

გიორგი უსანეთაშვილი

დიზელ- და ელექტრომატარებლების ვაგონების სამუხრუჭო ეფექტის  
გაუმჯობესება ბერკეტული გადაცემის და ხელის მუხრუჭის  
კონსტრუქციული სრულყოფით

დოქტორის აკადემიური ხარისხის მოსაპოვებლად წარმოდგენილი  
დისერტაციის

ავტორ ეფერატი

სადოქტორო პროგრამა „ტრანსპორტი“ 0407

თბილისი

2015 წელი

ხელმძღვანელი: პროფ. ა. შარვაშიძე

პროფ. თ. გრიგორაშვილი

რეცენზენტები: პროფ. ს. კარიპიდისი

ტ.მ.კ. თ ნათენაძე

დაცვა შედგება 2015 წლის ..... საათზე

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობის ფაკულტეტის სადისერტაციო საბჭოს კოლეგიის სხდომაზე, კორპუსი I აუდიტორია.....

მისამართი: 0175, თბილისი, კოსტავას 77.

დისერტაციის გაცნობა შეიძლება სტუ-ს ბიბლიოთეკაში,

ხოლო ავტორეფერატისა - ფაკულტეტის ვებგვერდზე

სადისერტაციო საბჭოს სწავლული მდივანი,

ასოცირებული პროფესორი

დავით ბუცხრიკიძე

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

ხელნაწერის უფლებით

## სამუშაოს ზოგადი დახასიათება

სამუშაოს აქტუალურობა დღეისათვის რკინიგზაზე არსებული ელექტრომატარებლების ვაგონების ბერკეტული გადაცემებისა და დიზელმატარებლების ვაგონების ხელის მუხრუჭის კონსტრუქციული გაუმჯობესება ექსპლუატაციაში სამუხრუჭე სისტემების მუშაობის საიმედოობის ამაღლების თვალსაზრისით წარმოადგენს მნიშვნელოვან და აქტუალურ საკითხს.

### დისერტაციის მიზანია:

- ელექტრომატარებლის ვაგონის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემისა და დიზელმატარებლის ვაგონის ხელის მუხრუჭის კონსტრუქციული გაუმჯობესება;
- ელექტრომატარებლის ვაგონის ოპტიმალური სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის რეალური დინამიკური მოდელის და ღრეჩოში მიმდინარე დამატებითი მოძრაობების დიფერენციალური განტოლებების ფორმირება;
- დიფერენციალურ განტოლებათა საფუძველზე რეალური რეაქციის, ინერციის ძალებისა და ინერციის მომენტების მნიშვნელობათა დადგენა.

სადისერტაციო თემის კვლევის მეთოდიკა - ემყარება ვაგონების დინამიკის საკითხებში მომუშავე ცნობილ მეცნიერთა კვლევის მეთოდებს, რის საფუძველზეც გამოკვლეულ იქნას გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის კინემატიკა და დინამიკა, დამატებითი მოძრაობები სახსრულ შეერთებების ღრეჩოებში და ჩამოყალიბდა საკვლევი ობიექტის მათემატიკური აპარატი.

ნაშრომის მეცნიერული სიახლე - დამუშავებულ იქნა ელექტრომატარებლის ვაგონის ბერკეტული სამუხრუჭე გადაცემის და დიზელმატარებლის ვაგონის ხელის მუხრუჭის დინამიკური კვლევის მათემატიკური აპარატი და განსაზღვრულ იქნა რეალური სამუხრუჭე კვანძის კინეტიკური ენერგია; შექმნილ იქნა ელექტრომატარებლის ვაგონის გაუმჯობესებული სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის დინამიკური დატვირთვის სქემა; შექმნილ იქნა დიზელმატარებლების ვაგონის გაუმჯობესებული ხელის მუხრუჭის მოდელი და მოხდა მისი კინემატიკური

პარამეტრების მათემატიკური ანალიზის საფუძველზე სინთეზის ამოცანის გადაწყვეტა; ჩატარებული მათემატიკური კვლევების შედეგად ფორმალიზებულ იქნა ელექტრომატარებლის ვაგონის ბერკეტული სამუხრუჭე გადაცემის გაუმჯობესებული კვანძის სახსრული გადაცემების ღრეჩოებში არსებულ მიმდინარე დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებები.

**დისერტაციის პრაქტიკული ღირებულება** - სადისერტაციო ნაშრომში მიღებულ შედეგებს ექნება მნიშვნელოვანი პრაქტიკული ღირებულება წარმოებაში დანერგვის შემთხვევაში ვინაიდან საქმე გვაქვს შედარებით გამარტივებულ კონსტრუქციებთან და შესაბამისად მცირდება ვაგონის მასა, მათი დამზადება წარმოებას კი მისცემს ეკონომიკურ ეფექტს; სამუშაოს პრაქტიკულ ღირებულებას ადასტურებს გაუმჯობესებული ბერკეტული სამუხრუჭე გადაცემის ავტორისეული გადაწყვეტა, რომელიც ასახულია პატენტში და სადისერტაციო ნაშრომში წარმოდგენილია დანართის სახით.

**ნაშრომის აპრობაცია** - სადისერტაციო ნაშრომის ძირითადი დებულებები მოხსენებული და განხილულ იქნა: საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის სტუდენტთა 81-ე ღია საერთაშორისო სამეცნიერო-ტექნიკურ კონფერენციაზე (2013 წ.); საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობის ფაკულტეტის სარკინიგზო ტრანსპორტის დეპარტამენტის სხდომებზე და კოლოქვიუმებზე (2013, 2014 წ.წ.).

**პუბლიკაცია** - დისერტაციის მასალების მიხედვით გამოქვეყნებულია 7 სამეცნიერო ნაშრომი.

**ნაშრომის მოცულობა და სტრუქტურა** - დისერტაცია მოიცავს რეზიუმეს (ქართულ და ინგლისურ ენებზე), შინაარსს, ცხრილების ნუსხას, ნახაზების ნუსხას, მადლიერებას, შესავალს, ლიტერატურის მიმოხილვას, შედეგებსა და მათ განსჯას 3 თავით, დასკვნას, გამოყენებული ლიტერატურის სიას და დანართს.

