოთ სალტებისა და საკიდარის გავლენა ვიბრაციების გადაცემაზე მსუბუქი ავტომობილის ძარაზე 10...20 ჰც სიხშირეების დიაპაზონში.

ამავე დროს, ავტომობილის ვიბრაციაზე სალტების გავლენის შეფასება ვიბროაჩქარებების დონეებით ეხება, ძირითადად, პროცესებს, რომლებიც მიმდინარეობს უფრო მაღალი სიხშირეების ზონებში (30...250ჰც).

უფრო მიზანშეწონილად გვესახება ავტომობილის ვიბრაციაზე სალტების გავლენის შეფასება ვაწარმოოთ ერთდროულად ვიბროსიჩქარეებისა და ვიბროაჩქარებების დონეებით, რადგან ამ დროს ხდება დაბალი და მაღალი სიხშირეების ზონებში ავტომობილის ვიბრაციული მდგომარეობის უფრო სრული შეფასება, ასევე უზრუნველყოფილია ვიბრაციების სიდიდეების წინასწარი სპექტრული ანალიზი (ნახ.3.7).

ამჟამად სტანდარტების საერთაშორისო ორგანიზაციის მიერ (ISO) დამუშავებულია საერთაშორისო სტანდარტი UCO2631-78 "ადამიანის სხეულზე საერთო ვიბრაციის გავლენის შესაფასებელი სახელმძღვანელო", რომლის საშუალებით შესაძლებელია ვიბროაჩქარეებისა და მათი ხანგრძლივობის მძლოლსა და მგზავრებზე მოქმედების შეფასება. დასაშვები ზღვრები, რომლებიც დადგენილია საყოველთაოდ მიღებული კრიტერიუმების შესაბამისად, რომლებიც

უზრუნველყოფს კომფორტს, ეფექტურ მუშაობას, ჯანმრთელობას და უსაფრთხოებას, იწოდებიან აღნიშნულ სტანდარტში შესაბამისად: "კომფორტის შემცირების ზღურბლი",

"შრომის მწარმოებლურობის დადლილობისაგან შემცირების საზღვარი",
"ზემოქმედების ზღვრები".

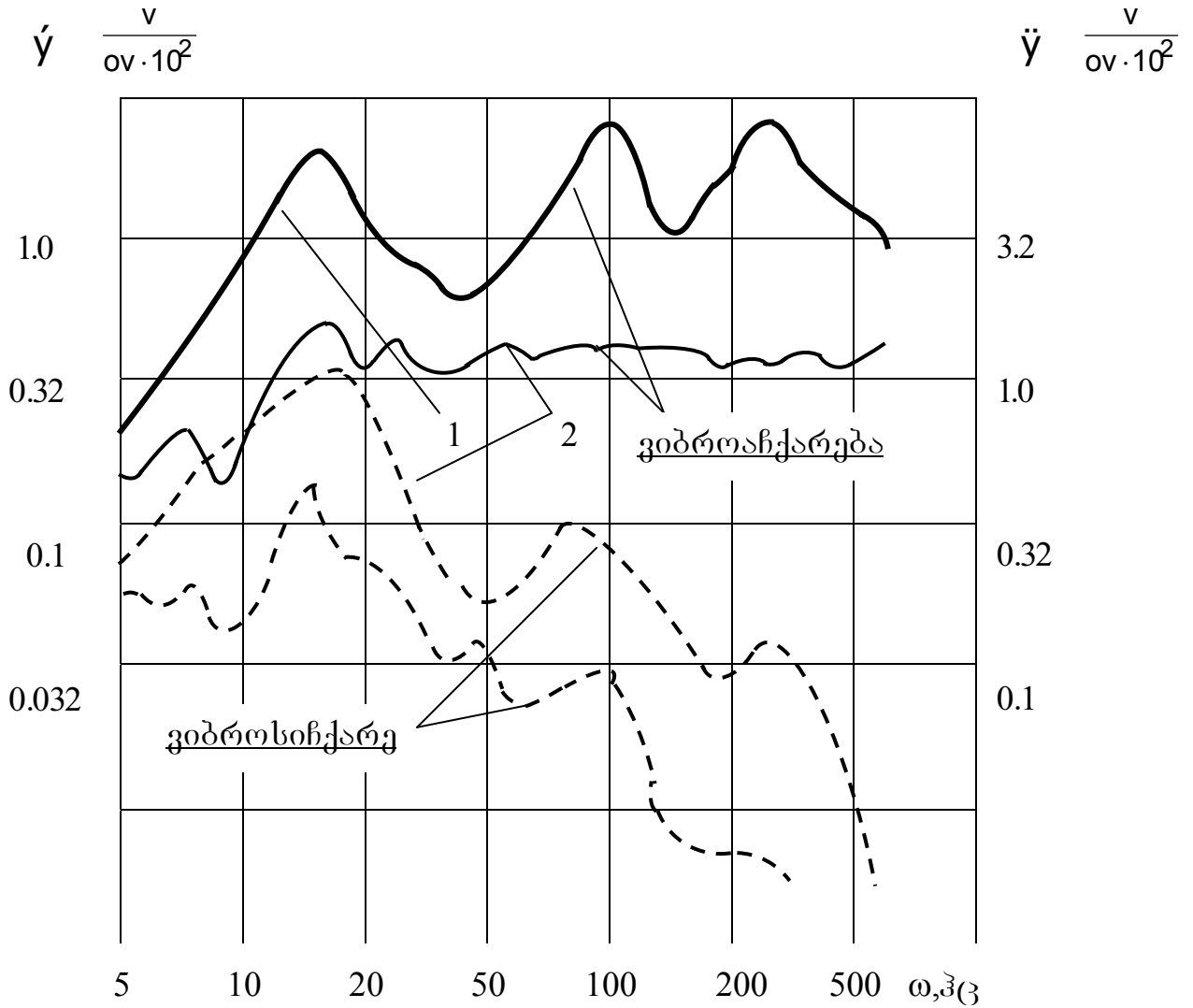
ვიბრაციების აღქმის შესაფასებელ მაჩვენებლად მიღებულია საშუალოკვადრატული აჩქარება შემთხვევითი რხევებისას ან ამპლიტუდური აჩქარება ჰარმონიული რხევებისას.

მოცემული სტანდარტებისათვის დამახასიათებელია ადამინზე ვიბრაციების ზემოქმედების ხანგრძლივობის შეფასება. მსუბუქი ავტომობილების საექსპლუატაციო თვისებებისადმი მოთხოვნების გათვალისწინებით, ასევე მსუბუქი ავტომობილების მძღოლების მუშაობის პირობებიდან გამომდინარე, რომელთა სამუშაო დღის ხანგრძლივობა საშუალოდ 8 საათს შეადგენს, მიზანშეწონილად მიგვაჩნია ძარას იატაკიდან, ასევე საჭის თვალიდან გადაცემული ვიბრაციების შემფასებელ კრიტერიუმად მივიღოთ კომფორტის შემცირების ზღურბლი.

ISO-ს სტანდარტის ნორმები დამუშავებულია 1...90ჰც სიხშირეების დიაპაზონისათვის და დაყოფილია 7 ოქტავურ ზოლად. ვიბრაციების შემფასებელ პარამეტრებად მიღებულია მათი საშუალოკვადრატული აჩქარება და სიხშირე. როგორც მაგალითი, ავტომობილის BA3-2105 ძარას იატაკის ვიბროაჩქარებათა დონეების სპექტრული ანალიზის გრაფიკებზე (ნახ.3.8) წარმოდგენილია კომფორტის შემცირების ზღურბლის ზღვრები 31,5...90ჰც-ის დიაპაზონში.

