

საქართველოს განათლებისა და მეცნიერების სამინისტრო
აკაკი წერეთლის სახელმწიფო უნივერსიტეტი

ხელნაწერის უფლებით

მერაბ ბარაბაძე

**სატრანსპორტო ენერგეტიკული დანადგარების ვიბროაკუსტიკური
პარამეტრების გაუმჯობესება გარემოზე ხმაურის ზემოქმედების
შემცირების თვალსაზრისით**

ტრანსპორტის დარგში ინჟინერიის დოქტორის (0407) აკადემიური ხარისხის
მოსაპოვებლად წარმოდგენილი დისერტაციის

ავტორეფერატი

ქუთაისი 2017 წ.

საქართველოს განათლებისა და მეცნიერების სამინისტრო
აკაკი წერეთლის სახელმწიფო უნივერსიტეტი

სამეცნიერო ხელმძღვანელი: პროფესორი **თეიმურაზ კოჩაძე**

სამეცნიერო თანახელმძღვანელი: ასოც. პროფესორი **რომანოზ თოფურია**

რეცენზენტები: **ოთარ ჯიჯავაძე** - ბათუმის სახელმწიფო საზღვაო აკადემიის
პროფესორი

ალექსანდრე კამლაძე - აკაკი წერეთლის სახელმწიფო
უნივერსიტეტის ასოცირებული
პროფესორი

დისერტაციის დაცვა შედგება 2018 წლის -23.---01.-- 14⁰⁰ საათზე

საინჟინრო -ტექნიკური ფაკულტეტის სადისერტაციო საბჭოს მიერ შექმნილ

სადისერტაციო კომისიის სხდომაზე. მისამართი: 4600. ქუთაისი. თამარ მეფის ქ. 59, I კორპუსი
აუდ. №1114.

დისერტაციის გაცნობა შესაძლებელია აკაკი წერეთლის სახელმწიფო უნივერსიტეტის
ბიბლიოთეკაში მისამართზე: 4600. ქუთაისი. თამარ მეფისქ. 59.

ავტორეფერატი დაიგზავნა “_22_” ____12._2017__

(თარიღი)

სადისერტაციო საბჭოს

მდივანი ასოც.პროფესორი _____ /ნ. სახანბერიძე/

სამუშაოს საერთო დახასიათება

თემის აქტუალობა. თანამედროვე ქალაქების ეკოლოგიური მდგომარეობა დიდადაა დამიკვიდებული მის ქუჩებში არსებულ ხმაურზე. ტექნიკური პროგრესი განუწყვეტლად იწვევს გარე სამყაროში ხმაურის ზრდას, რაც ამცირებს ადამიანების შრომის ნაყოფიერებას, ზრდის წუნს სამუშაოს შესრულებაში და იწვევს მთელ რიგ დაავადებებს.

ხმაურის დონე განისაზღვრება როგორც გაზრდილი ხმაურის წყაროების რიცხვით, ასევე თითოეული ინდივიდუალური წყაროს ხმაურით. ავტომობილიზაციის ტემპების ზრდას და საგზაო მოძრაობის ინტენსივობის მატებას თან სდევს მათ მიერ გენერირებული ხმაურის დონის ზრდა, რაც იძულებულს ხდის სპეციალისტებს კიდევ უფრო გაამკაცრონ ხმაურის მაქსიმალური დასაშვები დონე თითოეული კონკრეტული ავტომობილისათვის. ევროპის და ამერიკის ქვეყნებში ავტომობილების ხმაურის დასაშვები დონეები მუდმივად მკაცრდება საშუალოდ 3 დბA-თი ყოველ 10 წელიწადში. ეს ეხება საქართველოს ქალაქებსაც, მით უმეტეს, თუ გავითვალისწინებთ, რომ ქვეყნის საავტომობილო პარკის ზრდა ძირითადად მეორადი ხმარების ავტომობილების ხარჯზე ხდება. იზრდება ხმაურის დონეები დიდ ქალაქებში და შავიზღვისპირა დასასვენებელ ზონებში. საქართველოში სატრანსპორტო ხმაურის პრობლემას ისიც ართულებს, რომ შემოყვანილ მეორადი მოხმარების ავტომობილებს არ აქვთ ხმაურის დონის საპასპორტო მონაცემები და სრულიად შესაძლებელია ისინი ვერ აკმაყოფილებდნენ ქვეყანაში მოქმედ სატრანსპორტო ხმაურის დონის დასაშვებ სტანდარტებს. ქვეყანაში არ ხდება ავტომობილების საკონტროლო ტექნიკური შემოწმება საერთაშორისო სტანდარტებთან შესაბამისობაზე, მათ შორის ხმაურის დონეების მიხედვით.

სპეციალურ ლიტერატურაში და გამოცდების ანგარიშებში მოყვანილი ზოგიერთი მარკის ავტომობილის ხმაურის ცალკეული მონაცემები, ხშირად ისეთ პირობებშია მოპოვებული, რომლებიც არ შეესაბამებიან დადგენილ ნორმატივებს; ამიტომ მათი გამოყენება სხვადასხვა მარკის ავტომობილების ხმაურის შეფასების და შედარების მიზნით გართულებულია. აგრეთვე არასრულყოფილია გარე ხმაურის საანგარიშო შეფასების მეთოდიკა კონკრეტული მარკის ავტომობილისათვის მისი კონსტრუქციული თავისებურებების გათვალისწინებით.

თანამედროვე ავტომობილების შემდგომი დახვეწისათვის საჭირო ერთ-ერთ ძირითად ამოცანას სატრანსპორტო საშუალების კონსტრუქციაზე ძალური დანადგარისაგან გამოწვეული აკუსტიკური და ვიბრაციული დატვირთვების დონეების შემცირება წარმოადგენს. ეს უმნიშვნელოვანესი ამოცანა უშუალოდ უკავშირდება ექსპლუატაციის რესურსის გაზრდას, კონსტრუქციის მეტალმემცველობის შემცირებას, კომფორტულობის და აკუსტიკური ეგოლოგიურობის დონის გაზრდას და ტრანსპორტზე მუშაობის პირობების გაუმჯობესებას.

წინამდებარე სამუშაოს აქტუალობა იმითაცაა განპირობებული, რომ სატრანსპორტო შიგაწვის ძრავის ვიბროაქტიურობის შემცირების პრაქტიკული ზომების დადგენა შეუძლებელია ისე, თუ არ მოხდება იმ დინამიკური ეფექტების ღრმა ანალიზი, რომლებიც წარმოიქმნებიან მრუდხარა-ბარბაცა მექანიზმის ელემენტების მოძრაობის შედეგად. ასეთი ანალიზის ხერხს მიეკუთვნება როგორც ექსპერიმენტალური, ასევე საანგარიშო-ანალიტიკური მეთოდები, აგრეთვე მათი სხვადასხვა კომბინაციები.

იმ ფაქტორებს შორის, რომლებიც განსაზღვრავენ ოპერატორის შრომის პირობებს და მგზავრების კომფორტული მგზავრობის დონეს, ძალური დანადგარის ვიბრაციას წამყვანი ადგილი უკავია. საკუთრივ ძრავის ვიბრაციის და მის მიერ სატრანსპორტო საშუალების კორპუსზე და გარემოზე გადაცემული ვიბრაციების დონეზე ყველაზე დიდ გავლენას ძრავის გარე დინამიკური შეუწონასწორებლობა ახდენს. ძრავის გარე დინამიკური შეუწონასწორებლობა სხვა თანაბარ პირობებში განისაზღვრება მისი კონსტრუქციული სქემით და მბრუნავი დეტალების ნარჩენი დისბალანსის სიდიდით.

ბოლო წლებში შეინიშნება ავტომობილების ენერგონტენსივობის ზრდის ტენდენციები, რის გამოც გაიზარდა და სავარაუდოდ მომავალშიდაც გააგრძელებს ზრდას საავტომობილო ძრავების ფორსირების ხარისხი, პირველ რიგში ბრუნთა რიცხვების, შემდგომში კი საშუალო ეფექტური წნევის მიხედვით. ფორსირების ერთ-ერთ მთავარ შედეგად წინა რიგში წარმოჩინდა საავტომობილო ძრავების ვიბრაციის პრობლემა. ამიტომ შემთხვევით არ არის, რომ ბოლო ხანებში ბევრი სამუშაო მიექცნა საავტომობილო ძრავების ვიბრაციებზე ცალკეული ფაქტორების გავლენების გამოკვლევებს, კერძოდ კი მბრუნავი დეტალების დისბალანსის და სატრანსპორტო საშუალების ჩარჩოზე ძრავის დრეკად-მადემპფირებელი საყრდენების მახასიათებლების გავლენის კვლევებს გარემოში სატრანსპორტო საშუალების ვიბროაკუსტიკურ გამოსხივებაზე.

შიგაწვის ძრავის ვიბრაციასა და ხმაურზე დისბალანსის და დრეკად-მადემპფირებელი საყრდენების მახასიათებლების გავლენის შესწავლას მრავალი შრომა მიუძღვნეს: ვ. ე. ტოლსკიმ, ნ. ვ. გრიგორიევმა, ბ. ფ. მინკინმა, ლ. ვ. ტუზოვმა, გ.ი. სემიონოვმა, ო. ა. შიპუნოვმა და სხვებმა.

სამუშაოს მიზანი. ძალური აგრეგატის რუდხარა-ბარბაცა მექანიზმის მოძრაობით გამოწვეული ინერციული მახასიათებლების ცვალებადობის და მისი საყრდენების კონსტრუქციის თავისებურებების ანალიზი შიგაწვის ძრავის რხევებსა და ვიბრაციებზე. სისტემის „ძრავი - დრეკადი საყრდენები“ საანგარიშო დინამიკური მოდელის შექმნა; აგრეთვე მსუბუქი ავტომობილის გარე ხმაურის ექსპერიმენტული განსაზღვრა და ისეთი რეგრესიული მოდელის შექმნა, რომელიც მოგვცემს გარე ხმაურის დონის პირველადი შეფასების და ამ დონის განმსაზღვრელი ხმაურის ძირითადი წყაროების გამოვლენის საშუალებას.

კვლევების მეთოდები. ნაშრომში შერწყმულია გათვლითი-ანალიზური და ექსპერიმენტალური კვლევის მეთოდები. თეორიული კვლევები განხორციელებულია დამუშავებული მეთოდიკით სტანდარტული პროგრამული კომპლექსების საფუძველზე, რომელიც ეფუძნება ლაგრანჟის მეორე გვარის განტოლებებს. გარე ხმაურის ექსპერიმენტალური გამოკვლევები ჩატარდა ავტომობილზე „ოპელ-ვექტრა“ რეალურ საგზაო პირობებში. ექსპერიმენტების შედეგების რეგისტრაციისათვის გამოყენებული იყო ხმაურმზომი „IIYM – 1M30“, და ციფრული ხმაურმზომი ხელსაწყო „5 in 1“.

სამეცნიერო სიახლე. დამუშავდა ძალური აგრეგატის გრეკად საყრდენებზე რხევების სამგანზომილებიანი დინამიკური მოდელი, რომელიც ითვალისწინებს მრუდხარა-ბარბაცა მექანიზმის ელემენტების მოძრაობებს. ჩატარდა ძრავის კორპუსის შიგნით მასების გადაადგილებების გავლენის ანალიზი.

დამუშავდა სატრანსპორტო შიგაწვის ძრავის ორიგინალური საყრდენი რეზინა-ზამბარული კონსტრუქციის დრეკადი კვანძი.

ექსპერიმენტალური მეთოდებით მიღებულია ავტომობილის გარე ბგერითი ხმაურის დონეები და სპექტრები როგორც სტანდარტული, ასევე სხვა რამდენიმე პირობებისათვის. აგებულია ხმაურის ველის დიაგრამა და გარე ხმაურის მიმართულების მაჩვენებელი. მოცემული ტიპის ავტომობილისათვის შემოღებულია ცნებები „რაციონალური ხმაურის ველი“ და „ხმაურის მიმართულების რაციონალური მაჩვენებელი“. ექსპერიმენტალური მონაცემების საფუძველზე მიღებულია ემპირიული გამოსახულებები, რომლებიც იძლევიან ხმაურზე სატრანსპორტო საშუალების წინასწარი გამოცდის გამარტივების და სხვადასხვა პირობებში მიღებული ხმაურის დონეების სტანდარტულ პირობებთან მიახლოების საშუალებას.