ნაშრომი წარმოდგენილია 137 გვერდზე, მათ შორის 1 ცხრილი, 13 ნახაზი და დანართი 10 გვერდზე.

## ნაშრომის მოკლე შინაარსი

რეზიუმეში მოცემულია ნაშრომის შესრულების საფუძველზე მიღებული ძირითადი შედეგები და მათი პრაქტიკული ღირებულებები.

შესავალში დასაბუთებულია თემის აქტუალურობა და მოკლედ არის გადმოცემული დისერტაციის არსი.

ლიტერატურის მიმოხილვა - გაზრდილი ტვირთბრუნვისა და მგზავრთა ნაკადის პირობებში, დღის წესრიგში დადგა სარკინიგზო ტრანსპორტის ტექნიკური გაუმჯობესება და მოძრაობის უსაფრთხოების უზრუნველყოფა. ამ მიმართულებით საჭიროა ვაგონის სამუხრუჭო და მექანიკურ გადაცემათა კონსტრუქციული სრულყოფა. ვაგონის ძარის, მისი რომელიმე მექანიკური გადაცემის, ურიკის ან სხვა დანადგარის შესახებ მსჯელობენ არა მარტო მისი საპროექტო სიმძლავრეებისა და მაჩვენებლების მიხედვით, არამედ იმ ჯამური რესურსებითაც, რომელიც აუცილებელია მოცემული ერთეულის საიმედო უმტყუნებო მუშაობისათვის. ეს მიდგომა დიაგნოსტიკური ხასიათისაა და ითვალისწინებს გადაცემების ან დანადგარების მომავალი ალბათური ხასიათის მტყუნებების დასაწყისშივე აღკვეთას საპროექტო მაჩვენებლების გაანგარიშების პირველივე ეტაპზე. გაანგარიშებაში უნდა ჩაიდოს ისეთი მოვლენების გამოკვლევა, რომლებიც ექსპლუატაციის დროს შეძენილ მოვლენებად ითვლებიან და მეტად უარყოფით გავლენას ახდენენ დინამიკურ მაჩვენებლებზე და ფუნქციონალური შესრულების სიზუსტეზე. ასეთ მოვლენებად შეიძლება ჩაითვალოს მექანიკური გადაცემების სახსრული შეერთების ელემენტების ცვეთა და ცვეთის შედეგად ღრეჩოს გეომეტრიული ზომის გაზრდა, ღრეჩოთი გამოწვეული გაზრდილი რეაქციის ძალები, მეტად დატვირთული ბერკეტებისა და ღეროების ღუნვითი და გრეხითი დეფორმაციები და ა.შ.

სარკინიგზო გამწვევი მოძრავი შემადგენლობების და ვაგონების დინამიკის ზოგიერთი ფუნდამენტალური საკითხები XIX საუკუნის დასასრულსა და XX

საუკუნის დასაწყისში გადაჭრილი იქნა ცნობილ მეცნიერთა მიერ. ნ. პეტროვის, კ. ცეგლინსკის, ა. ხოლოდეცკის, ა. კრილოვის, ს. ტიმოშენკოს, ნ. ჟუკოვსკის და სხვათა შრომებზე აღიზარდა სარკინიგზო მექანიკის საკითხებით დაინტერესებულ მეცნიერთა მომდევნო თაობები. უკვე დაწყებულმა მიმართულებამ მოძრავი შემადგენლობის ტექნიკური დახვეწისა და მოძრაობის ორგანიზაციის უზრუნველყოფისათვის ასახვა ჰპოვა გასული საუკუნის მეორე ნახევრისა და თანამედროვე მეცნიერთა: ვ. ლაზარიალის, ა. პოპოვის, ი. ჩელნოკოვის, ნ. ნიკოლსკის, ლ. მანაშკინის, მ. ვერიგოს, ს. ვერშინსკის, ვ. უშკალოვის, მ. სოკოლოვის, ვ. ხუსიდოვის და სხვათა სამეცნიერო შრომებში.

კვლევების ანალიზის მიხედვით ჩანს, რომ ნებისმიერ შემთხვევაში საკვლევ ობიექტს წარმოადგენს საწყისი საპროექტო მონაცემების მქონე ბერკეტული მექანიკური გადაცემები და კვლევის პროცესში გათვალისწინებული არ არის სისტემაზე მოქმედი ძალების ცვლადი, ალბათური ბუნება, ბერკეტების პირველადი ცდომილებანი, სახსრულ შეერთებებში ცვეთის ზეგავლენა და სხვა მიზეზები, რომლებიც დიდ დინამიკურ ზემოქმედებას ახდენს როგორც ბერკეტების მოძრაობის ხასიათსა და საიმედოობაზე, ასევე სახსრული შეერთებების დინამიკაზეც. გათვალისწინებული არ არის მოძრაობის მძიმე რეჟიმი, რომლის დროსაც თითოეული მძიმედ დატვირთული ბერკეტი დეფორმირდება ან ემორჩილება გრეხით მოვლენას, ხოლო სახსრულ შეერთებებში დიდი ცვეთების გამო წარმოიშობა გაზრდილი ღრეჩოები. განხილული შრომების ანალიზის შედეგად შეიძლება დავასკვნათ, რომ ღრეჩოს გეომეტრიული ზომის ზრდა ძირითადად გაზრდილი ცვეთის შედეგია. ზოგი გამოკვლევის ვერ ითვალისწინებენ მაქანიკის კინამატიკაზე და დინამიკაზე ისეთი ფაქტორების ზემოქმედებას, როგორებიცაა ღრეჩოების სახსრულ შეერთებებში დრეკადობა და დარტყმები ან ღრეჩოების პირობებში.

იმის გამო, რომ ელექტრომატარებლის ვაგონის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის სახსრულ შეერთებებში წარმოიშვება დიდი დინამიკური დატვირთვები, იზრდება ინერციის ძალების მნიშვნელობა გაზრდილი ღრეჩოების გადიდებასთან

ერთად, იცვლება ბერკეტების დრეკადობის მაჩვენებლები და დარტყმები შეერთებებში, აუცილებელია გამოვიკვლიოთ გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა ღრეჩოებით სახსრულ შეერთებებში, რათა განისაზღვროს რეალური გამომავალი კინემატიკური და დინამიკური პარამეტრების მნიშვნელობანი. მხოლოდ ამ შემთხვევაში შეიძლება იქნეს განსაზღვრული რეაქციის, ინერციის და სხვა ძალების დატვირთვები, რომლებიც რეალურად ზემოქმედებენ ამ გადაცემის სახსრულ შეერთებებში და ბერკეტულ გადაცემებზე. ამის გამო წარმოდგენილი სადისერტაციო სამუშაოს ძირითად მიზანს წარმოადგენს, როგორც ოპტიმალური სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის შექმნა, ასევე ღრეჩოების ზეგავლენის შესწავლა, სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის კინემატიკური და დინამიკური პარამეტრების რეალურ მნიშვნელობებზე.