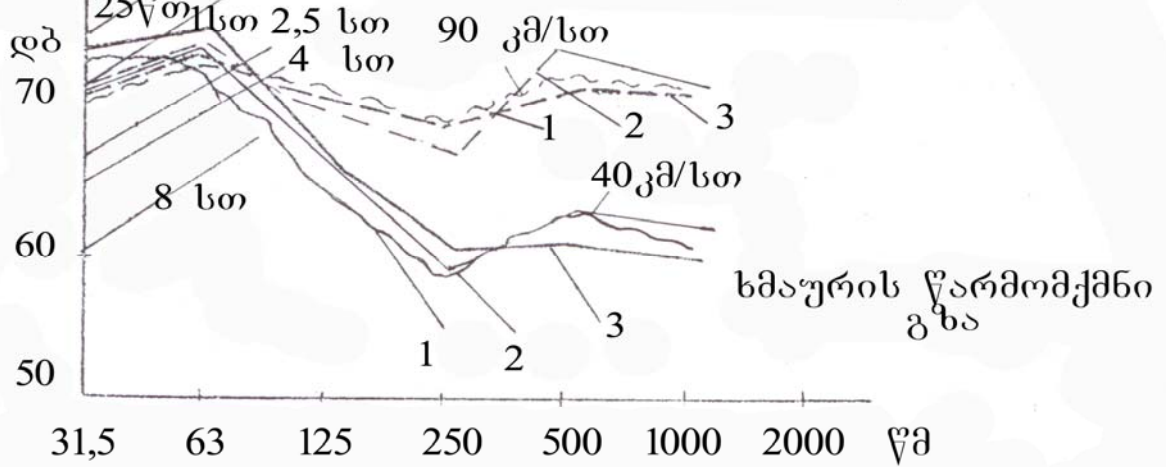
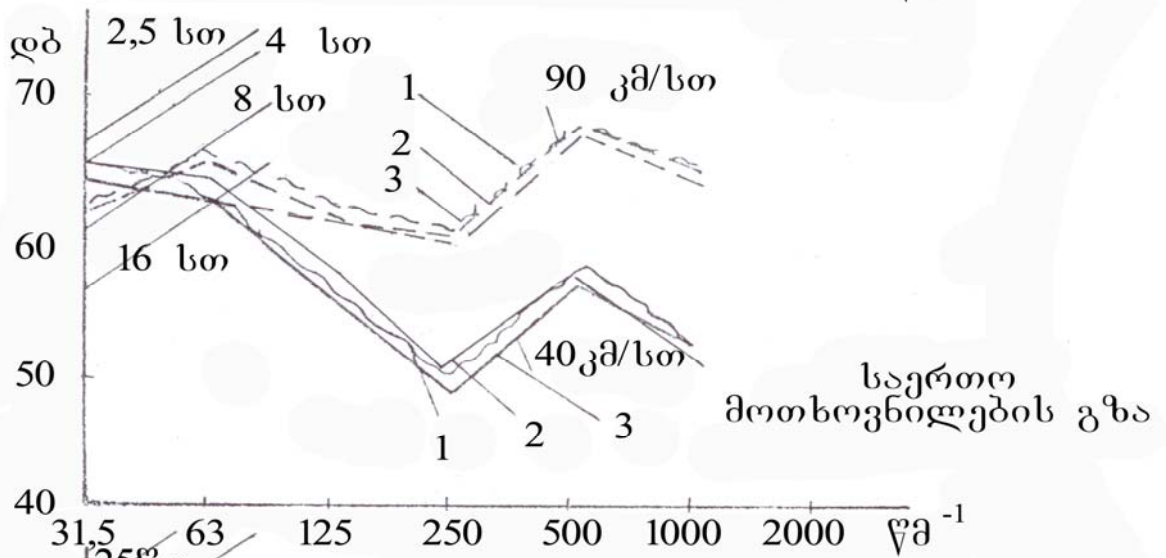
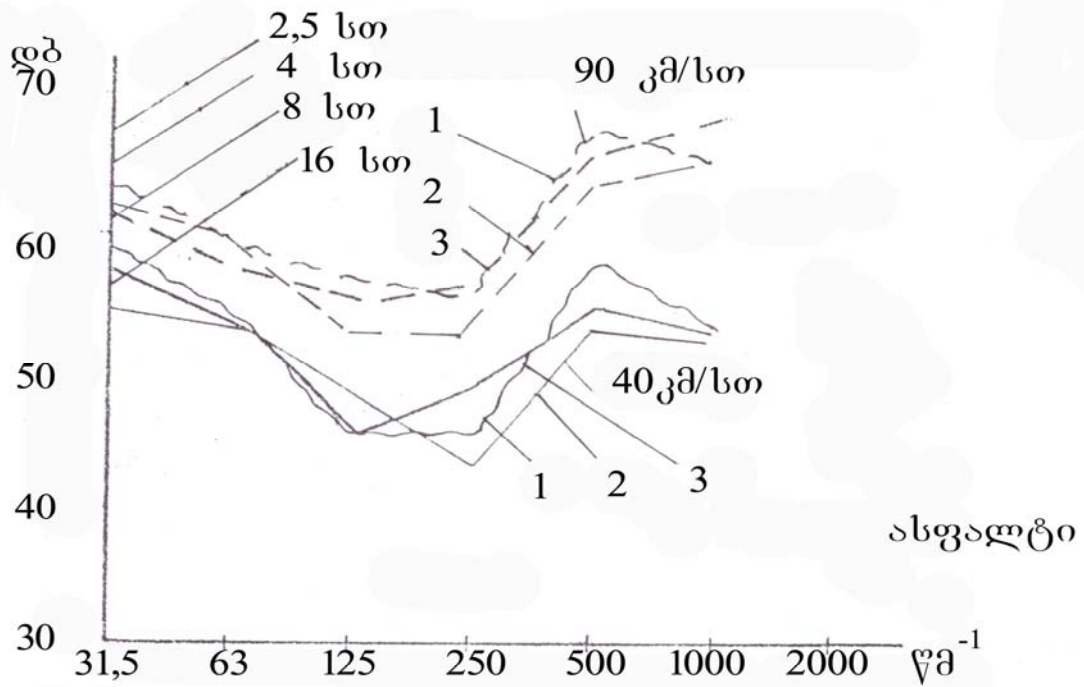
გრაფიკებიდან ჩანს, რომ ავტომობილის BA3-2105-ის მოძრაობისას სამამულო და საზღვარგარეთის წარმოების სხვადასხვა მოდელების რადიალური კონსტრუქციის სალტებზე, შეინიშნება ვიბრაციების სიდიდეების რამდენადმე ზრდა 90...110 ჰც სიხშირეთა თანაც ეს ზრდა მნიშვნელოვნადაა დაკავშირებული საგზაო საფარის ტიპზე, ასევე ავტომობილის მოძრაობის სიჩქარეზე.

დამატებითი ანალიზისათვის გამოყენებული ISO-ს ნორმები საშუალებას იძლევა გაკეთდეს დასკვნა იმის შესახებ, რომ ავტომობილის BA3-2105-ის



ნახ. 3.7 ავტომობილში BA3-2105 ვებროსიქარეებისა და ვებროაჩქარებების ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები ხმაურწარმოქმნელ გზაზე 60 კმ/სთ სიქარით მოძრაობისას: 1-ქინასაკიდარის ქვედა ბურკეტი; 2-ძარაწინა ამორტიზატორის დამაგრების ზონაში.

ექსპლუატაცია მძღოლისა და მგზავრების "კომფორტის შემცირების ზღურბლის" ფარგლებში იატაკის გავლით ზემოქმედების მიხედვით, 31,5...90 ჰც სიხშირეთა დიაპაზონში უზრუნველყოფილია 4...16 სთ-ის განმავლობაში მოძრაობის სიჩქარეზე დამოკიდებულებით. ხმაურწარმომქმნელ გზაზე მოძრაობისას ამ ავტომობილის ექსპლუატაციის დრო "კომფორტის შემცირების ზღურბლის" ფარგლებში მცირდება ყველა გამოსაცდელ სალტებზე 40...80 წუთამდე.



ნახსმარს იატაკს ვაროქრებებს სუპრუბი, ეკომპოლს BA3-210-ს სცდელი 16 R1.3 სლტებით მოძობდას 1-1H-251 მოდელს სლტებს 2-MU-166 მოდელი 3-ZX-მოდელი

3.6. მოკლე დასკვნები მესამე თავის მიხედვით

1. ნაჩვენებია მექანიკური ძვრადობების ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლების განსაზღვრის ხერხის გამოყენების შესაძლებლობა პნევმატიკური სალტეებისა და "სალტე-საკიდარი-ძარა" რხევითი სისტემის ვიბრაციული მახასიათებლების შეფასებისათვის.
2. გამოკვლეულია ვიბრაციების ამგზნები და ვიბრომომზომი აპარატურის კომპლექსი მისი გამოყენების მიზნით "სალტე-საკიდარი-ძარა" სისტემის მექანიკური ძვრადობების კვლევისათვის.
3. დამუშავებულია პნევმატიკური სალტეების პირდაპირი და გარდამავალი მექანიკური ძვრადობების, ასევე მათი ვიბროგადაცემის კოეფიციენტების სასტენდო პირობებში ექსპერიმენტული კვლევის მეთოდები.
4. დამუშავებულია მეთოდები მსუბუქი ავტომობილის "სალტე-საკიდარი-ძარა" რხევითი სისტემის ელემენტების მექანიკური ძვრადობების ექსპერიმენტული კვლევისათვის სასტენდო პირობებში.
5. დამუშავებულია საგზაო პირობებში მსუბუქი ავტომობილების ვიბრაციაზე ვიბროსიჩქარეების და ვიბროაჩქარებების დონეების მიხედვით სალტეების გავლენის ექსპერიმენტული შეფასების მეთოდები.

4. "სალტე-საკიდარი-ძარა" რხევითი სისტემის ელემენტების მექანიკური ძვრადობების ექსპერიმენტული კვლევის შედეგები

4.1. პნევმატიკური სალტეების მექანიკური ძვრადობის მახასიათებლები

და მათი რხევის ფორმები

როგორც ცნობილია, რადიალურიკონსტრუქციის სალტეების გამოყენებამ, ავტომობილის რიგი საექსპლუატაციო მახასიათებლის გაუმჯობესებასთან ერთად, გამოიწვია გადიდებული ვიბრაციები ძარაში.

დინამიკური ძალებით გამოწვეული ვიბრაციების სიდიდების ანალიტიკური განსაზღვრა, პნევმატიკური სალტის გზასთან კონტაქტში დრეკადი დეფორმაციების შედეგად, მეტად

განხილულია, განსაკუთრებით მაღალი სიხშირეების ზონაში. ეს დაკავშირებულია მისი კონსტრუქციის სირთულესთან, აგრეთვე იმასთან, რომ პნევმატიკური სალტის ყველა ელემენტი ურთიერთდაკავშირებულია და ერთმანეთში გავლენას ახდენენ.

ზემოთ მოყვანილი ანალიზი და პნევმატიკურ სალტეში ვიბრაციების გაანგარიშებამ აჩვენა, რომ 50 ჰც-ზე უფრო მაღალ სიხშირეთა დიაპაზონში აღნიშნული კვლევებისათვის შეიძლება გამოყენებული იქნას მექანიკური ძვრადობების მეთოდი, რომელშიც შედის პნევმატიკური სალტეების მექანიკური ძვრადობების პირდაპირი და გარდამავალი ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლების განსაზღვრა.

4.1.1. პნევმატიკური სალტეების პირდაპირი მექანიკური

ძვრადობა

ნახ.4.1-ზე ნაჩვენებია პნევმატიკური სალტეების პირდაპირი მექანიკური ძვრადობის სიხშირული მახასიათებლები: 16SP13 ზომის MU-166 მოდელის რადიალური კონსტრუქციის და 6.4513 ზომის M-145 მოდელის დიაგონალური კონსტრუქციის, რომლებიც დაყენებულია ავტომობილის "მოსკვიჩი-2140"-ის წინა თვლებისა და ავტომობილისაგან ცალკე პოზიციებში.

ნახაზი 4.1 წარმოდგენილია დამატებით ფაილში max 4.1

მიღებული სიხშირული მახასიათებლების ანალიზი გვიჩვენებს, რომ ავტომობილზე როგორც დიაგონალური, ასევე რადიალური კონსტრუქციის სალტეების დაყენებისას, მასზე არსებობს სიხშირეების ორი ზონა, რომლებზედაც შეინიშნება ვიბრაციების დონის ზრდა: პირველი 10...20 ჰც სიხშირეებზე, მეორე კი – 90...100 ჰც სიხშირეებზე რადიალური სალტისათვის და 160...180 ჰც სიხშირეებზე დიაგონალური სალტეებისათვის.

10...20 ჰც სიხშირეთა დიაპაზონში დიაგონალური და რადიალური კონსტრუქციის სალტეების პირდაპირი მექანიკური ძვრადობები პრაქტიკულად არ განსხვავდება ერთმანეთისაგან. ამ დროს წარმოქმნილი სალტის მექანიკური ძვრადობების ზრდა განპირობებულია წინა შეურესორებელი მასების საკუთარი ვერტიკალური რხევებით, რაც დასტურდება იგივე სალტეებთან ჩატარებული

კვლევებით მათი დაყენებისას ვიბრაციების ამგზნებზე ავტომობილისაგან განცალკევებით. ავტომობილისაგან ცალკე დაყენებული სალტეების პირდაპირი მექანიკური ძვრადობის ამპლიტუდურ-სიხშირულ მახასიათებლებზე 10...20 ჰც სიხშირეთა ზონაში არ შეინიშნება ვიბრაციების დონეების ზრდა. ამასთან, ორივე კონსტრუქციის სალტეების პირდაპირი მექანიკური ძვრადობა დაახლოებით ერთნაირია.