პრაქტიკული ღირებულება. მიღებულია სარწმუნო ინფორმაცია მსუბუქი ავტომობილის ხმაურის შესახებ; დამუშავებულია რეკომენდაციები ავტომობილის ხმაურის ველის ფორმირების შესახებ, სადაც გათვალისწინებულია არა მარტო ხმაურის დასაშვები დონეები სტანდარტულ პირობებში, არამედ საგზაო მოძრაობის ორგანიზაციის საკითხებიც (მარჯვენა თუ მარცხენა მოძრაობა), აგრეთვე ფეხმავალის ინფორმირებულობის გაზრდა მასთან ავტომობილის მიახლოების პროცესში; დამუშავებულია გარე ხმაურის შეფასების საანგარიშო მეთოდიკა მოცემული ავტომობილის ტექნიკური მონაცემების მიხედვით, რომელიც საშუალებას იძლევა შედარდეს ავტომობილის გარე ხმაურის დონე რეგლამენტირებულთან ძვირადღირებული ექსპერიმენტების ჩატარების გარეშე, რაც მეტად მნიშვნელოვანი ფაქტორია ავტომობილების ტექნიკური დათვალიერების დროს.

შიგაწვის ძრავის მრუდხარა-ბარბაცა მექანიზმის დინამიკის გათვლითი მოდელირების მეთოდიკა და შეუწონასწორებლობის პროცესის ანალიზი სხვადასხვა შეთანწყობის ენერგეტიკული დანადგარებისათვის გამოიყენება აწლუს ტრანსპორტის მიმართულების საბაკალავრო და სამაგისტრო პროგრამებში დისციპლინის „სატრანსპორტო ენერგეტიკული დანადგარები“ სასწავლო პროცესში.

სამუშაოს განხილვა. სადისერტაციო ნაშრომის შედეგების შესახებ მოხსენებები გაკეთდა:

1. საერთაშორისო სამეცნიერო-ტექნიკურ კონფერენციაზე trans&MOTAUTO'15. ვარნა, ბულგარეთი, 2015 წ.
2. IV საერთაშორისო სამეცნიერო-ტექნიკურ კონფერენციაზე „მდგრადი ენერგეტიკა: პრობლემები და განვითარების პერსპექტივები“, ქუთაისი, საქართველო, 29.10.16 წ.
3. საერთაშორისო სამეცნიერო-ტექნიკურ კონფერენციაზე “HIGH TECHNOLOGIES. BUSINESS.SOCIETY 2017” 14 – 17 მარტი, 2017წ. ბოროვეცი, ბუგარეთი.
4. სატრანსპორტო მეცნიერებების კონფერენციაზე დიორის იმტვან სეჩენის უნივერსიტეტში, 2017წ. დიორი, უნგრეთი.
5. ტრანსპორტის მიმართულების სამეცნიერო-პრაქტიკულ სემინარებზე აკაკი წერეთლის სახელმწიფო უნივერსიტეტის მშენებლობისა და ტრანსპორტის დეპარტამენტში (ქუთაისი 2014 – 2016 წწ.)

გამოქვეყნებული მასალები. დისერტაციის მასალების მიხედვით გამოქვეყნებულია 7 ნაშრომი, მათ შორის სამი საერთაშორისო რეფერირებად ჟურნალში “MACHINES.

TECHNOLOGIES.MATERIALS”, რომელიც რეკომენდირებულია აწსუ–ს საინჟინრო–ტექნიკური ფაკულტეტის სადისერტაციო საბჭოს მიერ.

სამუშაოს სტრუქტურა და მოცულობა. დისერტაცია შედგება ოთხი თავისაგან და შეიცავს 16 ცხრილს, 47 ნახაზს, ლიტერატურის 71 დასახელებას. საერთო მოცულობა შეადგენს 149 გვერდს.

სამუშაოს შინაარსი

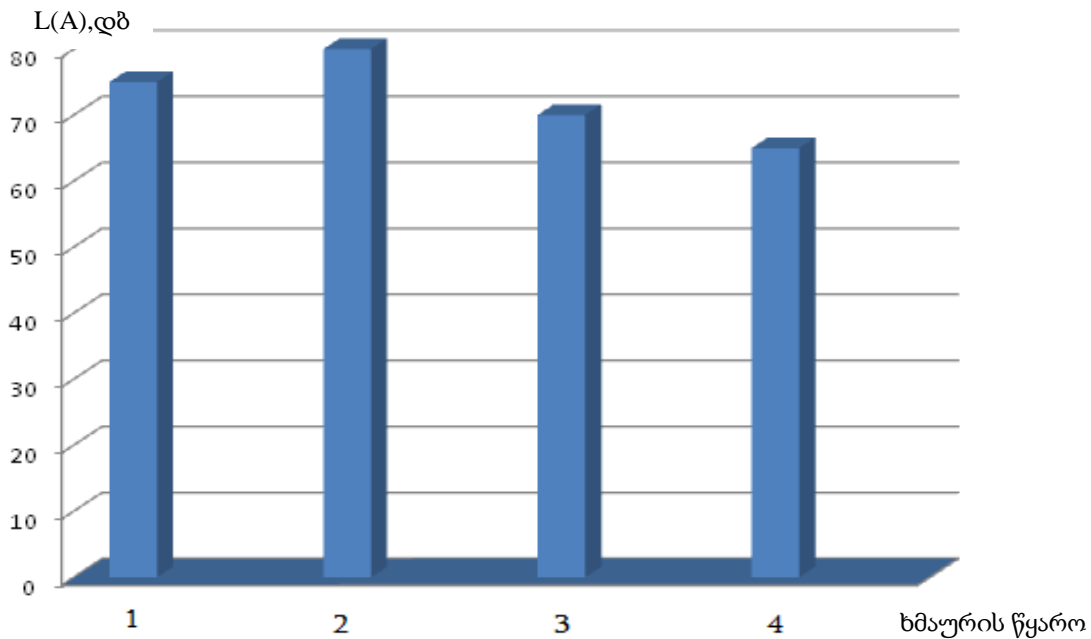
პირველი თავი შეიცავს იმ წყაროების ანალიზს, რომლებიც ხელს უწყობენ ავტომობილის გარე ხმაურის ფორმირებას; განხილულია ახალი ავტომობილებისადმი წაყენებული მოთხოვნები, მათი ხმაურზე შეფასების მიხედვით. ჩატარებულია იმ სამეცნიერო სამუშაოების ანალიზი, რომლებიც მიმდევნილია ავტომობილების ეკოლოგიური პრობლემებისადმი გარემოზე გადაცემული ხმაურის ფორმირების თვალსაზრისით, როგორებიცაა ვ.ნ. ლუკანინის, ვ.ნ. გუდცოვის, ნ.ფ. ბოჩაროვის, ნ.ი. ივანოვის, მ.ა. რაზუმოვსკის, ვ.ე. ტილსკის, ე.ი. იუდინის, ი.ი.კლიუკინის, გ.ლ. ოსიპოვის, ი.ა. შიშკინის, ნ.ლ. კრაგოდინას, ლ.ფ. დროზდოვას, ნ.ფ. რეიმერსის, დ.პ. ველიკანოვის, დ.ი. პოდგორნის, ო.პ. ბობკოვის, ლ.ლ. ვაინშტაინის, ა.ვ. ბეკერის, ბ.ჯ. ჰოვერის და სხვების შრომები. აღნიშნულია, რომ დიდ ქალაქებში ხმაურთან ბრძოლის ერთ-ერთ ძირითად გზას ავტომობილების მიერ შექმნილი ხმაურის დონის შემცირება წარმოადგენს, რომლის წარმოქმნაც დამოკიდებულია მთელი რიგი კვანძების და სისტემების მუშაობაზე. ამასთან, ავტომობილის სხვადასხვა რეჟიმებზე მუშაობის დროს ხმაურის მიხედვით დომინირებას შესაძლოა ახდენდნენ სრულიად განსხვავებული ხმაურის წყაროები. თანამდროვე ავტომობილების ხმაურის დონის შემცირება, როგორც წესი, მოითხოვს საკმაო დანახარჯებს. პრაქტიკულად არ არსებობს მონაცემები საქართველოში სხვადასხვა ქვეყნებიდან შემოყვანილი მეორადი ავტომობილების გარე ხმაურის დონის შესახებ.

მსოფლიოს მასშტაბით ავტომობილების გამოშვების შემდგომი ზრდა იწვევს საგზაო მოძრაობის ინტენსივობის განუწყვეტელ ზრდას, რის გამოც ხშირია დაბალ გადაცემებზე გაქანების და დამუხრუჭების შემთხვევები, რაც საბოლოო ჯამში ზრდის ავტომობილების მიერ გარემოზე გადაცემული ხმაურის ინტენსივობას, რასაც თან სდევს საცხოვრებელ ზონებში სატრანსპორტო ხმაურის დასაშვები დონის გამკაცრება ხელისუფლების მხრიდან. ევროპის და ამერიკის ქვეყნებში ავტომობილის ხმაურის დასაშვები დონე განიცდის მუდმივ გამკაცრებას 3 დბ(A) სიდიდით ყოველ 10 წელიწადში.

თანამედროვე ავტომობილს, როგორც წესი, არ აქვს ისეთი ხმაურიანი აგრეგატი ან კვანძი, რომ მისი ხმაურის ჩახშობამ გამოიწვიოს გარე ხმაურის დონის მკვეთრი შემცირება. ამის გამო საჭიროა შემცირდეს რამდენიმე წყაროს ხმაურის დონე იმისათვის, რომ გადაწყდეს სტანდარტულ დონემდე გარე ხმაურის შემცირების პრობლემა.

მრავალრიცხოვანი ლიტერატურული მონაცემების მიხედვით შეიძლება შევიქმნათ წარმოდგენა სერიული მსუბუქი ავტომობილის ხმაურის წყაროების ბალანსზე (ნახ 1.)

ხმაურის ოთხი მდგენელისაგან სამი ეკუთვნის ძრავს და მხოლოდ ერთი ავტომობილს. იმის გამო, რომ ძრავი წარმოადგენს ავტომობილის გარე ხმაურის წარმოქმნის ერთ-ერთ ძირითად წყაროს, სტრუქტურული ხმაურის და ძრავის ზედაპირებიდან მისი გამოსხივების შემცირებას აქვს ძალზე მნიშვნელოვანი გავლენა თვით ძრავის და შესაბამისად ავტომობილის მიერ გარემოზე გადაცემული ხმაურის დონის შემცირებაზე.



ნახ. 1. მსუბუქი ავტომობილის ხმაურის წყაროების ბალანსი
 1 - შემშვები სისტემა; 2 - ძრავი; 3 - გამომშვები სისტემა; 4 - გორვა.

ამ თავში განხილულია აგრეთვე დრეკად საყრდენებზე განლაგებული შიგაწვის ძრავის რხევითი პროცესის კვლევის წინაპირობები, ძრავის ვიბრაციების და ხმაურის გავლენა მძღოლი-ოპერატორის მუშაუნარიანობასა და მწარმოებლობაზე, მგზავრების დადლილობაზე და მგზავრობის კომფორტზე. ძრავის ვიბრაციებისაგან გამოწვეული ნეგატიური შედეგების შემცირების ერთ-ერთ ხერხს მისი ჩარჩოზე საყრდენების დრეკად-მადემპფირებელი მახასიათებლების და მათი განლაგების ადგილების სწორად შერჩევა წარმოადგენს.

განხილულია ძრავის რხევების და ვიბრაციების გამომწვევი ფაქტორები და ის პარამეტრები, რომლებიც გავლენას ახდენენ დრეკად საყრდენებზე ძალური აგრეგატის ვიბრირების პროცესებზე.

მეორე თავი ეძღვნება საავტომობილო ძრავების რხევებსა და მუშაობის პროცესში ამ რხევების გამომწვევ ძალებს შორის ურთიერთკავშირის დადგენის თეორიულ კვლევებს.