დიზელმატარებლის ხელის მუხრუჭის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის კონსტრუქციული სირთულის გამო საჭიროა შეიქმნას მისი გაუმჯობესებული კონსტრუქცია სახსრული შეერთებებისა და ბერკეტების არსებულთან შედარებით ნაკლები რაოდენობით, გამოკვლეულ იქნას მისი ამძრავი და დამწოლი კვანძების კინემატიკა და დინამიკა მხოლოდ ტექნოლოგიური ღრეჩოების გათვალისწინებით (სახსრული შეერთებების შიგა და გარე ელემენტების ცვეთების გარეშე). ეს საკითხი მეტად მნიშვნელოვანია ხელის მუხრუჭის საშუალებით სამუხრუჭო ეფექტის გაძლერების მიზნით.

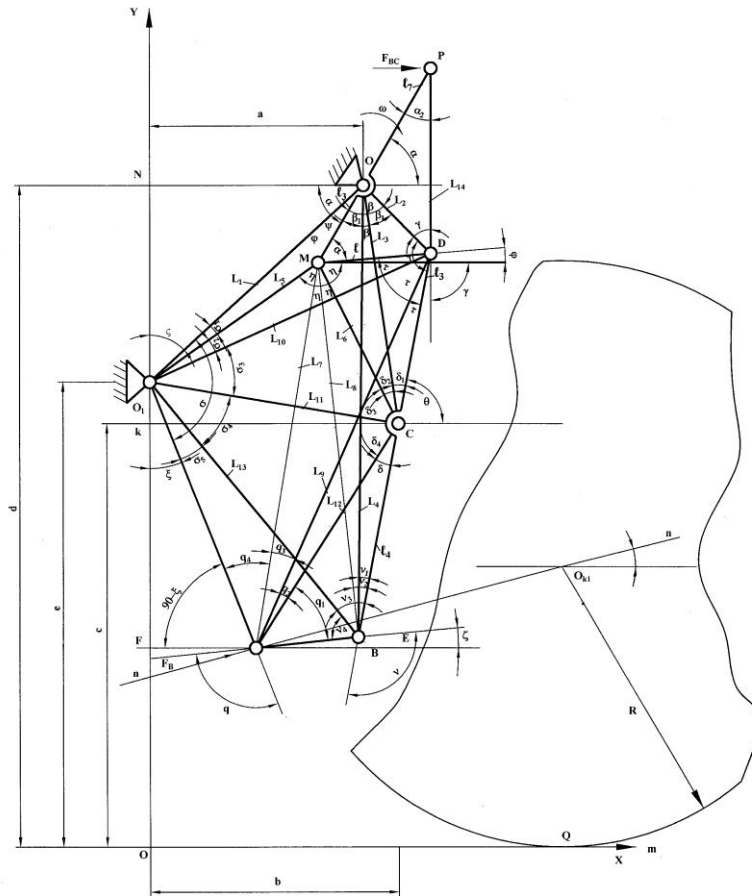
განხილული სამუშაოების ანალიზი ცხადყოფს, რომ მთელი რიგი გამოკვლევები ღრეჩოებიანი სახსროვანი სისტემების კინემატიკური და დინამიკური მაჩვენებლების გამოვლენის მიმართ სრულიად ესადაგება ვაგონების ღია თუ დახურულ მექანიკურ გადაცემათა დინამიკის ამოცანების გადაწყვეტას მაჩვენებლების გაუმჯობესების მიზნით. როგორც ურიკაზე მოთავსებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის, ასევე ძრავიანი ვაგონის ხელის მუხრუჭის შემდგენელში ჩატარდა არსებული გადაცემების სტრუქტურული გამოკვლევა და გაუმჯობესებული ვარიანტების გამომავალი კინეტიკური და დინამიკური

პარამეტრების გაანგარიშება. ლიტერატურის მიმოხილვაში განხილულია ასევე ელექტრომატარებლის ვაგონის ბერკეტული სამუხრუჭე გადაცემის და დიზელმატარებლის ვაგონის ხელის მუხრუჭის არსებული კონსტრუქციები, სადაც განიხილება ელექტრომატარებლის ვაგონის არსებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემების სქემები, ამჟამინდელი სისტემის ჩარჩოს ჩამაგრების სახსრების გათვალისწინებით. არსებული სქემები პრაქტიკულად აკმაყოფილებენ ამ გადაცემებისადმი წაყენებულ მოთხოვნებს, მაგრამ ამასთან ერთად ხასიათდებიან საერთო უარყოფითი თვისებებით, რაც გამოიხატება მათ კონსტრუქციულ სირთულეში: დიდია ბერკეტებისა და წევების რაოდენობა რაც იწვევს სახსრული შეერთებების რაოდენობის ზრდას. ეს არასასურველი მოვლენაა რადგან სახსრული შეერთებების რაოდენობის გაზრდით იზრდება ბერკეტიდან გადაცემული სამუხრუჭო ძალის დანაკარგები სახსრული შეერთებების ელემენტების ხახუნის დაძლევაზე. ამის შედეგად კი მცირდება სამუხრუჭო ძალის მნიშვნელობა, რომელიც გადაეცემა სამუხრუჭო ხუნდება. გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა ითვალისწინებს გადაცემის შემადგენელი ბერკეტებისა და სახსრული შეერთებების ნაკლებ რაოდენობას არსებულ გადაცემებთან შედარებით.