ავტომობილზე დაყენებული პნევმატიკური სალტეების მექანიკური ძვრადობის ცვლილების ხასიათი აჩვენებს, რომ 10...25 ჰც სიხშირეთა დიაპაზონში ის განისაზღვრება "სარბენი ზოლი-თვალის თარო-საკიდარი-ძარა" მექანიკური რხევითი სისტემის მასის, დრეკადობის და შინაგანი ხახუნის პარამეტრების პარალელური შეერთებით. ამ შემთხვევაში მექანიკური ძვრადობა შეიძლება განისაზღვროს ფორმულით. მოცემული მექანიკური სისტემის ექვივალენტურ სისტემას შეჯგუფებული პარამეტრებით აქვს დაახლოებით $2 \cdot 10^5$ ნ/მ დინამიკური სიხისტე, რომელიც განსაზღვრავს მექანიკურ ძვრადობას 10...17 ჰც სიხშირეთა დიაპაზონში. 17...25 ჰც სიხშირეების ზონაში მექანიკური ძვრადობის ხასიათი განისაზღვრება მასობრივი პარამეტრებით, რომლებიც შეადგენს დაახლოებით 15 კგ-ს. სისტემის მექანიკური ძვრადობა, რომელიც განისაზღვრება შინაგანი ხახუნით და ზღუდავს მაქსიმალურ მნიშვნელობებს მოცემულ სიხშირეთა დიაპაზონში, შეადგენს დაახლოებით 0,09 მ/ნ/წმ.

17...50 ჰც სიხშირეთა დიაპაზონში საკვლევი სალტეების მექანიკური ძვრადობის ხასიათი, მასი დაყენებისას ავტომობილზე, განისაზღვრება მასის, დრეკადობის და შინაგანი ხახუნის თანმიმდევრული შეერთებით, ამასთან მექანიკური ძვრადობა მოცემულ შემთხვევაში შეიძლება განისაზღვროს ფორმულით (2.11). მოცემული სისტემის ექვივალენტურ-შეჯგუფებულ პარამეტრებთან სისტემას 17...25 ჰც სიხშირეთა დიაპაზონში აქვს, როგორც ეს უკვე ზემოთ აღინიშნა, 15 კგ რიგის მასა. 25...50 ჰც დიაპაზონში მექანიკური ძვრადობის ხასიათი განისაზღვრება სისტემის დრეკადი თვისებებით ექვივალენტური სისტემის $4 \cdot 10^5$ ნ/მ რიგის დინამიკური სიხისტით. მექანიკური ძვრადობის მინიმალური მნიშვნელობები, რომლებიც

განისაზღვრება მექანიკური სისტემის შინაგანი ხახუნით 17...50 ჰც სიხშირეების დიაპაზონში, შეადგენს 0,025 მ/ნ/წმ.

რადიალური და დიაგონალური კონსტრუქციის სალტეების მექანიკური ძვრადობები, რომლებიც ავტომობილიდან ცალკე განიხილებიან, 50 ჰც-მდე სიხშირეთა დიაპაზონში ახლოა ერთმანეთთან და დაწვრილებითაა აღწერილი მოცემული სამუშაოს 2.2 განყოფილებაში.

უნდა აღინიშნოს, რომ ამჟამად პნევმატიკური სალტეების მექანიკური ძვრადობის განსაზღვრა წარმოებს ჰარმონიული ძალით აგზნებისას 9...10 ნ რიგის ამპლიტუდით. ამავე დროს, როგორც ცდებმა გვიჩვენა, ავტორის მიერ ჩატარებული და ამ ნაშრომში მოყვანილი 10...50 ჰც სიხშირეთა დიაპაზონში გზის ვაკისისაგან ავტომობილზე მოქმედი დინამიკური შეშფოთებების რეალური სიდიდეები აღწევენ 300...1000 ნ-ს საგზაო საფარის ტიპისა და ავტომობილის მოძრაობის სიჩქარეზე დამოკიდებულებით. ავტომობილის საკიდარის და სალტეების არაწრფივობის გამო დინამიკური ზემოქმედების 3-დან 1000 ნ-მდე ცვლილებისას, საგზაო ვაკისიდან ავტომობილის ძარაზე ვიბრაციების გადაცემის რეალური სურათი 50 ჰც-მდე სიხშირეთა დიაპაზონში შეიძლება არ შეესაბამებოდეს მექანიკური ძვრადობის მახასიათებლებს. მაგრამ, ცნობილია, რომ ავტომობილზე ვიბრაციების გადაცემაში რადიალურ და დიაგონალურ სალტეებს შორის ძირითადი სხვაობები განისაზღვრებიან 50...200 ჰც სიხშირეების ზონით, სადაც რეალურ ავტომობილზე მოქმედი დინამიკური ძალების სიდიდეები არ აღემატება 100 ნ და ამის გამო საკიდარი, ასევე სალტეც შეიძლება ჩავთვალოთ წრფივ მექანიკურ სისტემებად.

როგორც ზემოთ იყო აღნიშნული, პნევმატიკური სალტეების საკუთარი რხევების სიხშირეების სიდიდეები, რომლებიც განისაზღვრება სარბენი ზოლის და გვერდულების განაწილებული რხევებით, არ არის მნიშვნელოვნად დამოკიდებული გორვის სიჩქარეზე. ამიტომ, ვიწყებთ რა 50 ჰც-ზე მეტი მაღალ სიხშირეებზე პირდაპირი მექანიკური ძვრადობების განხილვას, აღვნიშნავთ, რომ მოცემული კვლევები ტარდებოდა არამბრუნავ სალტეებზე, რამაც საშუალება მოგვცა გამოგვერიცხა განხილვიდან მრავალი გარეგანი ფაქტორი, რომლებიც ამახინჯებენ სალტის ვიბრაციულ მდგომარეობას მისი გორვისას სტენდზე და რეალურ საგზაო

პირობებში ავტომობილზე. პირველ რიგში, მათ შეიძლება მივაკუთვნოთ დამატებითი ძალები, რომლებიც წარმოიქმნება თვალის კვანძის ბრუნვისას დისბალანსის, თვლების დაყენების ექსცენტრისიტეტის, სალტეების რადიალური და ტორსული ცემის, მათი არათანაბარი სიხისტისა და სხვათა ხარჯზე.

დიაგონალური და რადიალური კონსტრუქციის პნევმატიკური სალტეების პირდაპირი მექანიკური ძვრადობის ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლების 50 ჰც-ზე უფრო მაღალ სიხშირეთა დიაპაზონში ანალიზისას, უნდა აღვნიშნოთ ამ მახასიათებლების საერთო ხედის თვლების დაყენების ხერხისაგან გარკვეული დამოუკიდებლობა, ე.ი. მის დაყენებისაგან ავტომობილზე, სტენდზე ან თავისუფალ მდგომარეობაში ვიბრაციების ამგზნებზე. მაგრამ, სხვადასხვა კონსტრუქციის სალტეების პირდაპირ მექანიკურ ძვრადობათა შორის არსებობს რიგი საერთო და განმასხვავებელი ნიშან თვისება, რომლებიც შემდეგში მდგომარეობს:

1. 50...300 ჰც სიხშირეთა ზონაში დიაგონალური კონსტრუქციის სალტეების მექანიკური ძვრადობები განისაზღვრება მასობრივი პარამეტრების, დრეკადობის პარამეტრებისა და შინაგანი ხახუნის პარალელური შეერთებით. მოცემული მექანიკური სისტემის ექვივალენტურ შეჯგუფებულ პარამეტრებიან მექანიკურ სისტემას 50...170 ჰც სიხშირეთა დიაპაზონში აქვს დინამიკური სიხისტე, რომელიც განსაზღვრავს მის მექანიკურ ძვრადობას, მიახლოებით $1,8 \cdot 10^5$ ნ/მ. 170...300 ჰც სიხშირეთა დიაპაზონში მექანიკური ძვრადობის მრუდის ხასიათი განისაზღვრება მოცემული სისტემის მასობრივი პარამეტრებით. მოცემული სისტემის ექვივალენტური შეჯგუფებულ პარამეტრებიანი მექანიკური სისტემისათვის დინამიკური მასა შედგენს 0,16 კგ. მექანიკური ძვრადობის მაქსიმალური სიდიდე, რომელიც იზღუდება სისტემის შინაგანი ხახუნით მიახლოებით 170 ჰც საკუთარ რხევათა სიხშირეზე, 1,4 მ/წმ შეადგენს. ამავე დროს, რადიალური კონსტრუქციის სალტისათვის მექანიკური ძვრადობა, რომელიც განისაზღვრება მასის, დრეკადობისა და შინაგანი ხახუნის პარამეტრებისა პარალელური შეერთებით, შეზღუდულია 50...150 ჰც სიხშირეების დიაპაზონით, სადაც მის ექვივალენტურ მექანიკურ სისტემას შეჯგუფებული პარამეტრებით აქვს დინამიკური სიხისტე, რომელიც განსაზღვრავს დაახლოებით $1,8 \cdot 10^5$ ნ/მ ტოლ

მექანიკურ ძვრადობას 50...90 ჰც სიხშირეთა ზონაში, დინამიკურ მასას, რომელიც განსაზღვრავს მექანიკურ სისტემას 90...150 ჰც სიხშირეთა ზონაში – დაახლოებით 0,5 კგ და მექანიკურ ძვრადობას საკუთარ რხევათა სიხშირეების ზონაში, რომელიც იზღუდება მიახლოებით 1,0 მ/წმ ტოლი შინაგანი ხახუნით.

2. 90...250 ჰც სიხშირეთა ზონაში რადიალური სალტის მექანიკური ძვრადობა განისაზღვრება მასის, დრეკადობის და შინაგანი ხახუნის თანამიმდევრული შეერთებით. მის ექვივალენტურ მექანიკურ სისტემას შეჯგუფებული პარამეტრებით 90...160 ჰც სიხშირეთა ზონაში აქვს მიახლოებით 0,5 კგ დინამიკური მასა, როგორც ეს ზემოთ იყო აღნიშნული. 160...250 ჰც სიხშირეთა ზონაში რადიალური სალტის მექანიკური ძვრადობა განისაზღვრება დინამიკური თვისებებით დინამიკური სიხისტის პარამეტრებით დაახლოებით $7 \cdot 10^5$ ნ/მ ავტომობილზე დაყენებული სალტებისათვის და დაახლოებით $4 \cdot 10^5$ ნ/მ თავისუფალი სალტებისათვის. სალტების მექანიკური ძვრადობა, რომელიც განისაზღვრება შინაგანი ხახუნით მინიმალურ მნიშვნელობათა ზონაში, 90...250 ჰც სიხშირეთა დიაპაზონში შეადგენს ავტომობილზე დაყენებული სალტისათვის დაახლოებით 0,16 მ/წმ, ხოლო თავისუფალი სალტებისათვის დაახლოებით 0,2 მ/წმ.