მუშაობის პროცესში წარმოშობილმა, სიდიდით და მიმართულებით ცვალებადმა შეუწონასწორებელმა ძალებმა, შეიძლება გამოიწვიონ როგორც ძრავის, ასევე მთლიანად ავტომობილის ვიბრაციები, ამასთან ყველაზე დიდ ვიბრაციებს იწვევენ ძრავის გადატანით და ბრუნვით მოძრაობაში მყოფი მასების ინერციის ძალები.

იმისათვის, რომ მინიმუმამდე შემცირდეს ვიბრაციებით გამოწვეული უარყოფითი მოვლენები საჭიროა, რომ ძრავი იყოს დინამიკურად სრულად შეწონასწორებული. დინამიკური შეწონასწორება, ანუ მარტივად შეწონასწორება მდგომარეობს ძალთა ისეთი სისტემის შექმნაში, რომელშიდაც ამ ძალების ტოლქმედი ძალები და მომენტები სიდიდით და მიმართულებით მუდმივია, ანუ ტოლია ნულის.

თანამედროვე ავტომობილების ძრავების შეწონასწორება შეიძლება მოხდეს ორი ხერხით:

1.ცილინდრების წინასწარ განსაზღვრული განლაგებით და მუხლა ლილვის მრუდხარას ისეთი სქემის შერჩევით, რომ ინერციის ცვალებადი ძალები და მათი მომენტები ერთმანეთს აწონასწორებდნენ.

2.დამატებითი მასებით (საპირწონეებით) ისეთი ახალი ძალების შექმნით, რომლებიც დროის ნებისმიერ მომენტში სიდიდით იქნებიან ძირითადი შესაწონასწორებელი ძალების ტოლი და მათ საწინააღმდეგოდ მიმართულნი.

საავტომობილო ძრავების, როგორც დრეკად საყრდენებზე განლაგებული მყარი სხეულის რხევები შეიძლება გამოწვეული იყოს მის მუშაობასთან დაკავშირებული ორი მიზეზით:

1.ძრავის მახრუნი მომენტის არათანაბრობით;

2.მრუდხარა-ბარბაცა მექანიზმის მოძრავი მასების ინერციის ძალების შეუწონასწორებლობით.

იმისათვის, რომ განისაზღვროს შიგაწვის ძრავში წარმოშობილი და მის ვიბრაციებზე მოქმედი ძალები საჭიროა ჩატარდეს მრუდხარა-ბარბაცა მექანიზმის კინემატიკური და დინამიკური გათვლები. კინემატიკური გათვლების ძირითადი ამოცანს დგუშების და ბარბაცას მოძრაობის კანონების განსაზღვრა წარმოადგენს. გათვლა აგრეთვე შეიცავს ბარბაცას (გადახრის კუთხე β , რხევის კუთხური სიჩქარე ω , აჩქარება j_{β}) და დგუშის (გადაადგილება S_x , სიჩქარე $W_{დგ}$, აჩქარება $J_{დგ}$) კინემატიკური პარამეტრების განსაზღვრას.

შიგაწვის ძრავის მუშაობის დროს მრუდხარა-ბარბაცა მექანიზმის დეტალები განიცდიან ცილინდრებში გაზების გაფართოებისაგან წარმოქმნილი გაზების წნევის ძალების, მოძრავი დეტალების ინერციის ძალების, ურთიერთმეხებაში მყოფი დეტალების ხახუნის ძალების და სიმძიმის ძალების ზემოქმედებას.

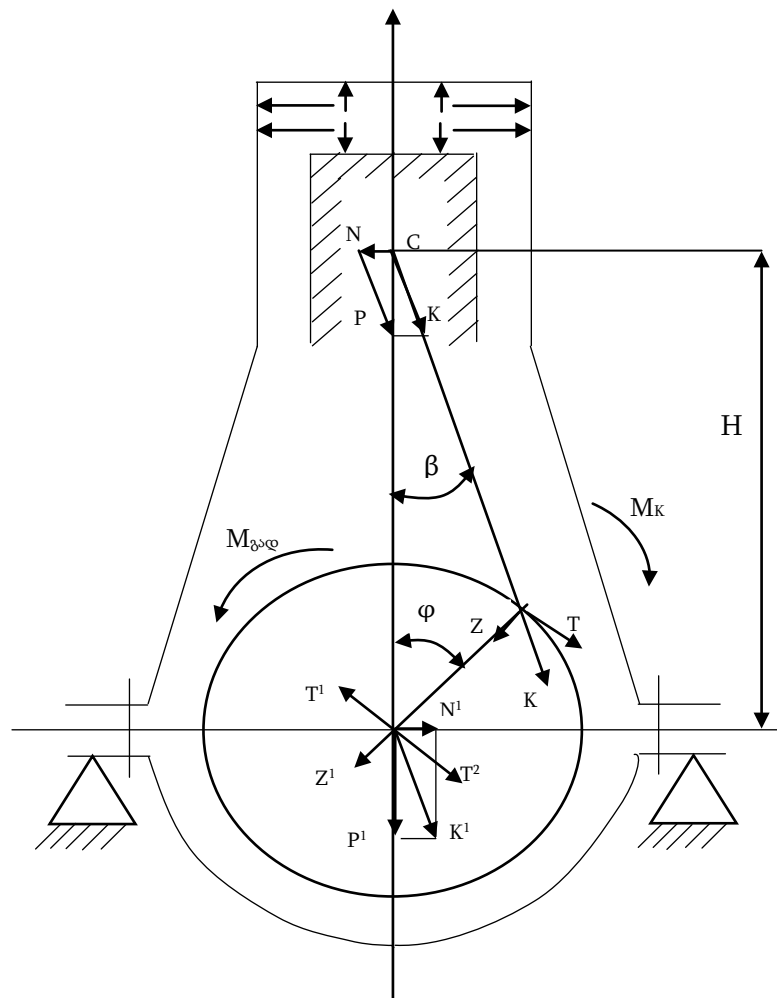
ხახუნის ძალების განსაზღვრა ძალზე რთულია, ამიტომ მათ გავლენას ითვალისწინებენ ძრავის მექანიკური მქკ - ს საშუალებით, ხოლო მრუდხარა-ბარბაცა მექანიზმის დეტალების ანგარიშების დროს ხახუნის ძალებს უგულებელყოფენ.

ამრიგად, მრუდხარა-ბარბაცა მექანიზმის დეტალების გაანგარიშების დროს ძირითად ძალებს გაზების დაწნევის ძალები და მოძრავი მასების ინერციის ძალები წარმოადგენენ.

გაზების დაწნევის ძალები დამოკიდებულია მუშა ციკლის მომდინარეობაზე, რომელიც იცვლება რთული კანონის მიხედვით და არ ექვემდებარება ზუსტ მათემატიკურ აღწერას. ამიტომ გაზების დაწნევის ძალებს საზღვრავენ გათვლითი ან ექსპერიმენტალური მეთოდებით მიღებული ინდიკატორული დიაგრამების მიხედვით. ინერციის ძალები დამოკიდებულია ცვალებადი სიჩქარეებით და აჩქარებებით მოძრავი დეტალების მასებზე. ასე მაგალითად, მსუბუქი ავტომობილების ძრავებში დგუშის საშუალო სიჩქარე აღწევს 16 მ/წმ-ს. ასეთ ძრავებში ინერციის ძალები აღწევენ მაღალ მაჩვენებლებს. მოძრავი მასების ინერციის ძალებს ყოფენ - ცილინდრის ღერძის გასწვრივ მოქმედ წინსვლით უკუსვლით მოძრავი მასების ინერციის ძალებად (P_j) და ცენტრიდანულ ძალებად წოდებულ მბრუნავი მასების ინერციის ძალებად (P_s). ძალები (P_j) დგუშის თითიდან გადაეცემა მუხლა ლილვის საკისრებს, შემდგომ კი ძრავის კორპუსს და იწვევს ვიბრაციებს დგუშის ღერძის მიმართულებით. ხოლო (P_s) ძალები მოქმედებენ მუხლა ლილვის მრუდხარას ბრუნვის სიბრტყეში და ასევე იწვევენ ძრავის

ვიბრაციებს. მრავალცილინდრიან ძრავებში ინერციის ძალების მოქმედებით აღიძვრებიან მომენტები, რომლებიც გადაეცემა ძრავის კორპუსს და მის საყრდენებს. ყველა ქმედება, რომელიც მიმართული იქნება ამ ძალების და მომენტების დაბალანსებისაკენ, იწვევს მუხლა ლილვის და ძრავის კორპუსის დამატებით დატვირთვებს.

ძრავის მიერ გამომუშავებული ეფექტური მბრუნე მომენტი გადაეცემა მის შემდგომ მომხმარებელს, ავტომობილის ტრანსმისიას. ამ დროს წარმოიშობა სიდიდით ამ მომენტის ტოლი და მიმართულებით საწინააღმდეგო ეგრეთწოდებული რეაქტიული მომენტი, რომელიც მოქმედებს მუხლა ლილვის მართობულ სიბრტყეში ძრავის კორპუსზე და იწვევს მის ინტენსიურ რხევებს.



ნახ.2. მუხლა ლილვის რგილებში და საკისრებში მოქმედი ჯამური ძალები ამრიგად, შიგაწვის ძრავში არსებული მასებისა და მათი აჩქარებების გათვალისწინებით მრუდხარა-ბარბაცა მექანიზმში მოქმედებს ორი სახის ინერციის ძალები :

- წინსვლით-უკუსვლით მოძრავი მასების ინერციის ძალები;
- მბრუნავი მასების ცენტრიდანული ინერციის ძალები.

ანალიზის გამარტივების მიზნით ინერციის ძალებს ყოფენ ორ ტიპად: პირველი რიგის ინერციის ძალებად:

$$P_{j1} = -m_j R \omega^2 \cos \varphi$$

და მეორე რიგის ინერციის ძალებად

$$P_{j2} = -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\varphi$$

ინერციის ძალა P_{j1} იცვლება კოსინუსოიდის კანონის მიხედვით, ხოლო P_{j2} — ორმაგი კუთხის კოსინუსის მიხედვით. P_{j1} ძალის ცვლილების პერიოდი შეადგენს მუხლა ლილვის ერთ ბრუნს (360° მ.შ.კ.), ხოლო P_{j2} ძალის კი - ნახევარ ბრუნს (180° მ.შ.კ.).