**შედეგებისა და მათი განსჯის პირველ თავში განხილულია** ელექტრომატარებლის ვაგონის გაუმჯობესებული ბერკეტული სამუხრუჭო გადაცემა და დიზელმატარებლის ვაგონის ხელის მუხრუჭი და მათი დინამიკური კვლევის მათემატიკური აპარატი, მოცემულია ვაგონის გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის კინემატიკა. ურიკის ჩარჩოზე ჩამაგრების უძრავი სახსრის გეომეტრიული განლაგების მიხედვით გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის კინემატიკური კვლევა ითვალისწინებს სახსრული შეერთებების გეომეტრიული განლაგების მიხედვით მათი ურთიერთქმედების განსაზღვრას, რაც აუცილებელია მისი რეალური დაგეგმარებისათვის, ეს შეიძლება ჩაითვალოს კინემატიკური კვლევის პირველ ეტაპად, ხოლო კინემატიკური კვლევის მეორე ეტაპში ჩატარდება გამომავალი პარამეტრების კინემატიკური ანალიზი წევებისა და

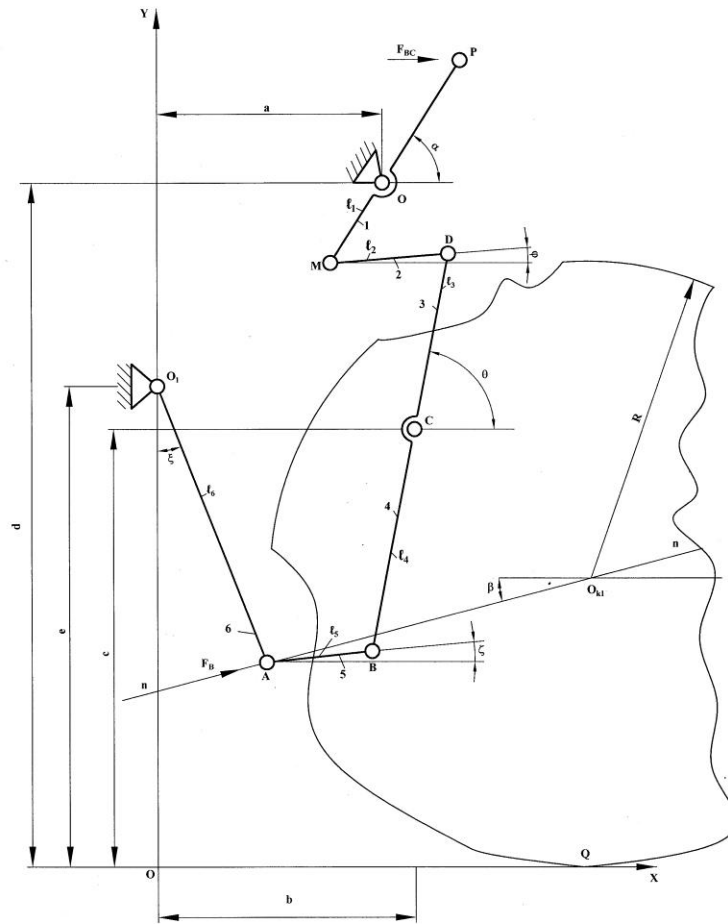


ბერკეტების შესაძლო მოძრაობების მიხედვით. კინემატიკის ამ ორი ამოცანის გადაწყვეტის შემდეგ შესაძლებელი იქნება გამომავალი დინამიკური პარამეტრების გამოთვლა. კინემატიკის პირველი ამოცანის გადაწყვეტა გულისხმობს სამაგრი უძრავი სახსრების გამოკვლევას მდებარეობის მიხედვით. დასმული ამოცანის გადაწყვეტის მიზნით წარმოდგენილია გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის კინემატიკური სქემა (ნახ. 1). მოცემული სქემის მიხედვით სამუხრუჭო ცილინდრიდან, სამუხრუჭო  $F_{BC}$  – ძალა მოდებულია P სახსარში და ამავე დროს სამუხრუჭო ცილინდრის ჭოკის, დროში თანაბარი გადაადგილების გამო მივიჩნევთ, რომ ამძრავი PM ბერკეტი შემობრუნდება უძრავი O სახსარის მიმართ  $\alpha$  კუთხით. გამოდის, რომ მისი მობრუნების კუთხური სიჩქარე მუდმივია ე.ი. შეგვიძლია დავწეროთ:  $\omega = \dot{\alpha}(t) = \text{const.}$



ნახ. 1. ელექტრომატარებლის ვაგონის გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის კინემატიკური სქემა

კინემატიკური ანალიზის ჩატარებისათვის აუცილებელია ცნობილი საწყისი პარამეტრები, რათა მათი საშუალებით განვსაზღვროთ სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის უცნობი კინემატიკური მახასიათებლები. ჩვენს შემთხვევაში ცნობილია ამპრავი PM ბერკეტის მოზრუნების  $\alpha$  კუთხე, მისი კუთხური სიჩქარე  $\omega$  და ამ ბერკეტის ორი მხარი  $L_7$  და  $L_1$ . ამავე დროს ყველა წევის, ბერკეტისა და საკიდის სიგრძეები ცნობილია, უცნობ პარამეტრებს წარმოადგენენ სახსრულ შეერთებებს შორის დაშორებანი და კუთხეები მათ შორის.



ნახ. 2. ელექტრომატარებლის ვაგონის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის კინემატიკური პარამეტრების საანგარიშო სქემა, სახსრული შეერთებების გეომეტრიული განლაგების მიხედვით

საანგარიშო სქემის მიხედვით (ნახ. 2), პირველ რიგში, განვსაზღვრავთ O და D სახსრებს შორის მანძილს, რომელიც აღნიშნულია  $L_2$ -ით. ამ მიზნით განვიხილავთ  $\Delta OMD$  სამკუთხედს, საიდანაც კოსინუსების თეორემის ძალით მივიღებთ.

$$L_2 = \left[ (\ell_1^2 + \ell_2^2 - 2\ell_1\ell_2 \cos \alpha_1) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

ამავე სამკუთხედიდან განისაზღვრება  $\alpha_1$ -ის მნიშვნელობაც.

$$\alpha_1 = \arccos \left[ \frac{1}{2\ell_1\ell_2} (\ell_1^2 + \ell_2^2 - L_2^2) \right]$$

ასევე განისაზღვრება ამავე საკუთხედიდან  $\beta$  კუთხის მნიშვნელობაც.