4.1.2. პნევმატიკური სალტების გარდამავალი ძვრადობები და მათი რხევების ფორმები

ნახ.4.2-ზე მოყვანილი გარდამავალი მექანიკური ძვრადობის ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები, რომელიც გაზომილი იყო თვალის თაროზე ავტომობილზე დაყენებისას და მისგან ცალკე, გვიჩვენებს, რომ 10...50 ჰც სიხშირეთა დიაპაზონში როგორც რადიალური, ასევე დიაგონალური კონსტრუქციის ავტომობილზე დაყენებული სალტებისათვის, შეინიშნება გარდამავალი მექანიკური ძვრადობის დონეების ზრდა 0,09 მ/წმ. ამასთან, 10 ჰც და 50 ც სიხშირეებზე გარდამავალი მექანიკური ძვრადობა შეადგენს 0,01...0,03 მ/წმ. თავისუფალი სალტებისათვის 10...50 ჰც სიხშირეების ზონაში არ შეინიშნება გარდამავალი მექანიკური ძვრადობის ზრდა. ეს ნიშნავს, რომ, მოცემულ სიხშირეთა ზონაში

საღტეს სარბენი ზოლიდან თვალზე ვიბრაციების გადაცემაზე გადამწყვეტ გავლენას ახდენს ავტომობილის საკიდარის კონსტრუქცია, კერძოდ, საკიდარის ზამზარის სიხისტე და შეურესორებელი მასების სიდიდე.

50 ჰც-ზე უფრო მაღალ სიხშირეებზე გარდამავალი მექანიკური ძვრადობები პრაქტიკულად არ არის დამოკიდებული იმაზე, დაყენებულია საღტე ავტომობილზე თუ არა. მამსადამე, საღტიდან თვალზე ვიბრაციების გადაცემის ხასიათი განისაზღვრება თვით საღტის კონსტრუქციით.

ნახაზი 4.2 წარმოდგენილია დამატებით ფაილში max 4.2

რადიალური და დიაგონალური კონსტრუქციის პნევმატიკური საღტეების საკუთარ რხევათა სიხშირეებზე შეინიშნება გარდამავალი მექანიკური ძვრადობების მნიშვნელოვანი ზრდა, ამასთან გადაცემული ვიბრაციების სიდიდეები რადიალური საღტეებისათვის 1,5...2,0-ჯერ უფრო მაღალია, ვიდრე დიაგონალურის. დაახლოებით 100 ჰც სიხშირეზე რადიალური საღტეებისათვის გარდამავალი მექანიკური ძვრადობა შეადგენს 0,065 მ/ნ/წმ, ხოლო 170 ჰც სიხშირეზე დიაგონალური საღტეებისათვის – დაახლოებით 0,04 მ/ნ/წმ.

120 ჰც-ზე უფრო მაღალი სიხშირეების ზონებში დიაგონალური კონსტრუქციის საღტეების გარდამავალი მექანიკური ძვრადობები უფრო მაღალია, ვიდრე რადიალურისა. მაგრამ, თვალზე ვიბროსიჩქარეების სიდიდეები, რომლებიც გადაეცემა დიაგონალური საღტეების მიერ სიხშირეების ამ დიაპაზონში, რადიალური საღტეებით გადაცემულ ვიბროსიჩქარეებზე მნიშვნელოვნად უფრო დაბალია 50...120 ჰც სიხშირეთა დიაპაზონში.

დიაგონალური და რადიალური საღტეების გარდამავალი მექანიკური ძვრადობები, რომლებიც გაზომილი იყო სარბენ ზოლზე აგზნების ზონის საწინააღმდეგო მხრიდან და საღტის გვერდით კედელზე, მოყვანილი ნახ.4.2-ზე, გვიჩვენებენ, რომ როგორც დიაგონალური, ასევე რადიალური კონსტრუქციის პნევმატიკური საღტეების საკუთარ რხევათა სიხშირეების ზონაში გვერდითი კედლის მექანიკური ძვრადობა მნიშვნელოვნად უფრო მაღალია, ვიდრე დანარჩენი

გარდამავალი მექანიკური ძვრადობებისა. უნდა აღვნიშნოთ, აგრეთვე, რომ რადიალური სალტეების გვერდითი კედლის გარდამავალი მექანიკური ძვრადობები საკუთარ რხევათა სიხშირეების ზონაში უფრო მაღალია, ვიდრე პირდაპირი მექანიკური ძვრადობა სარბენი ზოლის აგზნების ზონაში სიხშირეების ანალოგიურ დიაპაზონში.

6.45.13 და 165P13 ზომის სალტეების საკუთარი რხევების ძირითად სიხშირეებზე განსაზღვრული იყო მათი რხევების ფორმები სალტის წრეზე ნორმალური მიმართულებით, ასევე მათ პროფილზე. დიაგონალური და რადიალური სალტეების რხევების ფორმათა შედარებამ გვიჩვენა, რომ რადიალური კონსტრუქციის სალტეებს აქვთ რხევების ორი კვანძი, სადაც ვიბრაციები არ არსებობს, მაშინ როცა დიაგონალურ სალტეს აქვს რხევების 4 კვანძი, ამასთან რადიალურ სალტეებზე ეს კვანძები განლაგებულია სალტის საწინააღმდეგო მხარეებზე თვალის ჰორიზონტალური ღერძის გასწვრივ, ხოლო დიაგონალურ სალტეზე 2 კვანძი განლაგებულია ქვედა ნაწილში სიმეტრიულად 20° კუთხით ვერტიკალური ღერძის მიმართ და 2 კვანძი ზედა ნაწილში სიმეტრიულად 45° კუთხით ვერტიკალური ღერძის მიმართ (ნახ.4.3).

მოყვანილი რხევების ფორმები გვიჩვენებს, რომ საკუთარ რხევათა სიხშირეებზე რადიალური სალტეების სარბენი ზოლებისა და გვერდულების მნიშვნელოვნად უფრო დიდი ზონები ღებულობენ მონაწილეობას ვიბრაციების გადაცემაში შედარებით დიაგონალურ სალტეებთან.

პროფილის მიხედვით რხევების ფორმები გამოსაკვლევია სალტეების ორივე კონსტრუქციას ახლო აქვს ერთმანეთთან, ამასთან სალტის გვერდულები ირხევა რეზონანსისას საწინააღმდეგო ფაზებში სალტის სარბენი ზოლის მიმართ.

მოცემული კვლევები ადასტურებენ კიეზოს ნაშრომებს [78], რომლებიც მიძღვნილი იყო 155-13 ზომის რადიალური და დიაგონალური კონსტრუქციის პნევმატიკური სალტეების რხევების ფორმის განსაზღვრას სხვადასხვა აგზნების სიხშირეებზე. გამოსაკვლევია სალტეების საკუთარი რხევების სიხშირეთა ზონებში მათი სარბენი ზოლის რხევების ფორმას აქვს სახე, რომელიც ანალოგიურია მოცემულ ნაშრომში მოყვანილისა.

პნევმატიკური სალტების პირდაპირი და გარდამავალი მექანიკური ძვრადობის განსაზღვრის ზემოთ მოყვანილი მასალები საშუალებას იძლევა გავაკეთოდ დასკვნა იმის შესახებ, რომ საკუთარი რხევების სიხშირეებზე რადიალური სალტების მიერ ვიბრაციების გადაიდებული გადაცემა აიხსნება მათი დიდი დინამიკური მასით, შედარებით დიაგონალური კონსტრუქციის სალტებთან.

ნახაზი 4.3 წარმოდგენილია დამატებით ფაილში max 4.3

ამ დასკვნის შესამოწმებლად ჩატარებული იქნა საზღვარგარეთის ფირმის "მიშლენის" (საფრანგეთი) წარმოების 205/70P14 ზომის რადიალური კონსტრუქციის ორი პნევმატიკური სალტის მექანიკური ძვრადობების ექსპერიმენტული კვლევები, რომელთაც ჰქონდათ ერთნაირი საწყისი წონითი და გეომეტრიული პარამეტრები. ერთ-ერთ სალტეს ბრეკერამდე ჰქონდა მოცილებული პროტექტორის სარბენი ზოლის გარე ნაწილი (ნახ.4.4). ნახ.4.5-ზე მოყვანილი ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები პირდაპირი მექანიკური ძვრადობებისა, რომლებიც გაზომილი იყო სარბენ ზოლზე და გარდამავალი მექანიკური ძვრადობებისა, რომლებიც გაზომილი იყო თვალის თაროზე, იძლევიან შემდეგის აღნიშვნის საშუალებას:

განსახილველი მექანიკური სისტემების ექვივალენტური სისტემებისა და შეჯგუფებულ პარამეტრებიანი სისტემების შედარებამ გვიჩვენა, რომ სარბენი ზოლის ნაწილის მოცილებამ მნიშვნელოვნად არ შეცვალა პნევმატიკური სალტების დინამიკური სიხისტე 20...90 ჰც სიხშირეთა დიაპაზონში, რომელშიც სალტის დრეკადი თვისებები განმსაზღვრელია. შეიცვალა 0,4 კგ-დან 0,25 კგ-მდე დაყვანილი მასების სიდიდე, რომლებიც ახასიათებს სალტეს 100...150 ჰც სიხშირეთა დიაპაზონში. უნდა აღინიშნოს ასევე ის, რომ სარბენი ზოლის ნაწილის მოცილებამ 160 ჰც-ზე უფრო მაღალი სიხშირეების დიაპაზონში გამოიწვია სალტის დინამიკური სიხისტის შემცირება $3,5 \cdot 10^5$ ნ/მ-დან $2 \cdot 10^5$ ნ/მ-მდე. გარდა ამისა, აღნიშნულმა ცვლილებებმა გამოიწვია სალტეში შიგა ხახუნით განპირობებული მექანიკური ძვრადობის გადიდება 0,75 მ/წმ-დან 1,2 მ/წმ-მდე და სალტების საკუთარი რხევების სიხშირეთა გადიდება 95 ჰც-დან 108 ჰც-მდე. სალტის სარბენი ზოლის ნაწილის მოცილებით გამოწვეულმა ცვლილებებმა, ასევე მიგვიყვანა სიხშირის

გადიდებამდე, რომელზედაც ხდება ვიბრაციების მაქსიმალური გადაცემა სარბენი ზოლიდან თვალის თაროზე, რომელიც ემთხვევა საკუთარი რხევების სიხშირეს, და გამოიწვია 1,4...1,6-ჯერ გადაცემული ვიბრაციების დონის გადიდება.