ჩატარებული სამუშაოების ანალიზის საფუძველზე შეიძლება გაკეთდეს დასკვნა, რომ ყოველ მრუდხარაში წარმოშობილი დისბალანსები და ძალები მუხლა ლილვის შკივის და მქნევარას სიბრტყეებში იწვევენ დისბალანსებს და ძალებს

მუხლა ლილვის მბრუნავი მასებით გამოწვეული დისბალანსები შკივის სიბრტყეში შეიძლება გამოითვალოს შემდეგი ფორმულებით:

$$D_{\theta 1} = -L^{-1}(Rm_{s1}L_1 - R_n m_{n1}L_{n1} - R_n m_{n2}L_{n2}) \cos \varphi \quad (1)$$

$$D_{\theta 2} = -L^{-1}[Rm_{s2}(L_1 + L_2) - R_n m_{n3}(L_{n1} + L_2) - R_n m_{n4}(L_{n2} + L_2)] \cos(\varphi + 180) \quad (2)$$

$$D_{\theta 3} = -L^{-1}[Rm_{s3}(L_1 + 2L_2) - R_n m_{n5}(L_{n1} + 2L_2) - R_n m_{n6}(L_{n2} + 2L_2)] \cos(\varphi + 180) \quad (3)$$

$$D_{\theta 4} = -L^{-1}[Rm_{s4}(L_1 + 3L_2) - R_n m_{n7}(L_{n1} + 3L_2) - R_n m_{n8}(L_{n2} + 3L_2)] \cos \varphi \quad (4)$$

$$D_{\theta} = \sum_1^4 D_{\theta i} \quad (5)$$

ხოლო მუხლა ლილვის მბრუნავი მასებით გამოწვეული დისბალანსები მქნევარას სიბრტყეში შეიძლება გამოითვალოს შემდეგი ფორმულებით:

$$D_{\theta j1} = -L^{-1}[(Rm_{s1}(L_3 + 3L_2) - R_n m_{n1}(L_{n3} + 3L_3) - R_n m_{n2}(L_{n4} + 3L_4)] \cos \varphi \quad (6)$$

$$D_{\theta j2} = -L^{-1}[Rm_{s2}(L_1 + 2L_3) - R_n m_{n3}(L_{n3} + 2L_3) - R_n m_{n4}(L_{n4} + 2L_4)] \cos(\varphi + 180) \quad (7)$$

$$D_{\theta j3} = -L^{-1}[Rm_{s3}(L_1 + L_2) - R_n m_{n5}(L_{n3} + L_3) - R_n m_{n6}(L_{n4} + L_4)] \cos(\varphi + 180) \quad (8)$$

$$D_{\theta j4} = -L^{-1}(Rm_{s1}L_3 - R_n m_{n7}L_{n3} - R_n m_{n8}L_{n4}) \cos \varphi \quad (9)$$

$$D_{\theta j} = \sum_1^4 D_{\theta j i} \quad (10)$$

დრეკად საყრდენებზე ძრავის რხევების აღმძვრელი ზემოქმედებების წარმოქმნას ძირითადად განსაზღვრავენ: სხვადასხვა ცილინდრებში მიმდინარე ინდიკატორული პროცესების არაიდენტურობა, ძრავის ნომინალურად არასრულად შეწონასწორებული მბრუნავი მასები ამახინჯებენ აღზნებების თეორიულ სპექტრს. ყველაზე მეტად მნიშვნელოვანი კი ის არის, რომ ამ განსხვავებების გამო შემაშფოთებელი სიდიდის სპექტრში მთავარ ჰარმონიკებთან ერთად შეიძლება გამოჩნდნენ სხვა, ეგრეთწოდებული მინორული ჰარმონიკებიც.

სხვადასხვა ცილინდრებში მიმდინარე მუშა პროცესების არაერთგვაროვნება მათში იწვევს განსხვავებული ინდიკატორული სიმძლავრეების წარმოშობას. შესაბამისად, არ დაემთხვევიან სხვადასხვა ცილინდრებში წარმოქმნილი მბრუნავი მომენტების ფურის

მწკრივებად დაშლის კოეფიციენტები და შემადგენელი მინორული ჰარმონიკების შეჯამებისას სხვადასხვა ცილინდრებში ერთმანეთის ჩახშობას ვეღარ შეძლებენ. მუშა პროცესების არათანაბარი მიმდინარეობა განსაკუთრებით გამოვლინდება ავარიულ სიტუაციაში - ძრავის ერთი რომელიმე ცილინდრის მუშა მდგომარეობიდან გათიშვის შემთხვევაში.

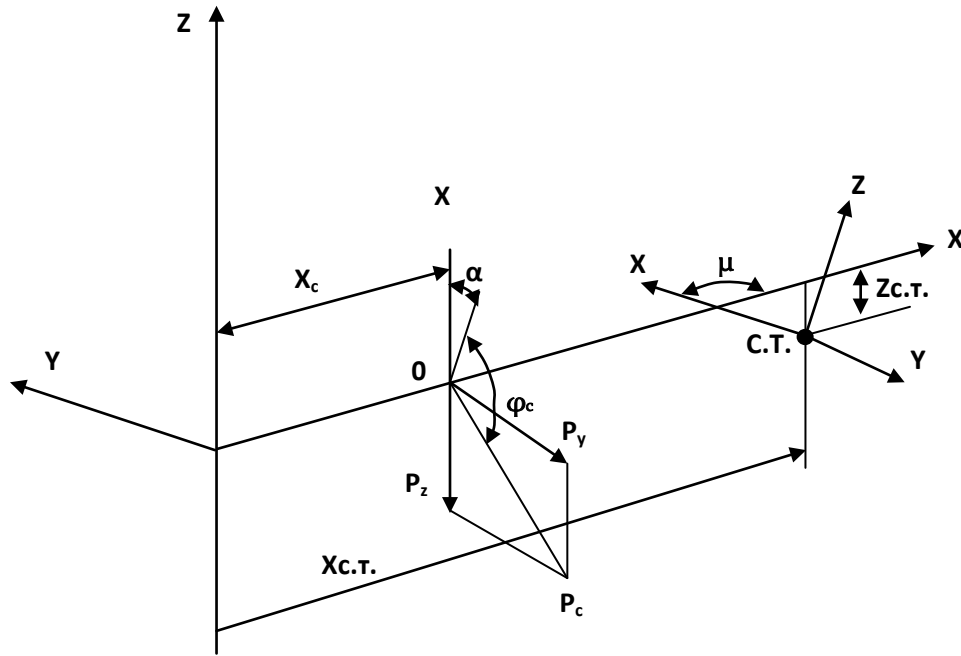
ძრავის სხვადასხვა ცილინდრებში მრუდხარა-ბარბაცა მექანიზმის ერთსახელა დეტალების განსხვავებული ზომები და მასები იწვევენ ცვლილებებს ინერციული დატვირთვების სპექტრში. კერძოდ, ისინი წარმოშობენ წინსვლით-უკუსვლით მოძრავი მასების გაუწონასწორებელ პირველი და მეორე რიგის ინერციის ძალებს ისეთ ძრავებში, სადაც თეორიული გათვლებით შემფოთების ეს ჰარმონიკები უნდა უტოლდებოდნენ ნულს.

თეორიული გათვლების და ლაბორატორიული ექსპერიმენტების ჩატარების პროცესებში შემაშფოთებელი სიდიდის მინორული ჰარმონიკების გავლენის გამოსარიცხად რეალურ ობიექტებში დინამიკური პროცესების კვლევების დროს ეს ობიექტი უნდა შეიცვალოს გამარტივებული მოდელით, რომელშიდაც შენარჩუნებულია ობიექტის მხოლოდ ის თვისებები, რომლებიც მნიშვნელოვანია მიმდინარე გამოკვლევებისათვის, ხოლო სხვა დანარჩენი უგულვებელყოფილია.

ავტომობილის ძალური აგრეგატის (ძრავი-გადაბმულობა-გადაცემათა კოლოფი-წამყვანი ხიდი) ვიბრაციის ფიზიკური არსი სხვადასხვა სიხშირეებზე სხვადასხვაა. უფრო მაღალ სიხშირეებზე, როდესაც რხევის ტალღის სიგრძეები კონსტრუქციის ზომების თანაზომადია ან მათზე მცირეა ძალური დანადგარი ხდება დეფორმირებადი სხეული, სადაც უკვე შეუძლებელია არ გავითვალისწინოთ აგრეგატებს შორისი შეერთებების საბოლოო სიხისტე. სიხშირეების დაბალ დიაპაზონში (100 ჰერცამდე) ავტომობილის ძალური აგრეგატი შეიძლება განვიხილოთ როგორც აბსოლუტურად მყარი სხეული, რომელიც დგას აბსოლუტურად ხისტ საფუძველზე დრეკადი საყრდენებით (წინა და უკანა საბურავები, რესორები, ზამვარები და ამორტიზატორები, ძრავის ჩარჩოზე დამაგრების დრეკადი საყრდენები) და შეუძლია რხევების დროს შეასრულოს მცირე გადაადგილებები ნებისმიერი მიმართულებით.

დაბალსიხშირულ დიაპაზონში სტაციონარულ რეჟიმზე ძალური აგრეგატის ვიბრაციების წყაროს ძრავის გარე შეუწონასწორებლობა წარმოადგენს, ანუ მის საყრდენებზე გადაცემული პერიოდული ძალები და მომენტები, ესენია მბრუნავი მასების დისბალანსით გამოწვეული მეორე რიგის ინერციის ძალები და ცენტრიდანული ძალები.

განვიხილოთ ავტომობილის ძალური აგრეგატის შემაშფოთებელი მდგენელი გამოწვეული ლილვის და მასთან ერთად მბრუნავი დეტალების შეუწონასწორებელი ცენტრიდანული ძალებით. დავუშვათ, რომ P_c ძალის მოქმედების ხაზი პირველი მრუდხარას ღერძთან ქმნის $\phi_c + 0,5\gamma$ კუთხეს (ერთრიგა ძრავებისათვის $\gamma = 0$); მისი გეგმილები პირველ ცილინდრის ღერძზე გამავალ ვერტიკალზე შესაბამისად Z^I და ჰორიზონტალზე Y^I (ნახ.3) :



ნახ.3. გაუწონასწორებელი ცენტრიდანული ძალების მოქმედების სქემა ავტომობილის ძალურ აგრეგატზე.

$$P_{z1} = P_c \cdot \cos(\alpha + \varphi_c); \quad P_{y1} = P_c \cdot \sin(\alpha + \varphi_c);$$

$$P_{z1} = P_c \cdot \cos(\alpha + \varphi_c) \cdot \sin \mu; \quad M_x = P_c \cdot \cos(\alpha + \varphi_c) \cdot [Z'_{CT} \cdot \cos \mu + (X'_{CT} - X'_c) \cdot \sin \mu];$$

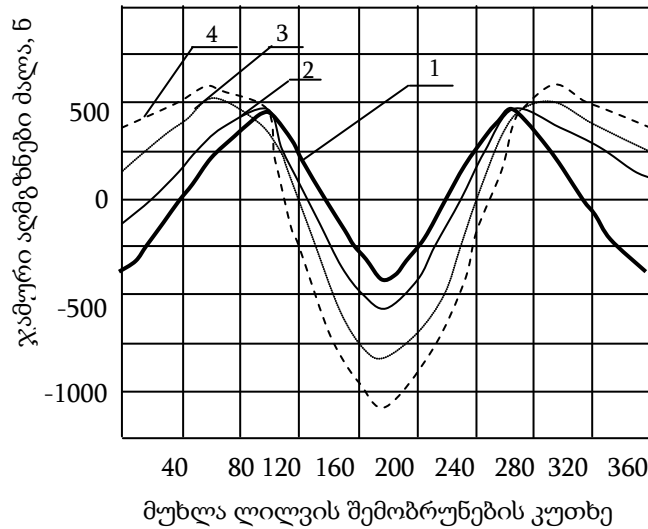
$$P_y = P_c \cdot \sin(\alpha + \varphi_c); \quad M_y = -P_c \cdot \cos(\alpha + \varphi_c) - (X'_{CT} - X'_c) \cdot \cos \mu;$$

$$P_z = P_c \cdot \cos(\alpha + \varphi_c) \cdot \cos \mu;$$

$$M_z = P_c \cdot \sin(\alpha + \varphi_c) \cdot [(X'_{CT} - X'_c) \cdot \cos \mu - Z'_{CT} \cdot \sin \mu]$$

ამ გამოსახულებებზე დაყრდნობით „Excel“ - ის რედაქტორში დამუშავებულია გათვლების პროგრამა, რომელიც საშუალებას გვაძლევს გამოვთვალოთ ავტომობილის ძალურ აგრეგატზე მოქმედი და მისი რხევების გამომწვევი მბრუნავი დეტალების დისბალანსის და ინერციის შემამფოთებელი ძალები. ეს პროგრამა აგრეთვე იძლევა საშუალებას მოვახდინოთ ძალთა მოდელირება და ანგარიში დინამიკურ რეჟიმში დისბალანსის სხვადასხვა სიდიდის და განლაგების კუთხის შემთხვევაში, (გამოითვლება ძალთა ცვლილება მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხეზე დამოკიდებულებით).

ანგარიშის მიხედვით აგებულია შემამფოთებელი ძალების დამოკიდებულების გრაფიკები მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხეზე იმ შემთხვევებისათვის როდესაც დისბალანსის სიდიდე მქნევარას სიბრტყეში ტოლია 0, 10, და 20 გრ · სმ-ის (ნახ.4).



ნახ.4. შეუწონასწორებელი მასების სხვადასხვა სიდიდის დისბალანსით წარმოშობილი ჟამური შემაშფოთებელი ძალა (დისბალანსი მდებარეობს ერთსა და იმავე წერტილში): 1 – $D=0$ გრ · სმ; 2- $D=10$ გრ · სმ; 3- $D=20$ გრ · სმ;

როგორც გრაფიკებიდან ჩანს, დისბალანსის სიდიდის და განლაგების კუთხის ცვლილებით იცვლება შემაშფოთებელი ძალების სიდიდე.