ბოლო გამოსახულება ჩაიწერება ასე:

$$\angle POD = \alpha_1 + \gamma_2 = \arccos \left[ \frac{1}{2\ell_1\ell_2} (\ell_1^2 + \ell_2^2 - L_2^2) \right] + \arccos \left[ \frac{1}{2\ell_2 L_2} (\ell_2^2 + L_2^2 - \ell_1^2) \right] \quad (2)$$

განსაზღვრული  $\beta_1$ ,  $\beta_2$ , და  $\beta_3$  სიდიდეების მიხედვით ვწერთ:

$$\begin{aligned} \beta &= \arccos \left[ \frac{1}{2\ell_1 L_4} (\ell_1^2 + L_4^2 - L_8^2) \right] + \\ &+ \arccos \left[ \frac{1}{2L_3 L_4} (L_3^2 + L_4^2 - \ell_4^2) \right] + \\ &+ \arccos \left[ \frac{1}{2L_2 L_3} (L_2^2 + L_3^2 - \ell_3^2) \right] \end{aligned} \quad (3)$$

ნახაზიდან შეიძლება დავწეროთ:

$$\left. \begin{aligned} L_{12} &= L_{11}^2 + L_6^2 - 2L_6 L_{11} \cos(\eta_2 + \eta_3); \\ L_{12} &= L_{11}^2 + L_6^2 - 2L_6 L_{11} \cos \left\{ \arccos \left[ \frac{1}{2\ell_2 L_6} (\ell_2^2 + L_6^2 - \ell_3^2) \right] + \arccos \left[ \frac{1}{2L_8 L_{11}} (L_8^2 + L_{11}^2 - \ell_5^2) \right] \right\}. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

თუ ამ ფორმულაში შევიტანთ  $L_{12}$ -ის მნიშვნელობებს, მივიღებთ  $L_{10}$ -ის მნიშვნელობას:

$$L_{10} = \left[ \ell_2^2 + L_{11}^2 - 2\ell_2 L_{11} \cos \left( \arccos \left[ \frac{1}{2\ell_3 L_3} (L_3^2 + \ell_3^2 - 2\ell_3 L_3 - \ell_7^2 - L_{14}^2 + 2\ell_7 L_{14} \cos \alpha_2) \right] \right) + \arccos \left[ \frac{1}{2L_3 L_6} (L_3^2 + L_6^2 - \ell_1^2) \right] + \arccos \left[ \frac{1}{2L_6 L_{11}} (L_6^2 + L_{11}^2 - L_5^2) \right] \right]^{1/2} \quad (5)$$

როგორც საანგარიშო სქემიდან ჩანს:

$$\tau = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3$$

თუ გავითვალისწინებთ უკვე ცნობილ სიდიდეთა მნიშვნელობებს, მაშინ:

$$\begin{aligned} \tau_1 = & \arccos \left\{ \frac{1}{2\ell_9 (\ell_3 + \ell_4)} - \ell_9^2 + (\ell_3 + \ell_4)^2 - \ell_5^2 \right\} + \\ & + \arccos \left[ \frac{1}{2L_9 L_{10}} (L_9^2 + L_{10}^2 - L_9 L_{10}) \right] + \\ & + \arccos \left[ \frac{1}{2\ell_5 \ell_{10}} (\ell_2^2 + L_{10}^2 - L_5^2) \right] \end{aligned} \quad (6)$$

საანგარიშო სქემიდან შეიძლება დავწეროთ:

$$V = V_1 + V_2 + V_3 + V_4.$$

თუ მასში შევიტანთ მნიშვნელობებს, მივიღებთ:

$$\begin{aligned} v = & \arccos \left[ \frac{1}{2\ell_4 L_4} (\ell_4^2 + L_4^2 - L_3^2) \right]^{1/2} + \arccos \left[ \frac{1}{2L_6 L_8} (L_6^2 + L_8^2 - \ell_1^2) \right] + \\ & + \arccos \left[ \frac{1}{2L_8 L_{13}} (L_8^2 + L_{13}^2 - L_5^2) \right] + \arccos \left[ \frac{1}{2\ell_5 L_{13}} (\ell_5^2 + L_{13}^2 - \ell_6^2) \right] \end{aligned} \quad (7)$$

საანგარიშო სქემიდან:

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 + \sigma_4 + \sigma_5$$

თუ მასში შევიტანთ სათანადო მნიშვნელობებს, მივიღებთ:

$$\begin{aligned}
\sigma = & \arccos\left[\frac{1}{2L_1L_5}(L_1^2 + L_5^2 - \ell_1^2)\right] + \arccos\left[\frac{1}{2L_5L_{10}}(L_5^2 + L_{10}^2 - \ell_2^2)\right] + \\
& + \arccos\left[\frac{1}{2L_{10}L_{11}}(L_{10}^2 + L_{11}^2 - \ell_3^2)\right] + \arccos\left\{\frac{1}{2bL_{11}}[b^2 + L_{11}^2 - (e-c)^2]\right\} + \\
& + \arccos\left[\frac{1}{2\ell_6L_{13}}(\ell_6^2 + L_{13}^2 - \ell_5^2)\right].
\end{aligned} \tag{8}$$

საანგარიშო სქემის მიხედვით:

$$q = q_1 + q_2 + q_3 + q_4.$$

თუ ამ ტოლობაში შევიტანთ სათანადო მნიშვნელობებს, მივიღებთ:

$$\begin{aligned}
q = & \arccos\left[\frac{1}{2\ell_5L_{12}}(\ell_5^2 + L_{12}^2 - \ell_4^2)\right] + \arccos\left[\frac{1}{2L_9L_{12}}(L_9^2 + L_{12}^2 - \ell_3^2)\right] + \\
& + \arccos\left[\frac{1}{2L_7L_9}(L_7^2 + L_9^2 - \ell_2^2)\right] + \arccos\left[\frac{1}{2\ell_6L_7}(\ell_6^2 + L_7^2 - L_5^2)\right].
\end{aligned} \tag{9}$$