უნდა აღვნიშნოთ, რომ რეალურ პირობებში შეუძლებელია პნევმატიკური სალტის რომელიმე პარამეტრის (მისი მასის, დრეკადობის, მასში შიგა ხახუნის)

ნახაზი 4.4 და 4.5 წარმოდგენილია დამატებით ფაილში max 4.4-4.5

ცვლილების უზრუნველყოფა სხვა პარამეტრების ცვლილების გარეშე. აქედან გამომდინარეობს, რომ პნევმატიკური სალტის თითოეული პარამეტრის გავლენის კვლევისას, როცა შესაძლებელია მისი ცვლილება სხვა პარამეტრების ცვლილების გარეშე, აუცილებელია გამოყენებული იქნას კვლევის სხვა მეთოდები, და კერძოდ, ელექტრული მოდელირების მეთოდი.

4.1.3. პნევმატიკური სალტების ზომების, ჰაერის შიგა წნევის, კორდის მასალის, ფერსოს ზომის გავლენა მათ პირდაპირ და გარდამავალ მექანიკურ ძვრადობებზე

6.45-13 (165P13) ზომის სალტებისათვის ავტორის მიერ დამატებით განსაზღვრული იყო რადიალური და დიაგონალური კონსტრუქციის პნევმატიკური სალტების რიგი ტიპოზომების პირდაპირი და გარდამავალი მექანიკური ძვრადობები ზაზ, ვაზ, ზილ მსუბუქი ავტომობილებისათვის. კვლევის შედეგები მოყვანილია ტექნიკურ ანგარიშებში10880, 10823, 10916.

აღნიშნულ ნაშრომში ნახ.4.6-ზე წარმოდგენილია 155P13 (6.15-13), 165P13 (6.45-13), 240P13 (9.35-15) ზომების რადიალური და დიაგონალური კონსტრუქციის პნევმატიკური სალტების პირდაპირი და გარდამავალი მექანიკური ძვრადობები.

მოყვანილი შედეგების ანალიზი ადასტურებს, რომ ერთნაირი ზომის რადიალურ და დიაგონალურ სალტებში ძირითადად შენარჩუნებულია პირდაპირი და გარდამავალი მექანიკური ძვრადობების ისეთივე თანაფარდობები, როგორც ზემოთ დაწვრილებით აღწერილია 165P13 და 6.45-13 სალტებისათვის.

გამოსაკვლევ სალტეების ზომების გაზრდისას ხდება პნევმატიკური სალტეების საკუთარი რხევების ძირითადი სიხშირეების და სიხშირეების, რომლებზეც შეიმჩნევა თვალზე ვიბრაციების გადიდებული დონეები. 240315 ზომის რადიალური კონსტრუქციის სალტეებისათვის ის მცირდება 55 ჰც-მდე. ეს

ნახაზი 4.6 წარმოდგენილია დამატებით ფაილში nax 4.6

ნახაზი 4.7 წარმოდგენილია დამატებით ფაილში nax 4.7

სიხშირე შეეპირისპირება მარას გავრცელებული ელემენტების სტრუქტურული რხევების სიხშირეებს, ამასთან, ადამიანის მგრძნობიარობა ამ სიხშირის რხევებისადმი მნიშვნელოვნად უფრო მეტია, ვიდრე სიხშირისა, რომელიც აქვთ იმავე ზომის დიაგონალური კონსტრუქციის მქონე სალტეების საკუთარ რხევებს (85...90 ჰც).

მაშასადამე, რადიალური კონსტრუქციის სალტეებით ექსპლუატაციისათვის განკუთვნილი მსუბუქი ავტომობილის საკიდარში რეალიზებული უნდა იყოს ღონისძიებები, რომლებიც მიმართულია ვიბრაციების შთანთქმასა და შემცირებაზე სალტის საკუთარი რხევების სიხშირეთა დიაპაზონში, ამასთან, სალტის ზომის გაზრდისას ასეთ ღონისძიებათა აუცილებლობა მნიშვნელოვნად იზრდება.

დიაგონალური და რადიალური კონსტრუქციის სალტეებში ჰაერის შიგა წნევის სიდიდის მათი საკუთარი რხევების სიხშირეების ცვლილებაზე გავლენის შეფასებისათვის ავტორის მიერ ჩატარებულმა კვლევებმა, საშუალება მოგვცეს გაგვეკეთებინა დასკვნა სალტეების საკუთარი რხევების სიხშირეების უმნიშვნელო ძვრის შესახებ, ავტომობილის წინა და უკანა თვლების სალტეებში შიგა წნევების სიდიდეების რეალური ზღვრების დაიპაზონში.

დიაგონალური სალტეებისათვის საკუთარი რხევების სიხშირეთა ცვლილება აღნიშნული წნევების ზღვრებში შეადგენს 3...5%-ს, ხოლო რადიალურებისათვის – 1,7...2,3%.

პნევმატიკური სალტეების საკუთარი რხევების სიხშირეთა სიდიდეზე, გარდა სალტის კონსტრუქციისა გავლენას ახდენს, ასევე კორდის მასალა, რომლიდანაც ის მზადდება, და ფერსოს ზომა, რომელზეც ხდება მათი დაყენება. კორდის მასალის

პნევმატიკური სალტეების საკუთარი რხევების სიხშირეების სიდიდეზე გავლენის ხარისხის შეფასებისათვის განსაზღვრული იყო 155P13 ზომის საფეიქრო კორდიანი რადიალური კონსტრუქციის და რადიალური კონსტრუქციის ლითონკორდიანი, სამამულო და საზღვარგარეთის წარმოების ბრეკერში ჩასმული სალტეების პირდაპირი და გარდამავალი მექანიკური ძვრადობები. მოყვანილი შედეგების ანალიზი გვიჩვენებს, რომ გამოსაცდელ

სალტეებში ლითონკორდის გამოყენება ამცირებს საკუთარი რხევების სიხშირეებს, საფეიქრო კორდიანთან შედარებით, 125-დან 110 ჰც-მდე (ნახ.4.7,ბ).

აღნიშნული სალტეების დაყენებამ 41/2J ფერსოზე, სერიულ 4J ფერსოსთან შედარებით, გამოიწვია საკუთარი ხევების სიხშირეების რამდენადმე გადიდება (საშუალოდ – 5...7%-ით), ამასთან უცვლელი რჩებოდა მექანიკური ძვრადობის საერთო ამპლიტუდური ხასიათი (ნახ.4.7,ა).

4.1.4. პნევმატიკური სალტეების გადაცემის ფუნქციები

”სარბენი ზოლი-თვალის თარო” და ”სარბენი ზოლი-თვალის თარო-საკიდარი-მარა” სისტემებში პნევმატიკური სალტეების ვიბროგადაცემი თვისებების დამატებითი შეფასებისათვის განსაზღვრული იყო გადაცემის ფუნქციები. ნახ.4.8-ზე მოყვანილია რადიალური და დიაგონალური კონსტრუქციის 165P13 და 6.45-13 ზომის სალტეების გადაცემის ფუნქციების ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები მათი ავტომობილზე დაყენებისას და თავისუფალ მგომარეობაში.

მიღებული მასალების ანალიზი გვიჩვენებს, რომ 10-დან 40 ჰც-მდე სიხშირეთა დიაპაზონში რადიალური და დიაგონალური სალტეების გადაცემის ფუნქციები ახლოსაა ერთმანეთთან. 17...19 ჰც სიხშირეთა დიაპაზონში ვიბრაციების ამგზნებზე თავისუფლად დაყენებული სალტეების გადაცემის ფუნქციები აღწევენ 320%, ე.ი. სარბენი ზოლის აგზნების წერტილში ვიბროსიჩქარეების ამპლიტუდები თვალის თაროს ვიბროსიჩქარეებზე მნიშვნელოვნად უფრო ნაკლებია. დიაგონალური და რადიალური კონსტრუქციის სალტეების ვიბროგადაცემათა შორის სხვაობა ჩნდება უფრო მაღალ სიხშირეებზე, სადაც შეიმჩნევა რეზონანსული მოვლენები, გამოწვეული სარბენი ზოლის ელემენტების საკუთარი რხევებით, რომლებიც

მონაწილეობენ რხევით პროცესში. მითითებული რეზონანსების გამოვლენა აღინიშნება სალტის საკუთარი რხევების სიხშირეების ზონებში გადაცემის ფუნქციების

ნახაზი 4.8 წარმოდგენილია დამატებით ფაილში max 4.8

ნახაზი 4.9 წარმოდგენილია დამატებით ფაილში max 4.9

ზრდით. 40...120 ჰც აგზნების სიხშირეებზე რადიალური სალტების გადაცემის ფუნქციები უფრო მაღალია, ვიდრე დიაგონალურისა, თანაც 80 ჰც სიხშირეებამდე საშუალოდ 10...20%-ით, ხოლო 100 ჰც სიხშირეებზე – 1,5...2-ჯერ და აღწევენ აგზნების ზონაში ვიბროსიჩქარეების დონის 7...8%-ს, მაშინ, როცა დიაგონალური სალტების გადაცემის ფუნქცია 3...4%-ს შეადგენს. დიაგონალური კონსტრუქციის სალტებისათვის გადაცემის ფუნქციების რეფლექსური ზრდა შეიმჩნევა 6-170 ჰც სიხშირეებზე და აღწევს 3...4%-ს, მაშინ როცა რადიალური სალტებისათვის ამ სიხშირეთა ზონაში გადაცემის ფუნქცია 1,5...2%-ს შეადგენს.

სხვა ზომის სალტების გადაცემის ფუნქციებმა, რომლებიც განსაზღვრული იყო ავტორის მიერ ჩატარებული კვლევების შედეგების მიხედვით, აჩვენეს, რომ ერთნაირი ზომის რადიალური და დიაგონალური კონსტრუქციის სალტებს შორის შენარჩუნებულია დაახლოებით ისეთივე თანაფარდობები, როგორც ნახ.4.1-ზე მოყვანილი სალტებისათვის. განსაკუთრებულ ნიშან-თვისებას წარმოედგენს ის, რომ სალტების ზომის გადიდებისა სიხშირე, რომელზედაც ხდება გადაცემის ფუნქციების რეზონანსული ზრდა, მცირდება, და პირიქით.

ავტომობილზე დაყენებულ სალტში ვიბროგადაცემის თავისუფალი სალტის ვიბროგადაცემასთან შედარებამ აჩვენა, რომ ავტომობილზე დაყენებული სალტების სარბენი ზოლის თვალის თაროზე გადაცემის ფუნქციები, 10...20 ჰც სიხშირეთა ზონაში, არ აღემატება 100%-ს, ხოლო სალტების საკუთარი რხევების სიხშირეებზე არ არსებობს გადაცემის ფუნქციის მკვეთრად გამოხატული ზრდა. ამავე დროს, სარბენი ზოლიდან ძარას გრძივძელზე ვიბროგადაცემის გაზომვებმა გამოავლინა გადაცემის ფუნქციების ზრდის არსებობა საკუთარი რხევების სიხშირეებზე (ნახ.4.9).