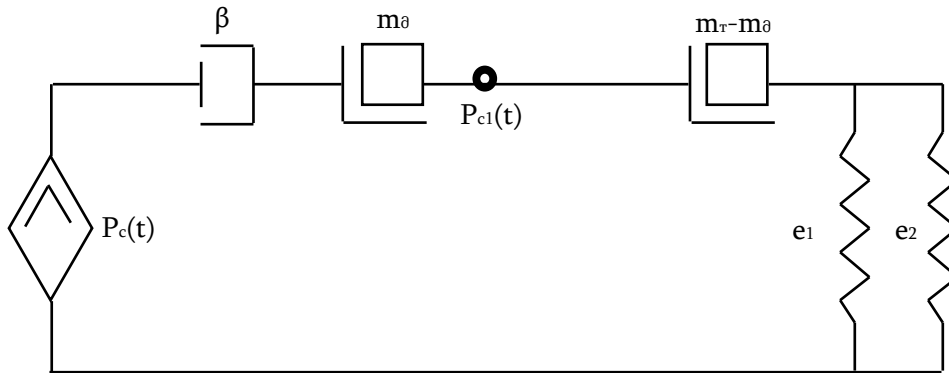
დისბალანსის მოქმედების შედეგად აღიძვრება შიგაწვის ძრავის ექვსი ფორმის რხევები. თუ გავითვალისწინებთ, რომ ძალური აგრეგატის ინერციის ცენტრი რამდენადმე გადაწეულია სიმეტრიის გრძივი სიბრტყიდან, და ამ სიბრტყედან თანაბარ მანძილებზე განლაგებული საყრდენების დრეკად-მადემპფირებელი მახასიათებლები განსხვავებულია, მაშინ საერთო შემთხვევაში ძალური აგრეგატის რხევები იქნება ექვსბმულიანი. ასეთი რიგის რხევების ანალიზი კი გართულებულია.

ზემოთქმულიდან ჩანს, რომ ვიბრაციის სრული დახასიათებისათვის საჭიროა სამი ძირითადი პარამეტრის ცოდნა: ბიბროგადაადგილების ამპლიტუდა, ვიბრაციის სიხშირე და ფაზა. ამასთან, ვიბროსიჩქარის და ვიბროაჩქარებების კრიტერიუმები წარმოადგენენ უფრო უნივერსალურს, რადგანაც აკავშირებენ ორივე ძირითად პარამეტრს - ვიბროგადაადგილების ამპლიტუდას და სიხშირეს.

ძალური დანადგარის ვიბროაჩქარების კრიტერიუმად აღება უზრუნველყოფდა გაზრდილ მგძნობიარობას მაღალსიხშირული მდგენელების შეფასების მიმართ და ამასთანავე ფაქტიურად გამორიცხავდა ვიბრაციის ძირითადი ფაქტორის - შეუწონასწორებლობის გათვალისწინებას, რომელიც, როგორც ცნობილია ხასიათდება პირველი ჰარმონიული მდგენელის ვიბროგადაადგილებებით.

თუ გამოვრიცხავთ ერთდროულად ორი პარამეტრის - ვიბროგადაადგილების და ვიბროაჩქარების გამოყენების შესალებლობას, მაშინ ვიბრაციის შესაფასებელი ყველაზე უფრო რაციონალურ კრიტერიუმად შეიძლება ავიღოთ ვიბროსიჩქარე, რომლის ჰარმონიული მდგენელების მაქსიმალური ამპლიტუდური მნიშვნელობები წარმოადგენენ ვიბროგადაადგილებების ამპლიტუდების ნამრავლს კუთხურ სიჩქარეზე ანუ A_{ω} -ზე.

ძალური დანადგარის ვიბროპარამეტრებზე მოქმედი ფაქტორების უფრო დეტალური განხილვისათვის შემოთავაზებულია ავტომობილის ძალური დანადგარის ექვივალენტური სქემა (ნახ.5).



ნახ.5. ძალური აგრეგატის ექვივალენტური სქემა

ნახ.5 - დან გამომდინარე ავტომობილის იმპედანსი ტოლია:

$$Z_A = \beta + j\omega m_A - j/\omega e_{1,2}$$

სადაც β - მუხლა ლილვის ძირითადი ყელების სრიალის საკისრებში წარმოქმნილი დანაკარგებია;

M_s - ავტომობილის მასაა კგ;

e_1 - ავტომობილის საბურავების და დაკიდების დამყოლობაა ნ/მ;

$j\omega m_s$ - ავტომობილის მასის კომპლექსური მექანიკური წინააღმდეგობაა;

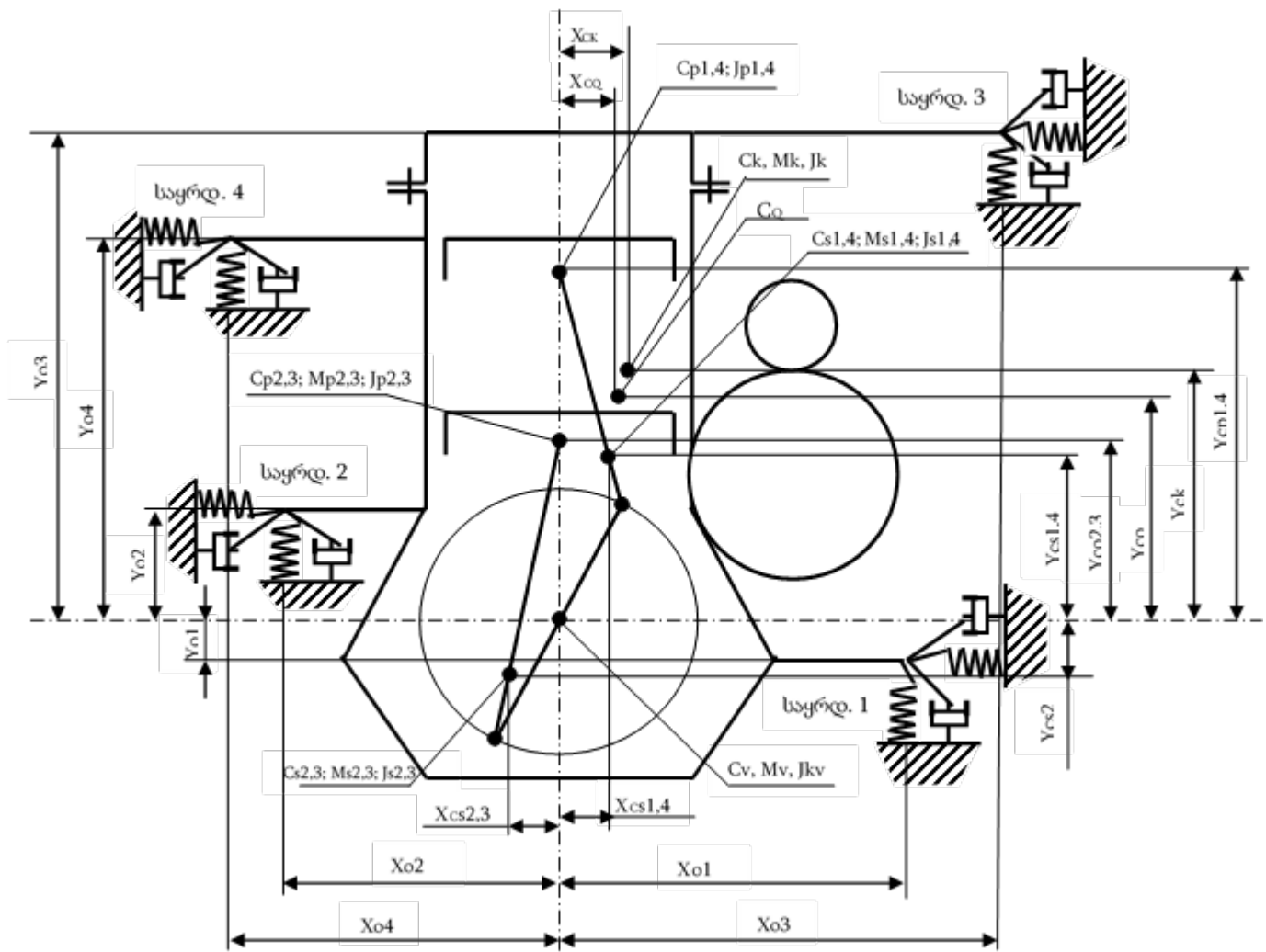
$e_{1,2}$ - ავტომობილის საბურავების და დაკიდების დამყოლობის კომპლექსური მექანიკური წინააღმდეგობაა;

$P_{c1}(1)$ - შეუწონასწორებელი მასით გამომწვეული ცენტრიდანული ძალაა;

$P_c(t)$ - გადამწოდზე მოქმედი ძალაა.

მესამე თავში განხილულია დრეკად საყრდენებზე განლაგებული ოთხცილინდრიანი რიგითი ძრავის დინამიკის საანგარიშო მეთოდიკა უქმი სვლის რეჟიმზე. უქმი სვლის რეჟიმის აღება განპირობებულია იმით, რომ ამ რეჟიმზე ძრავის დრეკად საყრდენებზე რხევების გამომწვევი ძალური ფაქტორების სიხშირე ყველაზე უფრო ახლოსაა სისტემის საკუთარი რხევების სიხშირეებთან.

პირველ ნაწილში აღწერილია საანგარიშო სქემის შერჩევის წინაპირობები და გათვლების მეთოდები. საანგარიშო მოდელად შერჩეულია დრეკად საყრდენებზე განლაგებული ოთხცილინდრიანი შიგაწვის ძრავის სამგანზომილებიანი სქემა. ძრავის კორპუსი, მრუდხარა-ბარბაცა მექანიზმის ელემენტები და დგუშები წარმოდგენილია კინემატიკურად ცვლადი სტრუქტურების შემადგენელი აბსოლუტურად ხისტი სხეულების სახით, ხოლო საყრდენები - სწორხაზოვანი სიხისტის მქონე პარალელურად შეერთებული რეზინა-ზამბარული დრეკადი ელემენტების და შიგა ხახუნზე დამყარებული დემპფერების ელემენტების სახით (ნახ.6,7).