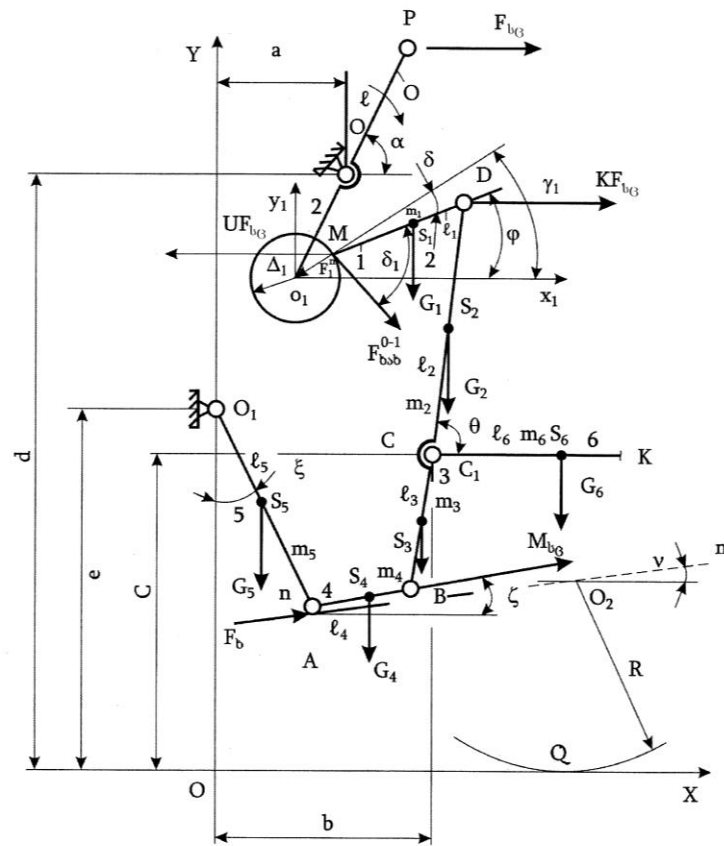
თუ მასში შევიტანთ უკვე ცნობილ მნიშვნელობებს, მივიღებთ  $\theta$  პარამეტრის საანგარიშო ფორმულას:

$$\begin{aligned}
\theta = & \arccos\left[\frac{1}{2\ell_4L_{12}}(\ell_4^2 + L_{12}^2 - \ell_5^2)\right] + \arccos\left[\frac{1}{2L_{11}L_{12}}(L_{11}^2 + L_{12}^2 - \ell_6^2)\right] - \\
& - \arccos\left\{\frac{1}{2bL_{11}}[b^2 + L_{11}^2 - (e-c)^2]\right\}.
\end{aligned} \tag{10}$$

ამავე თავში განხილულია გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის კინემატიკური ანალიზი ბერკეტების შესაძლო გადადგილების მიხედვით.

მოცემული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის შემადგენელი ბერკეტები და წევრები ასრულებენ სხვადასხვა სახის მოძრაობებს: შეიძლება მათი მოძრაობა იყოს მარტივი – შეასრულოს მხოლოდ ბრუნვითი ან გადატანითი მოძრაობა ან იყოს რთული – შეასრულოს გადატანითი და ბრუნვითი მოძრაობა ერთად. ე.ი. მოცემული გადაცემის რგოლებს შეიძლება ახასიათებდეთ მარტივი ან რთული მოძრაობა, რომელთა დახასიათებისათვის აუცილებელია განისაზღვროს

თითოეული მათგანის მობრუნების კუთხეები. ელექტრომატარებლის ვაგონის რეალური სამუხრუჭე კვანძის ცვლადი კინეტიკური ენერგიის განსაზღვრისათვის შემოთავაზებულია გაუმჯობესებული სამუხრუჭე გადაცემის ვარიანტი, სადაც შემცირებულია ბერკეტების და სახსრული შეერთებების რაოდენობა. გაუმჯობესება ძირითადად ეხება ბერკეტული გადაცემის სამუხრუჭე კვანძის გარდაქმნას. სამუხრუჭე კვანძის სქემა შეიძლება წარმოდგენილ იქნეს შემდეგი სახით (ნახ. 3).



ნახ. 3. ელექტრომატარებლის ვაგონის გაუმჯობესებული სამუხრუჭე კვანძის სქემა ღრეჩოთი 0-1 სახსრულ სახსრულ შეერთებებში

ელემენტების ცვეთების შედეგად სახსრულ შეერთებებში იქმნება გაზრდილი არატექნოლოგიური ღრეჩოები, რომელთა შედეგადაც უარესდება გადაცემის გამომავალი პარამეტრების მახასიათებლები. ასეთ გამოვლინებათა თავიდან ასაცილებლად უნდა შედგეს მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებები

ღრეჩოების გათვალისწინებით, რისთვისაც პირველ რიგში უნდა განისაზღვროს გაუმჯობესებული სამუხრუჭე კვანძის ცვლადი კინეტიკური ენერგია (იხ. ნახ. 3).

ცვლადი კინეტიკური ენერგიის გამოსახულების საერთო სახე შეიძლება ჩაიწეროს შემდეგი სახით:

$$T = \frac{1}{2}m_1V_{S1}^2 + \frac{1}{2}I_{S1}\dot{\phi}^2 + \frac{1}{2}m_2V_{S2}^2 + \frac{1}{2}I_{S2}\dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}m_3V_{S3}^2 + \frac{1}{2}I_{S3}\dot{\theta}^2, \quad (11)$$

სადაც  $m_i$  - კვანძის ბერკეტების მასაა;

$S_i$  - ბერკეტების მასების ცენტრები;

$\phi, \theta$  - MD და DB ბერკეტების კუთხური სიჩქარეები;

$V_{Si}$  - ბერკეტების მასების ცენტრების ხაზობრივი სიჩქარეები;

$I_{Si}$  -  $m_i$  მასათა ცენტრების მომენტები  $S_i$  მასათა ცენტრების მიმართ.