ავტორის მიერ ჩატარებული იქნა მექანიკური ძვრადობების მეოთხედის გამოყენებით განსაზღვრული პნევმატიკური სალტების გადაცემის ფუნქციების შესაფასებელი კვლევები, რომელთა დროს ავტომობილზე BA3-2105-ზე დაყენებული სალტე აღიგზნებოდა 5...10 ნ რიგის დინამიკური ძალით, ასევე ავტომობილის მოძრაობისას რეალურ პირობებში მოქმედი ძალების ტოლი ძალებით აგზნებისას. გამოცდები ტარდებოდა ჰიდროპულსატორებიან სტენდზე "შენკი" (გფრ), რომელიც BA3-ს ეკუთვნოდა. ამასთან, ავტომობილის ყოველი თვალის არაბრუნვადი სალტების დაყენება ხდებოდა ჰიდროპულსატორის საყრდენ თასზე, რომელიც აღიგზნებოდა ჰარმონიული რხევით 5...100 ჰც დიაპაზონის სიხშირეთა მესამედ ოქტავების ზოლებში, რეჟიმებზე, რომლებიც ანალოგიურია ავტომობილის მოძრაობისა დინამომეტრულ გზაზე 60 და 100 კმ/სთ სიჩქარეებით და ხმაურწარმომქმნელ გზაზე 60კმ/სთ სიჩქარით. 100 ჰც-ზე უფრო მაღალ სიხშირეებზე ვიბრაციების კვლევები რეჟიმებისას, რომლებიც დინამომეტრულ გზაზე მოძრაობის ანალოგიური იყო, შეიზღუდებოდა აღნიშნული სტენდის ძალოვანი შესაძლებლობებით.

საყრდენი ზედაპირიდან თვალის მორგვისაკენ გადაცემის ფუნქციების ანალიზი, რომლებიც მოყვანილია ნახ.4.10-ზე, გვიჩვენებს, რომ საყრდენი ზედაპირის აგზნების ყველა რეჟიმზე, რომლებიც შეესაბამებოდა ავტომობილის მოძრაობას როგორც დინამომეტრულ გზაზე სიჩქარეებით 60 და 100 კმ/სთ, ასევე ხმაურწარმომქმნელ გზაზე, მრუდების საერთო ხასიათი ერთმანეთთან ახლოსაა, ამასთან, მათ შორის სხვაობა იმყოფება გაზომვათა ცდომილებების ზღვრებში. განსაკუთრებით 30 ჰც-ზე მეტი სიხშირეების ზონაში. ვიბრაციების დონეების 3,5...3-ჯერ შემცირება შეინიშნება 12...30 ჰც სიხშირეთა ზონაში. 30 ჰც-ზე მეტ სიხშირეებზე აღინიშნება ვიბროგადაცემის ფუნქციის გადიდება, თანაც 100 ჰც სიხშირეზე მისი სიდიდე აღწევს 2...2,5%-ს.

მიღებული შედეგები, რომლებიც მიუთითებს გადაცემის ფუნქციების დამოუკიდებლობაზე საფარის ტიპისა და ავტომობილის მოძრაობის სიჩქარისაგან, საშუალებას იძლევა გავაკეთოდ დასკვნა "სალტე-საკიდარი-ძარა" მექანიკური რხევითი სისტემების, 30...100 ჰც სიხშირეთა ზონაში, წრფივობის შესახებ და,

როგორც შედეგი, კვლევისათვის მექანიკური იმპედანსების მეთოდების გამოყენების შესაძლებლობის შესახებ.

ნახაზი 4.10 წარმოდგენილია დამატებით ფაილში nax 4.10

4.2. დიაგნოსტიკური და რადიალური კონსტრუქციის სალტების გარდამავალი მექანიკური ძვრადობების ელექტრული მოდელირება

განტოლების (2.26) გადაწყვეტა შეიძლება მიღებული იქნას როგორც უშუალოდ გამოთვლების გზით, ასევე ელექტრული მოდელირების საშუალებით. რეალურ პირობებში, როგორც ნაჩვენები იყო ზემოთ, სალტის რომელიმე ერთი პარამეტრის, ისეთების როგორებიცაა ვიბრაციების გადაცემა მოქმედი მასა, სიხისტე ან შინაგანი ხახუნი, ცვლილება შეუძლებელია სხვა პარამეტრების ცვლილების გარეშე. ელექტრული მოდელირება საშუალებას იძლევა ვაწარმოთ მექანიკური სისტემის ყოველი პარამეტრის გავლენის შეფასება სისტემის სხვა პარამეტრების ცვლილების გარეშე. ეს საშუალებას იძლევა ოპერატიულად ვიწინასწარმეტყველოთ სალტებში ახალი მასალების გამოყენების ან მისი კონსტრუქციის ცვლილების ეფექტურობა ავტომობილზე ვიბრაციების გადაცემის პროცესზე.

რადიალური და დიაგნოსტიკური კონსტრუქციის სალტები ვიბრაციული მახასიათებლების მოდელირებისათვის მოყვანილია ნახ.4.11-ზე. შესასვლელი სიგნალის წყაროს წარმოადგენს ”ზრიული და კიერის” ფირმის 1023 ტიპის სინუსოიდურ სიგნალიანი გენერატორი, რომელიც სინქრონულად იყო დაკავშირებული იგივე ფირმის 2307 ტიპის დონეების ლოგარითმულ თვითმწერთან.

რადიალური და დიაგნოსტიკური კონსტრუქციის სალტების პარამეტრების საწყისი სიდიდეები, ასევე რხევით პროცესში მონაწილე დაყვანილი მასების, დინამიკური სიხისტეების და სალტებში აქტიური დანაკარგების მნიშვნელობები, რომლებიც განსაზღვრული იყო ექსპერიმენტულად მსუბუქი ავტომობილების სალტების მექანიკური ძვრადობების კვლევისას, მოყვანილია ცხრილში 4.1.

ნახაზი 4.11-4.12 წარმოდგენილია დამატებით ფაილში max 4.11-4.12

ცხრილი 4.1.

რადიალური და დიაგონალური კონსტრუქციის სალტეებისა და მათი ელექტრული ანალოგების პარამეტრების მნიშვნელობები

ელემენტი	აღნიშვნა	რადიალური სალტე	დიაგონალური სალტე
სარბენი ზოლის დაყვანილი მასა	m_i , კგ	0,25	0,10
ინდუქტიურობა	L_1 , ჰენრი	0,7	0,28
სალტის დინამიკური სიხისტე	R_1 , ნ/მ	200	210
ტევადობა	C_1 , მკვ	3,7	3,26
თვალისა და სალტის მასა	M , კგ	15	15
ინდუქტიურობა	L_2 , ჰენრი	18,75	18,75
აქტიური წინაღობა	h , ნ.წ/მ		
წინაღობა	R , ომი	40	40

ცხრილიდან გამომდინარეობს, რომ ვიბრაციული თვალსაზრისით რადიალური სალტეების დიაგონალურებისაგან ძირითადი განსხვავება მდგომარეობს სარბენი ზოლის დაყვანილი მასების დიდ მნიშვნელობებში.

განვიხილოთ, როგორ გავლენას ახდენს სალტის სარბენი ზოლის დაყვანილი მასის ცვლილება მისი მეშვეობით ვიბრაციების გადაცემაზე.

რადიალური სალტის ელექტრულ მოდელად გამოიყენება სქემა, ნაჩვენებია ნახ.4.11-ზე, ელემენტების შემდეგი პარამეტრებით: $L_1=0,7$ ჰნ, $C_1=37$ მკვ, $L_2=18,75$ ჰნ, $R=40$ ომი. L_2 ინდუქციურობაში გამავალი დენის გასაზომად საჭიროა ბალასტური წინაღობა r , რომელიც 50 ომს შეადგენს. გენერატორიდან 1 მუდმივი ამპლიტუდის, მაგრამ ცვალებადი სიხშირის ძაბვის სიგნალის სქემის შესასვლელზე მიწოდებისა და L_2 ელემენტში გამავალი დენის ლოგარითმულ თვითმწერზე 3 რეგისტრირებისას, შედეგად ვლუბულობთ ავტომობილის თვალის რხევითი სიჩქარის ამპლიტუდურ-სიხშირულ მახასიათებლებს.

ნახ.4.12-ზე წარმოდგენილია "სალტე-თვალი" სისტემის გარდამავალი ძვრადობის ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლები, რომლებიც მიღებული იყო ელექტრომოდელირების მეშვეობით და ვიბრაციების უშუალოდ გაზომვის გზით.

როგორც შედარებიდან ჩანს, ელექტრომოდულირების შედეგები საკმაოდ კრგად ასახავს ფიზიკურ პროცესებს, რომლებიც მიმდინარეობს სალტების რეალურ კონსტრუქციები. ნახ.4.12-ზე გრაფიკების ანალიზი გვიჩვენებს, რომ სალტის სარბენი ზოლის დაყვანილი მასის გადიდება იწვევს სალტის საკუთარი რხევების სიხშირეების, უფრო ზუსტად მისი სარბენი ზოლის, ძვრას დაბალი სიხშირეების მხრისაკენ. დიაგნოსტური სალტებისათვის ეს სიხშირე შეადგენს 160 ჰც-ს, რადიალურისათვის კი – 95 ჰც-ს. რადიალური სალტების სარბენი ზოლის საკუთარი რხევების ძვრა დაბალი სიხშირეებისაკენ იწვევს რადიალური სალტების მიერ ავტომობილზე ვიბრაციების გადაცემის მნიშვნელოვან გადიდებას 50...120 ჰც სიხშირეთა ზონაში. ამასთან, თვალსა და ავტომობილზე გადაცემული ვიბრაციების ამპლიტუდების მაქსიმალური მნიშვნელობები რადიალური სალტებისათვის 1,5...2-ჯერ უფრო მაღალია, ვიდრე დიაგნოსტურისათვის. ეს მოვლენა განპირობებულია იმით, რომ სალტიანი თვლის მექანიკური ინერციული ძვრადობა მცირდება 1,5...2-ჯერ სიხშირის შემცირებისას 160 ჰც-დან 95ჰც-მდე (ნახ.4.12, მრუდი 3).

ამრიგად, რადიალური სალტები ხასიათდება ავტომობილის ძარაზე ვიბრაციების დიდი გადაცემით 50...120 ჰც სიხშირეთა დიაპაზონში, რაც აიხსნება რადიალური სალტების სარბენი ზოლის რეზონანსული რხევებით. ამასთან, დიაგნოსტურ სალტებთან ენერჯის დაახლოებით ერთნაირი შინაგანი დანახარჯებისას რადიალური სალტებისათვის თვალზე გადაცემული ვიბრაციების ამპლიტუდა მათი რეზონანსის ზონაში 1,8...2-ჯერ უფრო მაღალია, რაც აიხსნება სალტესთან აკრებილი თვალის ინერციული წინაღობის ამაღლებით.