ნახ.6. დრეკად საყრდენებზე განლაგებული ოთხცილინდრიანი ძრავის საანგარიშო სქემა (წინხედი)

ნახაზებზე 6 და 7 გამოსახულ კონსტრუქციას აქვს 7 თავისუფლების ხარისხი. მისი მდებარეობა დროის ნებისმიერ მომენტში შეიძლება ერთმნიშვნელოვნად აისახოს შემდეგი კინემატიკური პარამეტრებით:

q₁, q₂ და q₃- აგრეგატის ინერციის ცენტრის გრძივი, ვერტიკალური, და განივი გადაადგილებები;

q₄ – აგრეგატის გადახრის კუთხე X₀Y სიბრტყეში;

q₅ - აგრეგატის გადახრის კუთხე X₀Z სიბრტყეში;

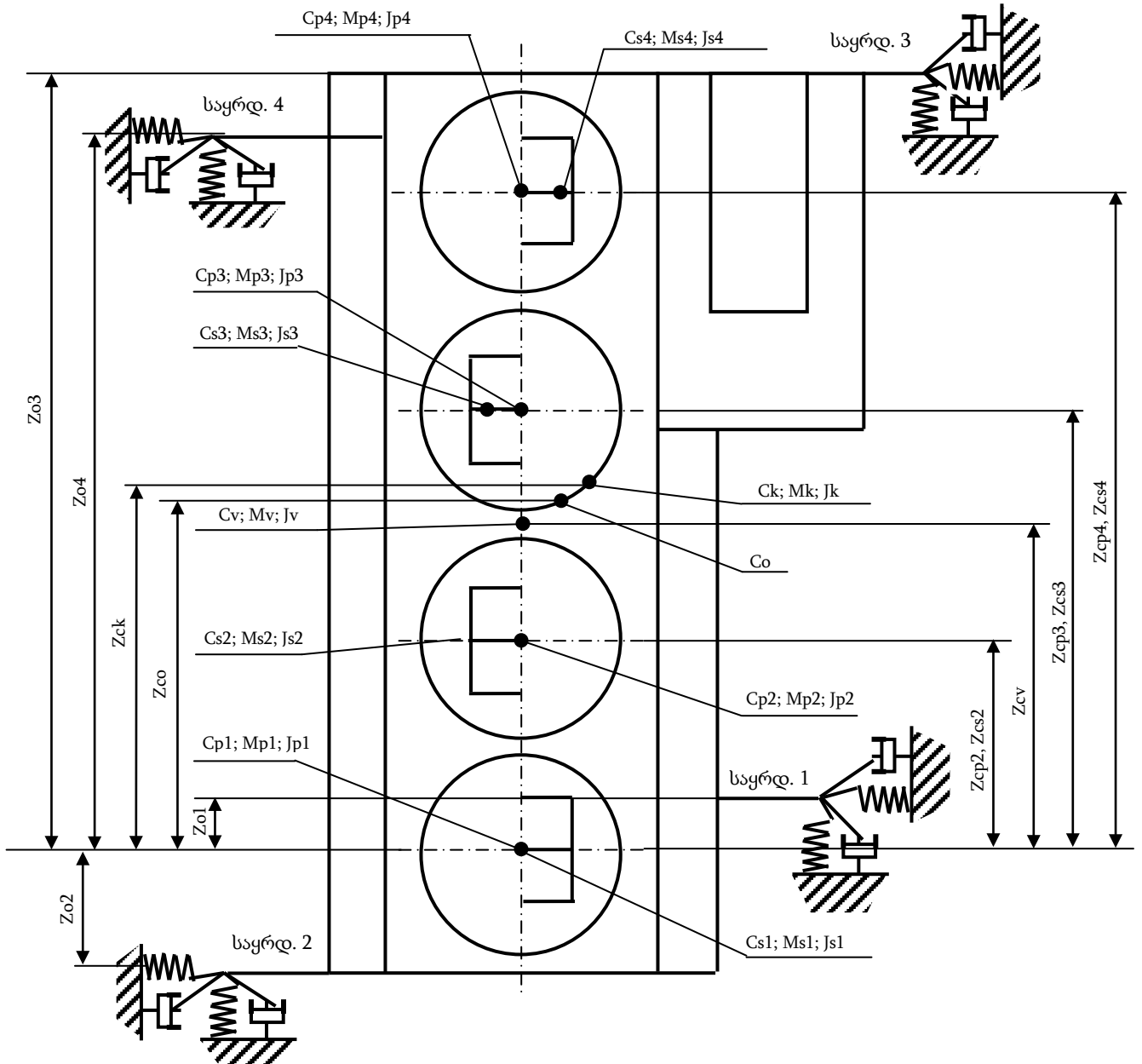
q₆- აგრეგატის გადახრის კუთხე Y₀Z სიბრტყეში;

q₇- ძრავის მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხე.

კონსტრუქციაში მოქმედი ძალური ფაქტორების მუშაობა შეიძლება გამოისახოს შემდეგი სახით

$$\delta A = \delta A = \sum_{i=1}^4 \left[(P_{Ti} \cdot F - P_{ci}) \frac{dS_i}{dq_7} - (M_c + M_e) \right] \cdot \delta q_7 - M_e \cdot \delta q_4$$

სადაც P_{r_i} - გაზის წნევაა i - ურ ცილინდრში,
 P_{c_i} - i - ურ ცილინდრში i - ური დგუმის გადაადგილების წინააღმდეგობის ძალაა;
 M_c - მუხლა ლილვის ბრუნვის წინააღმდეგობის მომენთია საყრდენ საკისრებში;
 M_e - მუხლა ლილვზე მოქმედი გარე დატვირთვის მომენთია;
 δS_i - i - ური დგუმის სვლის ვირტუალური ნაზრდია.



ნახ.7. დრეკად საყრდენებზე განლაგებული ოთხცილინდრიანი ძრავის საანგარიშო სქემა (ზედხედი)

თუ დავუშვებთ, რომ მუხლა ლილვი საკუთარი ღერძის მიმართ ბრუნავს წინასწარ ცნობილი კანონის მიხედვით, შესაძლებელია მოვახდინოთ მისი მობრუნების კუთხის გამორიცხვა სისტემის თავისუფალი კინემატიკური პარამეტრების რიცხვიდან და გადავიდეთ სისტემის კინემატიკური დატვირთულობის ანალიზზე, ანუ დატვირთულობაზე, როდესაც მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხის ცვლილებას ვინარჩუნებთ წინასწარ ცნობილი კანონის მიხედვით. ამასთან ის გარე ძალები, რომლებიც უზრუნველყოფენ მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხის ცვლილების მოცემულ კანონს პირდაპირი სახით არ მონაწილეობენ დინამიკის მიღებულ განტოლებებში.

უქმ სვლაზე გარე დატვირთვის მომენტი ტოლია ნულის, ხოლო ინდიკატორული მომენტი შიგა მექანიკური დანაკარგების მომენტს უდრის. ინდიკატორული მომენტის მყისიერი სიდიდეები განისაზღვრება გაზების დაწნევის ძალის მყისიერი მნიშვნელობებით, რომლებიც იცვლება ძრავის მუშა ციკლის განმავლობაში. ძალთა ბალანსის დამყარებისათვის შესაბამისი მექანიკური დანაკარგების მომენტის ცვლილება ყოველთვის რამდენადმე ჩამორჩება ინდიკატორული მომენტის ცვლილებას.

ამრიგად, მუხლა ლილვის ბრუნვის საშუალო სიხშირის დროს მისი მყისიერი სიჩქარე ვარირებას განიცდის მუშა ციკლის განმავლობაში. თუ ვიგულისხმებთ, რომ მუშა ციკლები სხვადასხვა ცილინდრებში და შემდგომი ციკლები ერთ ცილინდრში მთლიანად იდენტურია, ხოლო მბრუნავი დეტალების ინერციის მომენტები უზრუნველყოფენ ბრუნვის მცირე უთანაბრობას, გამოყენებული იყო დაშვება მუხლა ლილვის ბრუნვის კუთხური სიჩქარის მუდმივობის და მობრუნების კუთხის წრფივი კანონით ცვლილების შესახებ. ძრავის საყრდენებში დრეკადი ელემენტების დემპფირების გათვალისწინების მიზნით ჩამაგრების შესაბამის წერტილებში მოდებულია გარე ძალები, რომლებიც გამოისახა ხაზოვანი დემპფირების კოეფიციენტის ნამრავლით შესაბამისი საყრდენის დეფორმაციის სიჩქარეზე. ეს ძალები ელემენტარულად გამოისახებიან სისტემის ძირითადი კინემატიკური პარამეტრების და კონსტრუქციის საჭირო გეომეტრიული ზომებით.

შემდეგ განყოფილებაში წარმოდგენილია ძალური აგრეგატის დინამიკის ძირითადი განტოლებების შედგენა ძრავის მასური და ინერციული მახასიათებლების გათვალისწინებით ლაგრანჟის მეთოდის მიხედვით. ლაგრანჟის მეორე გვარის განტოლებას აქვს სახე

$$\frac{\partial L}{\partial q_i} - \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) = Q_i \quad ,$$

სადაც q_i - განზოგადოებული გადაადგილება;

L - ლაგრანჟის ფუნქციაა, რომელიც გამოისახება

$$L=T-U,$$

სადაც T и U - სისტემის კინეტიკური და პოტენციური ენერგიებია შესაბამისად;

Q_i - i -ური განზოგადოებული გადაადგილების შესაბამისი განზოგადოებული ძალაა.

საკვლევ კონსტრუქციაში პოტენციური ენერგია გროვდება მხოლოდ დრეკად საყრდენებში. ის განისაზღვრება როგორც ყველა თორმეტი დრეკადი ელემენტის ენერგიების ჯამი

$$U = \frac{1}{2} \cdot \sum_{i=1}^4 [Cx_i \cdot (\Delta x_i)^2 + Cy_i \cdot (\Delta y_i)^2 + Cz_i \cdot (\Delta z_i)^2]$$

სადაც $\Delta x_i, \Delta y_i, \Delta z_i$ - შესაბამისი საყრდენების დაგრძელებებია, $i = 1.. 4$;

Cx_i, Cy_i, Cz_i - შესაბამისი საყრდენების სიხისტის კოეფიციენტებია, $i = 1..4$.

საყრდენების დაგრძელებები გამოისახება განზოგადოებული გადაადგილებებით კონსტრუქციის გეომეტრიული ზომების გათვალისწინებით.

სისტემის კინეტიკური ენერგია წარმოადგენს მისი ცალკეული ელემენტების კინეტიკური ენერგიების ჯამს

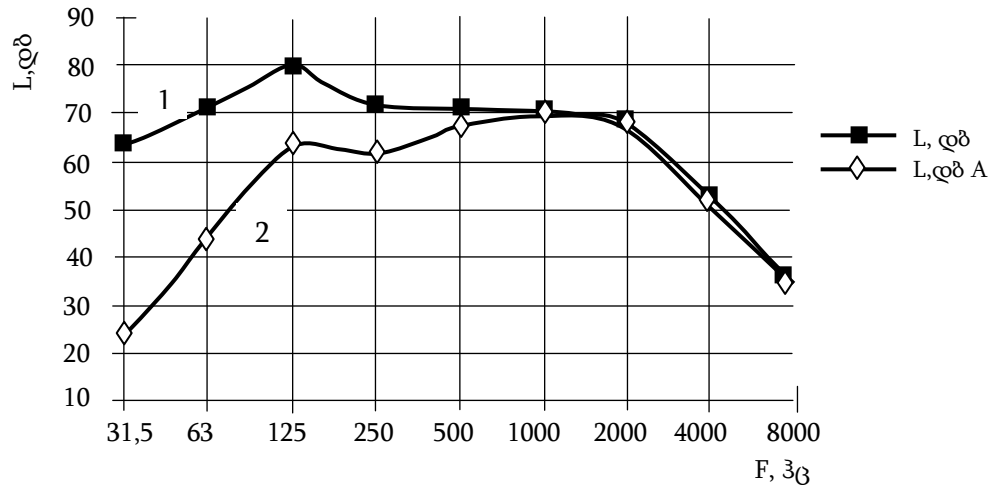
$$T_a = T_k + T_v + \sum_{i=1}^4 T_{si} + \sum_{i=1}^4 T_{pi}$$

სადაც T_k, T_v, T_{si}, T_{pi} - შესაბამისად, კორპუსის, მუხლა ლილვის, ბარბაცას და დგუშის კინეტიკური ენერგებია, რომლებიც გამოისახებიან განზოგადოებული გადაადგილებებით კონსტრუქციის კინემატიკური პარამეტრების გათვალისწინებით.

მესამე თავის მესამე განყოფილებაში მოყვანილია ძალური აგრეგატის მოძრაობის განტოლებების ამოხსნის ალგორითმი რუნგე-კუტას რიცხვითი მეთოდით, რომლის უპირატესობას მაღალი სიზუსტე და დამრგვალების ცდომილებების მიხედვით გათვლების საკმარისი მდგრადობა წარმოადგენს. ყველა გამოთვლა და შედეგების მიღება შეიძლება შესრულდეს პროგრამულ კომპლექსში „ელიერი“, რომლის დანიშნულებაც მრავალკომპონენტური მექანიკური სისტემების დინამიკური და კინემატიკური ანალიზი. მოცემულ პროგრამულ კომპლექსთან მუშაობის ძირითად უპირატესობას წარმოადგენს საანგარიშო მოდელის შექმნის საკმაოდ მარტივი ხერხი, რომელიც მაქსიმალურადაა მიახლოებული კონსტრუირების თრადიციულ მეთოდებთან. ამასთან კლასიკური მექანიკის ფარგლებში ავტომატურად ფორმირდებიან მოძრაობის ზუსტი განტოლებები, რომელთა ამოხსნა შემდგომ ხდება რიცხვითი მეთოდებით. ეს კი საშუალებას გვაძლევს თავიდან ავიცილოთ გარკვეული პრობლემები, რომლებიც უკავშირდება რთულ გარდაქმნებს პოტენციური და კინემატიკური ენერგიების გამოსახულებებში და მათ შემდგომ დიფერენცირებას განზოგადოებული კოორდინატების და დროის მიხედვით.