თუ გავითვალისწინებთ, რომ

$$\left. \begin{aligned} X_{S3} &= a - r \cos \alpha + \ell_1 \cos \varphi + x_1 - (\ell_2 + \ell_3) \cos \theta; \\ Y_{S3} &= d - r \sin \alpha + y_1 + \ell_1 \sin \varphi - (\ell_2 + \ell_3) \sin \theta. \end{aligned} \right\}$$

მაშინ მივიღებთ:

$$S_{S3}^2 = A^2 + E^2 + B^2 + P^2$$

ფორმულების გათვალისწინებით გამოსახულება მიიღებს სახეს:

$$T = \frac{1}{2} \left[ A^2 + B^2 + \ell_1 \dot{\phi} (B \cos \varphi - A \sin \varphi) + \frac{\ell_1^2}{2} \dot{\phi}^2 \right] + \frac{1}{24} m_1 \ell_1^2 \dot{\phi}^2 + m_2 (A^2 + 2AC + C^2 + B^2 + 2BD + D^2) + \quad (12)$$

$$+ \frac{1}{8} m_2 \ell_2^2 \dot{\theta}^2 + \frac{m_3}{2} (A^2 + E^2 + B^2 + P^2) + \frac{1}{8} m_3 \ell_3^2 \dot{\theta}^2.$$

ცვლადი კინეტიკური ენერგიის მიღებული ფორმულა ვარგისია დიფერენციალური განტოლებების შესადგენად  $x_1$  და  $y_1$  განზოგადოებული

კოორდინატების მიმართ.  $\gamma_1$  განზოგადოებული კოორდინატების მიმართ საჭიროა  $x_1$  და  $y_1$  წარმოდგენილ იქნეს შემდეგი სახით:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= \Delta_1 \cos \gamma_1 ; \\ y_1 &= \Delta_1 \sin \gamma_1 . \end{aligned} \right\}$$

მაშინ

$$\left. \begin{aligned} A\gamma_1 &= r\omega \sin \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 ; \\ B\gamma_1 &= -r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 . \end{aligned} \right\}$$

დანარჩენი აღნიშვნებისათვის

$$\left. \begin{aligned} C &= C\gamma_1; & D &= D\gamma_1 ; \\ E &= E\gamma_1; & P &= P\gamma_1 . \end{aligned} \right\}$$

ფორმულების გათვალისწინებით:

$$T\gamma_1 = T\gamma_1(A\gamma_1, B\gamma_1, C\gamma_1, D\gamma_1, E\gamma_1, P\gamma_1)$$

მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების შესადგენად საჭიროა განისაზღვროს  $\dot{\varphi}$  და  $\ddot{\theta}$

$$\dot{\varphi} = \frac{d\varphi}{dt} = -\frac{\dot{\varphi} \cos \varphi}{\sin^2 \varphi} (\ell_2 \dot{\theta} \sin \theta - A) + \frac{1}{\sin \varphi} [(\ell_2 \dot{\theta} \sin \theta + \ell_2 \dot{\theta}^2 \cos \theta) - A] \quad (13)$$

$$\ddot{\theta} = \frac{d\dot{\theta}}{dt} = -\frac{\dot{\theta} \cos \theta}{2 \sin^2 \theta} (\ell_1 \dot{\varphi} \sin \varphi - A) + \frac{1}{2 \sin \theta} [\ell_1 (\dot{\varphi} \sin \varphi + \dot{\varphi}^2 \sin \varphi) - A] \quad (14)$$

ამგვარად მიღებულია ყველა მათემატიკური გამოსახულება ცვლადი კინეტიკური ენერჯის მისაღებად. მსგავსი გაანგარიშება შეიძლება ჩატარდეს რამდენიმე ღრეჩოს არსებობის შემთხვევაში სხვადასხვა სახსრულ შეერთებებში.

ელექტრომატარებლის ვაგონის გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის დინამიკური ანალიზის და ნებისმიერი სახის სახსრულ-ბერკეტული გადაცემების დინამიკური ანალიზის ამოცანათა გადაწყვეტა მნიშვნელოვნად არის დაკავშირებული ცალკეული დინამიკური მაჩვენებლების სიდიდეზე. გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის დინამიკური ანალიზისათვის აუცილებელია განისაზღვროს ბერკეტების ინერჯის ძალები მათი მასების ცენტრების მიმართ, შესაბამისი ინერჯის მომენტები, განზოგადოებული ძალა საერთო ამძრავის მობრუნების  $\alpha$  კუთხის მიმართ და გადაცემის კინეტიკური ენერჯია. მხოლოდ ამის შემდეგ შეიძლება შედგენილ იქნეს გადაცემის მოძრაობის



დიფერენციალური განტოლება მახასიათებელი დინამიკური დატვირთვების განსაზღვრისათვის. გაუმჯობესებული სამუხრუჭე გადაცემის სამუხრუჭე კვანძის „იდეალური“ საანგარიშო სქემა წარმოდგენილია (ნახ. 3)-ზე.

გაუმჯობესებული სამუხრუჭე გადაცემის კინეტიკური ენერგია განისაზღვრება დამოკიდებულებით:

$$T = \frac{1}{2} (I_{(r+l)} a^2 + m_1 V_{S1}^2 + I_{S1} \dot{\phi}^2 + m_2 V_{S2}^2 + I_{S2} \dot{\phi}^2 + m_3 V_{S3}^2 + I_C \dot{\theta}^2) \quad (15)$$

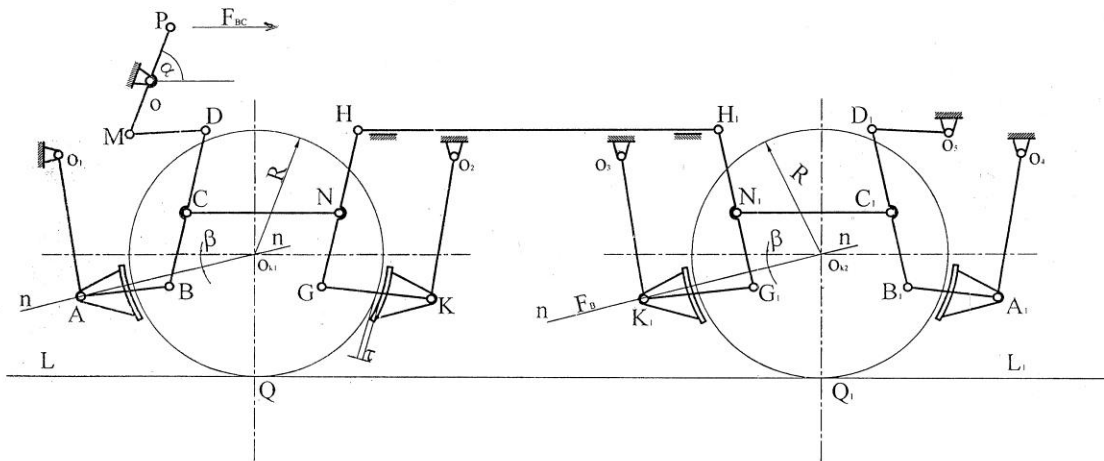
სადაც  $I_{(r+l)}$ ,  $I_{S1}$ ,  $I_{S2}$ ,  $I_C$  ბერკეტების ინერციის მომენტებია ღერძების მიმართ, რომლებიც გადიან  $S_1$  და  $S_2$  მასათა ცენტრებში და  $C$  სახსრის ცენტრში.