4.3. "სალტე-საკიდარი-ძარა" რხევითი სისტემის მექანიკური ძვრადობები

3A3-968M ავტომობილის "სალტე-წინა და უკანა საკიდარი-ძარა" რხევითი სისტემის ელემენტების წერტილოვანი და გარდამავალი მექანიკური ძვრადობების ექსპერიმენტული განსაზღვრის ქვემოთ მოყვანილი შედეგები საშუალებას იძლევა განისაზღვროს რხევითი სისტემის ვიბრაციული თვალსაზრისით ყველაზე დაძაბული ელემენტი, რაც შემდგომში უზრუნველყოფს, მიზანმიმართული ცვლილებების მეშვეობით, გადაცემული ვიბრაციების ეფექტურ ჩახშობას.

ნახ.4.13-4.14-ზე მოყვანილი პნევმატიკური სალტეების სარბენი ზოლის დინამიკური ძალით აგზნებისას წერტილოვანი და გარდამავალი მექანიკური ძვრადობების სიხშირული მახასიათებლების ანალიზი საშუალებას იძლევა აღვნიშნოთ სხვაობა რადიალური და დიაგონალური კონსტრუქციების სალტეების ავტომობილის ძარაზე ვიბრაციების გადაცემაზე გავლენებს შორის. ეს სხვაობა იმაში მდგომარეობს, რომ რადიალური სალტეებისას გარდამავალი მექანიკური ძვრადობებს, რომლებიც განისაზღვრა საკიდარის ძირითად ელემენტებზე და საკიდარის ძარაზე დამაგრების ზონებში, ხასიათდება დონეების ზრდით პნევმატიკური სალტის საკუთარ რხევათა სიხშირეებზე, რომლებიც შეადგენენ დაახლოებით 90...100 ჰც-ს, მაშინ როცა დიაგონალური სალტეებისას ეს სიხშირე 150...170 ჰც-ს შეადგენს.

ავტომობილის "მოსკვიჩი 2140" წინა გრძივძელზე და ავტომობილის 3A3-968M ძარაზე წინა და უკანა საკიდარების დამაგრების ზონებში გაზომილი გარდამავალი მექანიკური ძვრადობების სიხშირული მახასიათებლები, რომლებიც ახასიათებს ავტომობილის ძარაზე გამოსაცდელი სალტეების დინამიკური ძალით აგზნებული სარბენი ზოლიდან ვიბრაციების გადაცემას, გვიჩვენებს, რომ შედარებით დიაგონალურთან, რადიალურ სალტეებზე რხევითი სიჩქარეების სიდიდეები 30 ჰც-მდე დაბალი სიხშირეების ზონაში ახლოსაა ერთმანეთთან. 50-დან 120 ჰც-მდე აგზნების სიხშირეთა ზონაში რადიალური სალტეებისაგან გადაცემული ვიბრაციები მნიშვნელოვნად უფრო დიდია. 120-დან 200 ჰც-მდე სიხშირეებზე წინა გრძივძელის ვიბრაციების სიდიდეები უფრო დიდია დიაგონალური სალტეების დაყენებისას, ხოლო 200 ჰც-ზე უფრო მაღალ სიხშირეებზე ვიბრაციების სიდიდეები, რომელიც გადაიცემა დიაგონალური და რადიალური სალტეების მიერ, ახლოსაა ერთმანეთთან.

ნახაზი 4.13 წარმოდგენილია დამატებით ფაილში max 4.13

ნახაზი 4.14 წარმოდგენილია დამატებით ფაილში max 4.14

მოყვანილი მონაცემები გვიჩვენებს, რომ ავტომობილების "მოსკვიჩი 2140" და 3A3-968M არსებული საკიდრებზე რადიალური კონსტრუქციის სალტეების გამოყენება გამოიწვევს ავტომობილის ძარას გარდამავალი მექანიკური ძვრადობების

სიდიდეების ამაღლებას დაიგონალურ სალტებთან შედარებით 50-დან 120 ჰც-მდე სიხშირეთა ზონაში, თანაც სალტების საკუთარი რხევების სიხშირეთა ზონაში ისინი უშუალოდ 1,5...1,8-ჯერ უფრო მაღალია.

4.4. მცირე და განსაკუთრებით მცირე კლასის მსუბუქი ავტომობილების საკიდარების მექანიკური ძვრადობები

მცირე კლასის "მოსკვიჩი-2140" მსუბუქი ავტომობილის წინა საკიდარი შეიცავს შემობრუნებულ პოჭოჭიკიან დგარს, რომელზედაც ორი კონუსური გორგოლაჭსაკისარის საშუალებით მაგრდება თვალის მორგვი. საბრუნნი დგარის ფერული თითების მეშვეობით შეერთებულია საკიდარის ზედა და ქვედა ბერკეტთან. ზედა და ქვედა ბერკეტები საილენ-ბლოკების მეშვეობით სახსრულად მაგრდება წინა კოჭზე.

განსაკუთრებით მცირე კლასის BA3-2105 ავტომობილის წინა საკიდარი დამონტაჟებულია წინა ღერძზე, რომელიც შედგება ორი ერთმენეთთან ბრჯენების მეშვეობით შედუღებული ფოლადის მილისაგან. საკიდარის დრეკად ელემენტებს წარმოადგენს ორი ფირფიტოვანი ტორსიანი, რომელთა დაგრეხა სწარმოებს ორი ნაჭედი ბერკეტით: ზედათი და ქვედათი, რომლებიც ერთი მხრით მიმაგრებულია ტორსიონებზე ჭანჭიკებითა და საჩერებელი ქანჩებით, ხოლო მეორე მხრით შეერთებულია მორგვიანი პოჭოჭიკის მქონე საბრუნ დგართან.

BA3-2105 ავტომობილის უკანა საკიდარი დამოუკიდებელია, ბერკეტულია, თანაც ნატვიფრ-შენადული ბერკეტი სახსრულადაა მიმაგრებული ძარას საბრჯენებზე ქანჩიანი ჭანჭიკებითა და რეზინა-ლითონური საილენტ-ბლოკების მეშვეობით.

განსახილველ საკიდრებში გათვალისწინებულია ზამბარის შიგნით დაყენებული ჰიდრავლიკური ამორტიზატორი, რომელიც ფიქსირდება ზამბარასთან ერთად ერთი ბოლოთი ბერკეტზე და მეორე მხრით წინა კოჭსა ან ძარაზე. ამორტიზატორის დამაგრება ხორციელდება სპეციალური ბალიშებით. ავტომობილის საკიდარმა, გარდა ავტომობილის მდგრადობის თვლებიდან ჩარჩოზე გრძივი და განივ ძალებისა და რეაქტიული მომენტების გადაცემის

უზრუნველყოფისა თვლების კინემატიკის უზრუნველყოფისა, რომელიც ხელს უწყობს სალტეების მინიმალურ ცვეთასა და მართვადი თვლების სტაბილიზაციას, ასევე უნდა უზრუნველყოს "სალტე-საკიდარი-მარა" მექანიკურ სისტემაში საჭირო სვლის სიმდოვრე და რხევების ჩახშობა. აღნიშნული მიზნების მისაღწევად გამოსაცდელ საკიდარებს აქვთ დრეკადი ელემენტები ზამბარების სახით და ჩამხშობი ელემენტები ჰიდრავლიკური ამორტიზატორის სახით. გარდა ამისა, რხევების ჩახშობა ხდება, ასევე, საკიდარის რეზინის შემაერთებელ ელემენტებში, როგორებიცაა "მოსკვიჩი 2140" ავტომობილში შუასადები კოჭსა და წინა გრძივ ძელს შორის, ამორტიზატორის ბალიშები, შუასადებები ზამბარის ქვეშ, ბერკეტების საილენტ-ლოკები და ა.შ.

განსახილველი საკიდარები შეიძლება წარმოვიდგინოთ როგორც რხევითი სისტემები განაწილებული მასური და სიხისტის პარამეტრებით. მოცემულ სისტემებს აქვს უსასრულო სიმრავლე საკუთარ რხევათა სიხშირეებისა, რომლებზეც ხორციელდება ვიბრაციების გადიდებული გადაცემა. ამასთან დაკავშირებით წინა საკიდარების მექანიკური ძვრადობების ანალიზური განსაზღვრა მეტად რთულია. ამიტომ საკვლევი საკიდარის ანალიზისათვის მიზანშეწონილია ექსპერიმენტული მონაცემების გამოყენება.

ნახ.4.15-4.16-ზე მოყვანილი საკიდარების მექანიკური ძვრადობების ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლების ანალიზი, ავტომობილზე "მოსკვიჩი-2140" ქვედა ბერკეტიდან აგზნებისას ან ავტომობილზე BA3-2105

ნახაზი 4.15 წარმოდგენილია დამატებით ფაილში max 4.15

ნახაზი 4.16 წარმოდგენილია დამატებით ფაილში max 4.16

თვალის თაროდან აგზნებისას, გვიჩვენებს, რომ 20 ჰც-მდე სიხშირეების დიაპაზონში ავტომობილის "მოსკვიჩი-2140" წინა საკიდარის პირდაპირი მექანიკური ძვრადობის ხასიათი განისაზღვრება ძირითადად საკიდარის დინამიკური სიხისტით, კერძოდ მისი ზამბარით. 20 ჰც ახლოს სიხშირეთა ზონაში პირადაპირი მექანიკური ძვრადობა ფასდება საკიდარში აქტიური წინალობით. 20 ჰც-დან 200 ჰც-მდე სიხშირეებზე

საკიდარის პირდაპირი ძვრადობა ხასიათდება მისი მასებით, რომლებიც მონაწილეობას ღებულობს რხევით პროცესში.

ავტომობილის BA3-2105 წინა საკიდარისა 20-დან 50-55 ჰც-მდე სიხშირეთა დიაპაზონში, ხოლო უკანა საკიდარისა 20-დან 50 ჰც-მდე სიხშირეთა დიაპაზონში მექანიკური ძვრადობა, ძირითადად, განისაზღვრება ტორსიონების ადა ზამზარების სიხისტის პარამეტრებით. მასობრივი პარამეტრებით განისაზღვრება წინა საკიდარის პირდაპირი მექანიკური ძვრადობები 55 ჰც-დან 120 ჰც-მდე სიხშირეთა ზონაში, ხოლო უკანა საკიდარისა - 50ჰც-დან 90 ჰც-მდე.