მეოთხე თავი შეიცავს ექსპერიმენტალური კვლევის ობიექტის აღწერას, რომელიც წარმოადგენს ავტომობილ „ოპელ-ვექტრას“. აღწერილია ავტომობილის გარე ხმაურის ექსპერიმენტალური გამოკვლევის მეთოდიკა. წარმოდგენილია გარე ხმაურის გაზომვის შედეგები, სადაც ნაჩვენებია, რომ ავტომობილ „ოპელ-ვექტრას“ გარე ხმაურის დონე სტანდარტული პირობებისათვის შეადგენს 77 დბA-ს, რაც აჭარბებს გაეროს ევროპის ეკონომიკური კომისიის მიერ დადგენილ თანამედროვე სანიტარულ ნორმებს (74 დბA). აგრეთვე წარმოდგენილია სტანდარტულ პირობებში მოძრავი ავტომობილის ხმაურის სპექტრი ოქტავურ სიხშირეების ზოლში (ნახ.8. მრუდი 1). ნახაზიდან ჩანს, რომ სპექტრული მდგენელების ხმაურის ყველაზე მაღალი დონეები მდებარეობს ოქტავებში,

რომელთა საშუალო გეომეტრიული სიხშირე 125 - 1000 ჰერცია. თუმცა „ A“ მახასიათებლის მიხედვით ხმაურშოშომის შესწორებების გათვალისწინებით (ნახ.8, მრუდი 2) შეიძლება გავაკეთოთ დასკვნა, რომ ბგერის ყველაზე მაღალი დონე შეესაბამება სპექტრალურ მდგენელებს 500-2000 ჰერცის ოქტავურ დიაპაზონში. აქედან გამომდინარე - ავტომობილის გარე ხმაურის შემცირების მიზნით პირველ რიგში საჭიროა სწორედ ამ მდგენელების შემცირება.

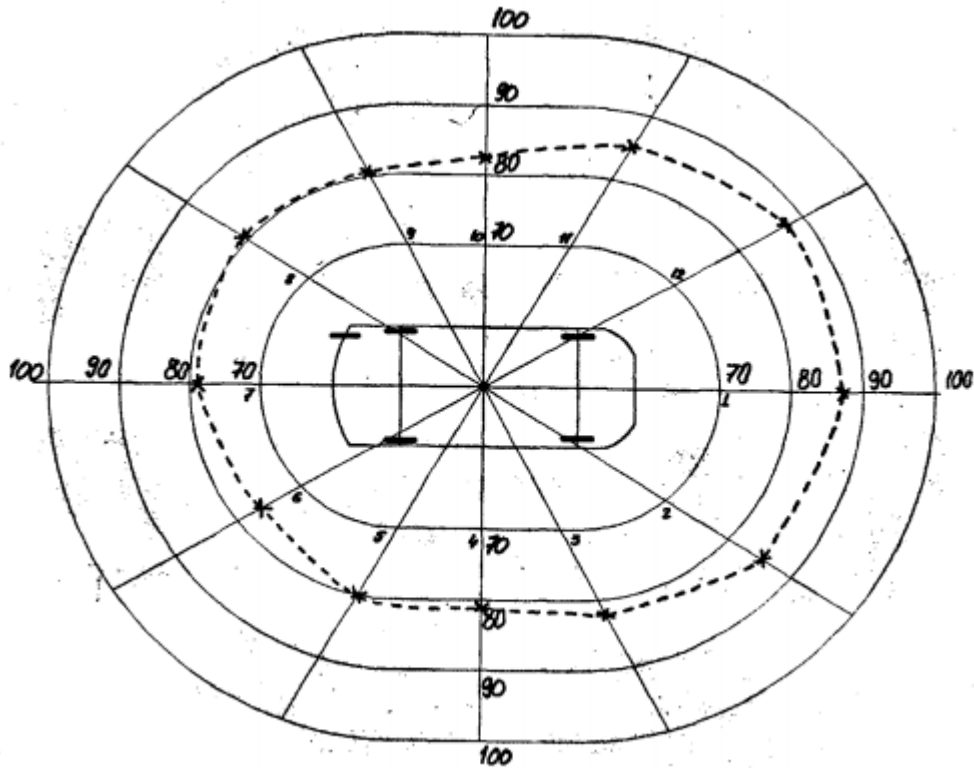


ნახ.8. ავტომობილ „ოპელ-ვექტრას“ გარე ხმაურის და ბგერის ოქტავური სპექტრები

ავტომობილის ბგერის დონის გაზომვების შედეგად გარე ზედაპირიდან 1 მ. მანძილზე 12 წერტილში, დაუტვირთავი მუშა ძრავის შემთხვევაში, როდესაც მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირეა 4500 1/წთ, განისაზღვრა ავტომობილის ხმაურის ველი (ნახ.9). გამოვლინდა, რომ ხმაურის ველის უთანაბრობა შეადგენს 10 დბA-ს, ხოლო გამოსხივებული ხმაურის უდიდესი სიმძლავრე გვაქვს ავტომობილზე ძრავის დაყენების მხრიდან (წინა მარცხენა მხარე).

ავტომობილის მოძრაობის დროს მიღებული ხმაურის (ნახ.9.) და ხმაურის ველის (ნახ.10) სპექტრების ანალიზმა გვაჩვენა, რომ ხმაურის გამოსხივება ავტომობილის მოძრაობის ღერძიდან მარჯვენა და მარცხენა მხარეებზე მცირედ განსხვავდებიან. ამასთან, მარჯვენა მოძრაობის დროს ფეხმავალი მოქალაქეები და ურბანული შენობა-ნაგებობები განლაგებული არიან ავტომობილის მარჯვენა მხარესთან უფრო ახლოს, რის გამოც სიმეტრიული ხმაურის ველის შემთხვევაში გაზრდილია მათზე მოქმედი ბგერითი დატვირთვის დონე. იგივე შეიძლება ითქვას ხმაურის გამოსხივებაზე ავტომობილის წინა-უკანა და გვერდით მხარეებზე. ამიტომ კონცეპტუალურ დონეზე განხილულია საკითხი ავტომობილის ისეთი ხმაურის ველის შესახებ, რომელიც გათვალისწინებდა არა მარტო ბგერის დასაშვებ დონეს, არამედ საგზაო მოძრაობის ორგანიზაციასაც და გაზრდიდა ინფორმაციულობას ავტომობილის გზაჯვარედინებზე და საფეხმავლო გადასასვლელებზე მიახლოების შემთხვევაში. ხმაურის ასეთი ველის ფორმირება შესაძლებელია არა ხმაურის შემცირების გზით (რაც საკმაოდ ძვირია), არამედ

გამოსხივებული ბგერითი ენერგიის გადანაწილებით სწპეციალური აკუსტიკური ეკრანების მეშვეობით.

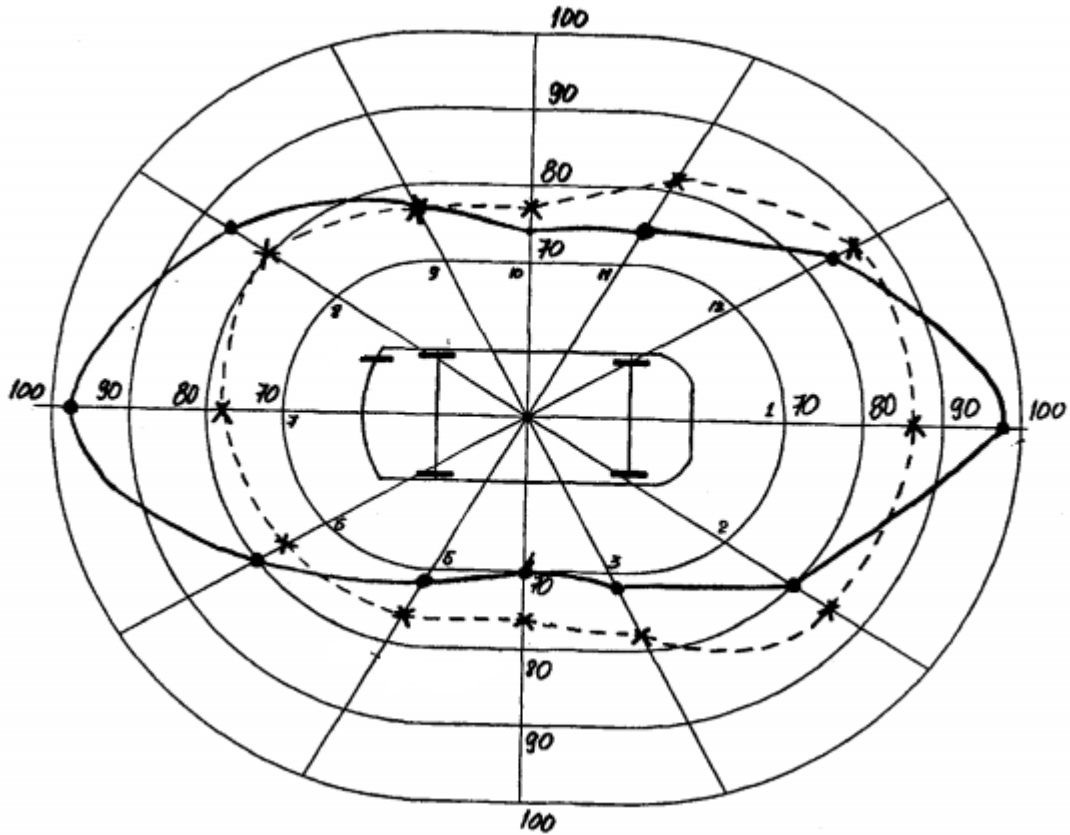


ნახ.9. ავტომობილ „ოპელ-ვექტრას“ ხმაურის ველი გარე ზედაპირიდან 1 მ. მანძილზე

შეიძლება დავასკვნათ, რომ აღნიშნული მეთოდის გამოყენებით შესაძლებელია ავტომობილის გარე ხმაურის საერთო დონის შემცირება გაზომვის სტანდარტულ წერტილებში ისე, რომ არ შემცირდეს მისი ხმაურის წყაროების ხმაურის დონეები. საჭიროა მხოლოდ ხმაურის ენერგია გადანაწილდეს მარჯვნიდან მარცხნივ და მოძრაობის მიმართულებით (უკან და წინ).

ამ კონცეფციის შესაბამისად ავტომობილის ბგერითი ენერგიის განაწილების შემთხვევაში შესაძლებელია მივიღოთ ხმაურის დონე ავტომობილის მოძრაობისას მისი გრძივი ღერძიდან 7,5 მ. მანძილზე მარცხენა მხრიდან 74 დბA(ნახ.10 წერტილი 10), ხოლო მარჯვენა მხრიდან - 70 დბA (ნახ.10, წერტილი 4),წინიდან და უკანიდან 97,5 დბA (წერტილები 1 და 7).

რაციონალური ხმაურის ველი აგებულია ემპირიულად. ყოველი ტიპის ავტომობილისათვის რაციონალური ხმაურის ველის და მისი კონფიგურაციების აგების მეთოდის დამუშავება შეიძლება იყოს ცალკე აღებული გამოკვლევების სამომავლო თემა.