ავტომობილის "მოსკვიჩი"-2140. წინა საკიდარისაგან განსხვავებით, სადაც ამპლიტუდების ზრდა შეინიშნება 20 ჰც სიხშირეთა ზონაში, ავტომობილის BA3-2105 წინა და უკანა საკიდარების ვიბრაციების მაქსიმალური დონეები განისაზღვრება 50-55 ჰც სიხშირეების ზონით. ამასთან შეინიშნება დამატებითი რიგი რეზონანსებისა: წინა საკიდარისათვის 30,40,50,70 და 145 ჰც სიხშირეებზე, ხოლო უკანა საკიდარისათვის 23,29,48,90 ჰც სიხშირეებზე.

მსუბუქი ავტომობილის "მოსკვიჩი"-2140 წინა გრძივ-ძელზე გაზომილი წინა საკიდარის გარდამავალი მექანიკური ძვრადობები, რომლებიც განსაზღვრავენ ვიბროგადაცემას დინამიკური ძალით აგზნებული ქვედა ბერკეტიდან ავტომობილის ძარაზე, ასევე მიუთითებს რიგი სიხშირეების არსებობაზე, რომლებზეც შეინიშნება საკიდარის ელემენტების საკუთარი რხევების სიხშირეების იძულებითი რხევების სიხშირეებთან დამთხვევით გამოწვეული ვიბრაციების დონეების ზრდა.

50 ჰც-მდე სიხშირეთა ზონაში ვიბრაციების ყველაზე დიდი დონეები აღინიშნება 15,25,40 ჰც სიხშირეებზე, ასევე არსებობს რეზონანსები დიაგონალური და რადიალური სალტების საკუთარი რხევების სიხშირეებზე.

ავტომობილის "მოსკვიჩი"-2140 წინა საკიდარში საცდელი მადემპფირებელი ელემენტის გამოყენების დადებითი გამოცდილების გთვალისწინებით, დამატებით იქნა ჩატარებული აღნიშნული კვანძის ავტომობილზე BA3-2105 გამოყენების ეფექტუტრების შემოწმება.

BA3-2105 ავტომობილის უკანა საკიდარის კონსტრუქციული თავისებურებების გამო, რომელიც მდგომარეობს იმაში, რომ ზამზარა ჩამაგრებულია ამორტიზატორზე

და მას არ აქვს უშუალო კონტაქტი ძარასთან, განსაზღვრული იყო ჯამური ზემოქმედება, რომელიც მდგომარეობს იმაში, რომ ხდება ძარაზე ამორტიზატორისა და ზამბარის მიმაგრების ადგილების გათიშვა, ასევე ზამბარის ძარასთან კონტაქტის ზონაში მადემფერებელი კვანძის შეყვანა. ნახ.4.16-ზე მოყვანილი სასტენდო გამოცდების გრაფიკების ანალიზი გვიჩვენებს, რომ აღნიშნულმა ცვლილებებმა გამოიწვია ვიბროსიჩქარეების ამპლიტუდების შემცირება საშუალოდ 35...40%-ით იმ სიხშირეთა ზონაში, სადაც შეინიშნება ვიბრაციების დონეების ზრდა.

4.5. მსუბუქი ავტომობილის საკიდარის დრეკად- მადემფერებელი კვანძი

ცნობილია დრეკად-მადემფერებელი კვანძი ავტომობილ "მოსკვიჩ-2140"-ის წინა საკიდარისათვის, რომელიც შეიცავს შვეული სიმეტრიის ღერძიან კონუსურ-რგოლური კონფიგურაციის ლითონის ფურცლოვან საყრდენ ელემენტს გარე საბჯენი დისკურ-რგოლური თაროთი დაბოლოებული დიდი ფუძის ზედა განლაგებით, რომელზეც ქვემოდან წამოცმულია კონუსური მსახველის ქვედა კიდესა და საბჯენი დისკურ-რგოლური თაროს გარე კიდეზე მიბჯენილი რთული კონფიგურაციის ერთიმეორესთან შეუღლებულ ქვედა კონუსურ და ზედა ცილინდრულ მსახველებიანი რეზინის რგოლური ელემენტი, მასზე ასევე ქვემოდან წამოცმული მისივე გარე კონფიგურაციის მქონე ლითონის ფურცლოვანი ელემენტიურთ, რომელიც თავის მხრივ ეყრდნობა ცილინდრულ ზამბარას, ხოლო აღნიშნულ ლითონის ფურცლოვან საყრდენ ელემენტზე ზემოდან ხისტად (შედუღებით) დამაგრებულია კონუსურ-რგოლური კონფიგურაციის ლითონის ფურცლოვანი საყრდენი ელემენტი (კორპუსი) დიდი ფუძის ზედა განლაგების მქონე კონუსის მცირე ფუძესთან შეუღლებული შიგა საბჯენი დისკურ-რგოლური თაროთი.

ცნობილი დრეკად-მადემფერებელი კვანძის ნაკლია ის, რომ რეზინის რგოლური ელემენტის ქვედა კონუსური და ზედა ცილინდრული მსახველების დამაკავშირებელი თარო ვერ უზრუნველყოფს დატვირთვის სხვადასხვა სიდიდის შესაბამის სიხისტეებს.

აღნიშნული ნაკლი აღმოიფხვრება იმით, რომ რეზინის რგოლური ელემენტის შიგა კონტურში კონუსური მსახველის დიდი ფუძე განლაგებულია ცილინდრული მსახველის ქვედა ფუძეზე მაღლა.

კონსტრუქციის ტექნიკური შედეგია დატვირთვის სხვადასხვა სიდიდის შესაბამისი არაწრფივი სიხისტე.

ტექნიკური შედეგი მიიღწევა იმით, რომ გაზრდილი დატვირთვის შემთხვევაში რეზინის რგოლური ელემენტის შიგა კონტურის კონუსური მსახველის დიდი ფუძე ებჯინება კონუსურ-რგოლური კონფიგურაციის ლითონის ფურცლოვანი საყრდენი ელემენტის გარე საბჯენ დისკურ-რგოლურ თაროს, რაც უზრუნველყოფს მის დამატებით სიხისტეს და ზრდის საერთო სიხისტეს.

კონსტრუქციის არსი იხსნება ნახაზით, სადაც წარმოდგენილია საკიდარის დრეკად-მადემფერებელი კვანძი ჭრამში, (ნახ.4.17).

საკიდარის დრეკად-მადემფერებელი კვანძი შეიცავს შვეული სიმეტრიის ღერძიან რთული კონფიგურაციის რეზინის რგოლურ ელემენტს 1, რომელიც ქვემოდან წამოცმულია კონუსურ - რგოლური კონფიგურაციის ლითონის

ნახაზი 4.17 წარმოდგენილია დამატებით ფაილში nax 4.17

ფურცლოვან საყრდენ ელემენტზე 2 და ცილინდრული ფუძით მიბჯენილია მის დისკურ-რგოლურ თაროზე. რეზინის რგოლურ ელემენტზე 1 ასევე ქვემოდან წამოცმულია მისივე გარე კონფიგურაციის მქონე ლითონის ფურცლოვანი ელემენტი 3, რომელიც თავის მხრივ ეყრდნობა ცილინდრულ ზამბარას 4. ლითონის ფურცლოვან საყრდენ ელემენტზე 2 ზემოდან შედუღებით დამაგრებულია კორპუსი 5.

საკიდარის დრეკად-მადემფერებელი კვანძი მუშაობს შემდეგნაირად. კორპუსზე 5 მოქმედებს შვეული დატვირთვა, რომელიც პირაპირ გადაეცემა ლითონის ფურცლოვან საყრდენ ელემენტს 2, რომელიც ზემოდან აწვება და კუმშავს რეზინის რგოლურ ელემენტს 1, რომელიც მასზე ქვემოდან წამოცმულია ლითონის ფურცლოვანი ელემენტის 3 მეშვეობით ასევე აწვება და აღნიშნულ დატვირთვას გადაცემს ცილინდრულ ზამბარას 4.

4.6. მოკლე დასკვნები მეოთხე თავის მიხედვით

1. ნაჩვენებია, რომ ერთნაირი ზომის რადიალური და დიგონალური კონსტრუქციის პნევმატიკურ სალტეებს შორის პრინციპიალური განსხვავება შეინიშნება 50-დან 120 ჰც-მდე აგზნების სიხშირეების დიაპაზონში და განისაზღვრება დაყვანილი მასების სიდიდეებით, რომლებიც რადიალურ სალტეებს 1,5...1,8-ჯერ მეტი აქვს. ამით აიხსნება, ასევე სარბენი ზოლიდან თვალზე ვიბრაციების დიდი გადაცემა (1,5...1,8-ჯერ) საკუთარი რხევების ძირითად სიხშირეებზე, რომლებიც მნიშვნელოვნად უფრო დაბალი აქვს რადიალური კონსტრუქციის სალტეებს შედარებით დიაგონალურთან.
აღინიშნება, რომ გარდა კონსტრუქციული თავისებურებებისა, პნევმატიკური სალტეების საკუთარი რხევების სიხშირეების სიდიდეებზე გავლენას ახდენს, ასევე, მისი ზომა, გაცვეთის ხარისხი, მასში ჰაერის შიგა წნევის სიდიდე.
2. პნევმატიკური სალტის ელექტრული მოდელის ჩატარებულმა კვლევამ დაადასტურა რადიალური და დიაგონალური კონსტრუქციის სალტეების რეალურ ნიმუშებზე მიღებული დაყვანილი მასის, გადაცემული ვიბრაციების დონეების, საკუთარი რხევების სიხშირეების სიდიდეებს შორის დამოკიდებულებები.
3. "მოსკვიჩი"-2140 და BA3-2105 ატომობილების არსებულ საკიდარებზე რადიალური კონსტრუქციის სალტეების გამოყენება იწვევს 50...120 ჰც სიხშირეთა ზონაში ძარაზე გადიდებული მნიშვნელობების ვიბრაციების გადაცემას, შედარებით დიაგონალურ სალტეებთან, ამასთან სალტეების საკუთარი რხევების ძირითადი სიხშირეების ზონაში ისინი საშუალოდ 1,5...1,8-ჯერ უფრო მაღალია.
4. მსუბუქი ავტომობილების "საკიდარი-ძარა" რხევითი სისტემის ელემენტების გარდამავალი მექანიური ძვრადობების გაზომვებმა გამოავლინა რიგი სიხშირეებისა, რომლებზეც შეიმჩნევა საკიდარის ცალკეული ელემენტების საკუთარი რხევების სიხშირეების იძულებითი რხევების სიხშირეებთან დამთხვევით გამოწვეული ვიბრაციების გადიდებული დონეები. ზოგიერთი ამ საკუთარი რხევების სიხშირეთაგან ემთხვევა გამოყენებული პნევმატიკური

სალტების საკუთარი რხევების ძირითად სიხშირებს, რაც იწვევს ავტომობილში ვიბრაციების დონების დამატებით ამაღლებას.