ნახ. 10. ავტომობილ „ოპელ-ვექტრას“ ხმაურის ველი --x-- და შემოთავაზებული რაციონალური ხმაურის ველი —●— 7,5 მ. მანძილზე

სტანდარტულ პირობებთან მიახლოების და მეთოდის გამარტივების მიზნით ექსპერიმენტული კვლევების საფუძველზე შემოთავაზებულია შემდეგი გამოსახულებები:

ა) ხმაურის დონის გასაზომად სხვადასხვა მანძილებზე ავტომობილის გრძივი ღერძიდან:

$$L_x = L_l - 20 \lg \frac{(0,5b+r_x)}{(0,5b+r_l)}$$

სადაც L_x - ბგერის დონეა საანგარიშო წერტილში, დბA;

L_l - ბგერის ცნობილი დონეა ავტომობილიდან r_l მანძილზე, დბA;

r_x - მანძილია ავტომობილის გვერდითი ზედაპირიდან საანგარიშო წერტილამდე, მ;

r_l - მანძილია ავტომობილის გვერდითი ზედაპირიდან იმ წერტილამდე, სადაც ბგერის დონე ცნობილია მ;

b - ავტომობილის სიგანეა, მ.;

ბ) ავტომობილის ხმაურის დონის დამოკიდებულება ძრავის მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირეზე :

$$L_n = L_{n1} + 5 \cdot \frac{n-n_1}{1000}$$

სადაც L_{nl} - ბგერის დონე ძრავის ცნობილ რეჟიმზე, დბA;

n_l - ძრავის მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირე, რომელზედაც გაზომილია ან ცნობილია ბდერის დონე, 1/წთ ;

n - ძრავის მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირე საანგარიშო რეჟიმზე, 1/წთ ;

გ) ბგერის დონის კავშირი პარკირების რეჟიმზე და მოძრაობის დროს 7,5 მ. მანძილზე ავტომობილის გრძივი ღერძიდან :

$$L_{\theta} = L_{\varphi} + 6,5(-1; +2,5)$$

სადაც L_{θ} - ბგერის დონე ავტომობილის მოძრაობის დროს, დბA;

L_{φ} - ბგერის დონე ავტომობილის დგომის დროს, დბA;

ეს გამოსახულებები საშუალებას გვაძლევს გამარტივებული მეთოდიკებით ჩატარებული ექსპერიმენტების შედეგები თუნდაც პირველი მიახლოებით დავიყვანოთ სტანდარტულ პირობებამდე (პარკირებაზე ძრავის სხვადასხვა სიჩქარითი რეჟიმებით მუშაობა და ავტომობილისაგან სხვადასხვა მანძილებზე)

საერთო დასკვნები და რეკომენდაციები

1. ტექნიკური პროგრესი განუწყვეტლად არის დაკავშირებული ხმაურის დონის ზრდასთან გარემოში, რაც ამცირებს ადამიანების შრომის ნაყოფიერებას იწვევს წუნს სამუშაოების შესრულების პროცესში და სტიმულირებს გარკვეული დაავადებების განვითარებას.

2. დადგინდა, რომ დღეისათვის საქართველოში ექსპლუატაციაში მყოფი სატრანსპორტო საშუალებების რაოდენობამ 1 200 000 ერთეულს გადააჭარბა, მათ შორის ნახევარზე მეტს საშუალო და დაბალი კლასის (ძრავის მოცულობა 1,5 – 2,5 ლიტრი) და 10 წელზე მეტი ხნის ავტომობილები წარმოადგენენ, რომელთა გარე ხმაურის დონე მნიშვნელოვნად აჭარბებს გაეროს ეეკ-ის სტანდარტით დადგენილ დასაშვებ ნორმას (74 დბ (A)).

3. მსუბუქი ავტომობილის ხმაური განისაზღვრება მთელი რიგი კვანძების და სისტემების მუშა პროცესებით. ამასთან, ავტომობილის სხვადასხვა რეჟიმებზე მუშაობისას ხმაურის მიხედვით შეიძლება დომინირებდეს სულ სხვადასხვა წყაროები. ასე რომ, თუ მოძრაობის სიჩქარე 60-70 კმ/სთ - ია დომინანტი ძრავის ხმაურია, ხოლო თუ სიჩქარე 80-90 კმ/სთ - ზე მეტია, მაშინ საერთო ხმაურში დომინირებს საბურავების ხმაური.

4. მათემატიკური მოდელირების საფუძველზე გაითვალა იმ ჯამური შემამფოთებელი ძალების მნიშვნელობები და აიგო გრაფიკები, რომლებიც მოქმედებენ ავტომობილის შიგაწვის ძრავზე მუხლა ლილვის შკივის და მქნევარას სიბრტყეებში და წარმოიშობიან გაუწონასწორებელი მბრუნავი მასების ინერციის ძალების გავლენით.

5. შიგაწვის ძრავში მიმდინარე მუშა პროცესების და სხვა დინამიკური ძალების მიერ ფორმირებული ვიბროსიგნალების ამპლიტუდურ-სიხშირითი მახასიათებლების

კვლევის შედეგად გამოვლინდა, რომ მქნევარას სიბრტყეში დისბალანსის 10 გრ/სმ - ით გაზრდის შემთხვევაში ამპლიტუდების გაზრდა საშუალოდ იზრდება 25 % - ით.

6. დადგინდა, რომ უქმი სვლის სტაციონარულ რეჟიმზე მუშაობის დროს ძრავის რხევის ვერტიკალური ვიბროსიჩქარეების ამპლიტუდებს და მუხლა ლილვის და მასთან ერთად მბრუნავი მასების დისბალანსს შორის არსებობს წრფივი დამოკიდებულება. ამიტომ ვიბროსიჩქარეების ამპლიტუდის გაზრდა და მაქსიმალური მნიშვნელობის ამპლიტუდის ფაზა საშუალებას გვაძლევს განვსაზღვროთ ძრავის მბრუნავი შეუწონასწორებელი მასების სიდიდე და და განლაგების კუთხე კორექციის სიბრტყეებში (შკივის და მქნევარას სიბრტყეები).

7. დამუშავდა ძრავის ავტომობილის ჩარჩოზე დამაგრების დრეკადი საყრდენების ორიგინალური კონსტრუქცია, რომელიც არსებული მოდელებისაგან გამოირჩევა იმით, რომ კონუსური გეომეტრიული ფორმის გამო აქვს დრეკადობის და დემპფირების არაწრფივი მახასიათებელი, რაც იძლევა ჩასახშობი ვიბრაციული ველის ამპლიტუდურ სიხშირული დიაპაზონის გაზრდის საშუალებას;

8. დამუშავებულია დრეკად საყრდენებზე შიგაწვის ძრავის რხევების მოდელირების მეთოდიკა, რომელიც ითვალისწინებს ძალური აგრეგატის მასითი და ინერციული მახასიათებლების ცვალებადობას მრუდხარა-ბარბაცა მექანიზმის კინემატიკური ცვალებადობის, მოძრავი ერთსახელა დეტალების მასების ტექნიკური არაიდენტურობის და საყრდენების დრეკადი ელემენტების პარამეტრების განსხვავებულობის გამო.

9. ავტომობილ ოპელ-ვექტრასათვის აგებულმა ხმაურის ველის ანალიზმა აჩვენა, რომ ავტომობილის გარშემო ხმაურის ველის უთანაბრობა 10 დბ(A) - მდე აღწევს. ბგერის გამოსხივების ყველაზე მაღალი სიმძლავრე შიგაწვის ძრავის განლაგების მხრიდან შეიმჩნევა. შემოთავაზებულია ხმაურის ველის რაციონალური სქემა;

10. გამოვლინდა, რომ ბგერის დონეზე ყველაზე უფრო დიდ გავლენას ძრავის მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირე ახდენს. დადგინდა, რომ მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირის ყოველი 1000 ბრ/წთ - ით გაზრდის შედეგად ავტომობილ ოპელ-ვექტრას გარე ხმაურის დონე 5 დბ(A) - თი იზრდება; ხმაურის დონის ზრდა კიდევ უფრო ინტენსიურია ექსპლუატაციაში 10 წელზე მეტი ხნით მყოფი ავტომობილებისათვის;

11. მიღებულია ავტომობილ ოპელ-ვექტრას ხმაურის სპექტრები მოძრაობის პროცესში. გამოვლინდა, რომ ამ ტიპის ავტომობილებისათვის გარე ხმაურის დონე ძირითადად განისაზღვრება ოქტავური ზოლებით, რომელთა საშუალო გეომეტრიული სიხშირეები 500, 1000 და 2000 ჰერცია;

12. ექსპერიმენტული კვლევების საფუძველზე შემოთავაზებულია ემპირიული დამოკიდებულებები, რომელთა საშუალებით შესაძლებელია პარკირებაზე მდგომი უძრავი ავტომობილის ბგერის დონეების დაყვანა სტანდარტულამდე, ხმაურის გაზომვის წერტილის მდებარეობის მანძილზე და შიგაწვის ძრავის ბრუნვის სიხშირეზე დამოკიდებულებით;

13. კვლევის შედეგების ანალიზი საშუალებას გვაძლევს დავასკვნათ, რომ დამუშავებული მეთოდიკები შესაძლებელია წარმატებით იყოს გამოყენებული გარე ხმაურის განსასაზღვრად არა მარტო ავტომობილისათვის „ოპელ-ვექტრა“ არამედ სერიული წარმოების შესაბამისი კლასის (ძრავის მოცულობა 1,8 – 2,5 ლ) ავტომობილებისთვისაც, რაც საგრძნობლად შეამცირებს დანახარჯებს ავტომობილის

ეკოლოგიურ გამოცდებზე მისი გარე ხმაურის დონის დასაშვებ სიდიდეებთან შესაბამისობის თვალსაზრისით, რაც მეტად მნიშვნელოვანია სატრანსპორტო საშუალებების საყოველთაო ტექნიკური დათვალიერების პროცესში, რომლის შემოღებასაც საქართველოს მთავრობა მომავალი 2018 წლიდან გეგმავს.

დისერტაციის ძირითადი შედეგები გამოქვეყნებულია შემდეგ ნაშრომებში:

1. მ. ბარაბაძე, რ. თოფურია, თ. კოჩაძე **ავტოსატრანსპორტო ძრავის ხმაურისდონის განსაზღვრა და შეფასება.** საერთაშორისო სამეცნიერო-პრაქტიკული კონფერენცია „თანამედროვე საინჟინრო ტექნოლოგიები და გარემოს დაცვა“. შრომების კრებული. 19-20.05 2016 წ. ქუთაისი. საქართველო.
2. მ. ბარაბაძე, რ. თოფურია, თ. კოჩაძე **სატრანსპორტო ენერგეტიკული დანადგარში ხმაურის წარმოქმნა და მისი განსაზღვრის მეთოდი.** IV საერთაშორისო სამეცნიერო კონფერენციის „ენერგეტიკა: რეგიონული პრობლემები და განვითარების პერსპექტივები“ მოხსენებების კრებული. 29.10.2016წ. ქუთაისი.
3. თოფურია რ., ბარაბაძე მ. **ავტომობილების და საავტომობილო ნაკადების თბური და ელექტრომაგნიტური გამოსხივება გარემოში.** საერთაშორისო სამეცნიერო-პრაქტიკული ინტერნეტ-კონფერენციის „რეგიონალური ტურიზმის პრობლემები და განვითარების პერსპექტივები“ შრომები, ქუთაისი, აწსუ 2017. www.ttconf.ge
4. Barabadze M., Topuria R., Kochadze T. MATHEMATICAL DESCRIPTION OF VIBRO-ACOUSTIC PROCESSES OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE. International virtual journal for science, technics and innovations for the industry “MACHINES TECHNOLOGIES MATERIALS”. YEAR IX, Issue 9/2015. WWW.mech-ing.com/journal.
5. Barabadze M., Topuria R., Kochadze T. DETERMINING THE INFLUENCE OF VIBRO-ENERGY OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE ON CAR SUPPORTS AND FRAME. International journal for science, technics and innovations for the industry “MACHINES TECHNOLOGIES MATERIALS”. YEAR X, Issue 4/2016. WWW.stumejournals.com
6. Topuria R., Sharabidze I., Kochadze T., Barabadze M. THE NOISE FROM VEHICLES AND TRANSPORT FLOW. International scientific journal “transport&MOTAUTO WORLD”. YEAR II, Issue 1/2017. WWW.stumejournals.com
7. Kochadze T., Topuria R., Barabadze M., ACOUSTIC METHOD OF NOISE DETERMINATION IN THE INTERNAL COMBUSTION ENGINES OF VEHICLES. Conference on Transport Sciences Győr 2017, Széchenyi István University, Győr, Hungary. 2017. <http://ko.sze.hu/konferencia-2017>