ელექტრომატარებლის ვაგონის გაუმჯობესებული სამუხრუჭო გადაცემის დინამიკური მოდელის ფორმირებისათვის წარმოდგენილია ბერკეტული გადაცემის ახალი ოპტიმალური ვარიანტი (ნახ. 4). გაუმჯობესებული სამუხრუჭე გადაცემის კონსტრუქცია წარმოადგენს უფრო მარტივ კონსტრუქციას ამძრავის კვანძის გამარტივების ხარჯზე. გარდა ამისა რაოდენობრივად შემცირებულია სამუხრუჭე ბერკეტები, წევები და სახსრული შეერთებები, ასევე მცირდება ძალური დანაკარგები დაწოლის ძალის დროს სამუხრუჭე ცილინდრის ჭოკიდან სამუხრუჭე ხუნდებზე. გარდა აღნიშნულისა აუცილებელია მიეთითოს, რომ გაუმჯობესებული სამუხრუჭო გადაცემის ხანგრძლივი მუშაობის შედეგად იზრდება არატექნოლოგიური ღრეჩოები სახსრულ შეერთებებში. ამიტომ გარდა არსებული გადაცემის გაუმჯობესებისა აუცილებელი ხდება გამოვლინდეს მზარდი დინამიკური დატვირთვები და გამომავალი პარამეტრების სიზუსტე სახსრულ შეერთებებში შეძენილი დიდი ღრეჩოების გათვალისწინებით.

მოცემული ამოცანის გადასაწყვეტად აუცილებელია შეიქმნას გაუმჯობესებული გადაცემის მოდელი სახსრულ შეერთებებში ღრეჩოების, ინერციის ძალების და რგოლების მასების ცენტრის მომენტების გათვალისწინებით. რეალური დინამიკური მოდელის შედგენისას მიღებულია დაშვება, რომ ბერკეტები არიან აბსოლუტურად ხისტნი და თანაბრად განაწილებული მასებით, სახსრების გარე

ელემენტები აღნიშნულია წრეებით, ხოლო ელემენტები კი შიგა კონტაქტის წერტილებით. მაშინ შეგვიძლია ვისარგებლოთ იგივე სქემით (იხ. ნახ. 4).

სქემიდან ჩანს, რომ ერთი ღრეჩო 0-1 განთავსებულია XOY სისტემაში. დაწოლის ძალა სამუხრუჭე ცილინდრის ჭოკიდან  $F_{bc}$  მოდებულია P სახსარში, რომლის გადაადგილებითაც, PM ბერკეტი შემობრუნდება უძრავი სახსრის O ირგვლივ  $\alpha$  კუთხით. 0-1 სახსრის ცენტრში გამოძავალი პარამეტრების განსაზღვრისათვის განთავსებულია XOY მოძრავი საკოორდინატო სისტემა ისთნაირად, რომ  $o_1x_1 // OX$ ,  $o_1y_1 // OY$ , გარდა რეაქციის  $F_1''$  ძალისა, რომელიც მიმართულია  $o_1$  ცენტრისკენ. კონტაქტის M წერტილში მოდებულია  $F_{bc}^{0-1}$  ხახუნის ძალის მდგენელი ძალა.



ნახ. 4. ელექტრომატარებლის ვაგონის გაუმჯობესებული სამუხრუჭე გადაცემის სქემა

$x_1o_1y_1$  მოძრავი სისტემა ხასიათდება განზოგადოებული ხაზობრივი  $x_1$ ,  $y_1$  და კუთხური  $\gamma_1$  კოორდინატებით, რომლის მიმართაც შედგება დამატებითი თავისუფალი და კონტაქტური მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებები.  $S_1, S_2, S_3, S_4, S_5$  და  $S_6$  ბერკეტების ცენტრებში მოდებულია  $G_1, G_2, G_3, G_4, G_5$  და  $G_6$  სიმძიმის ძალები. რეალური დინამიკური მოდელის ბერკეტების მობრუნების კუთხეები აღნიშნულია  $\varphi, \theta, \zeta$  და  $\xi$  ასოებით.

დინამიკური მოდელის ფორმირებისას აუცილებელია გათვალისწინებულ იქნეს გარე ძალები, რომლებიც მოქმედებენ  $P$ ,  $M$ ,  $D$  და  $A$  სახსრებში. სამუხრუჭე ცილინდრის ზემოქმედებით  $M$  სახსარში ძალვა იზრდება და დაწოლის მოქმედი ძალა:

$$\square F_{gd} = UF_{sG} \quad (16)$$

სადაც  $U$  -  $POM$  გადაცემის რიცხვია და უდრის  $U = OP / OM$ .

გარდა ამისა მოცემული დინამიკური მოდელის გამოყენებით გათვალისწინებულია გეომეტრიული და ძალური შეკავშირების პირობა. თავისუფალი დამატებითი მოძრაობის დროს ეს პირობები ჩაწერილია სათანადო გამოსახულებებით.

შედეგებისა და მათი განსჯის მეორე თავში წარმოდგენილია დიზელმატარებლის ვაგონის გაუმჯობესებული ხელის მუხრუჭის შემოთავაზებული ვარიანტი, მოქმედების პრინციპი და ამძრავი კვანძის გამომავალი კინემატიკური პარამეტრების მათემატიკური ანალიზი. დიზელმატარებლის ვაგონის გაუმჯობესებული ხელის მუხრუჭის ამძრავი კვანძის გამომავალი კინეტიკური პარამეტრების მათემატიკური ანალიზის ჩატარებამდე განხილულია დიზელმატარებლის ვაგონის ხელის მუხრუჭის შემოთავაზებული გაუმჯობესებული ვარიანტი (ნახ. 5.) და მისი მოქმედების პრინციპი.

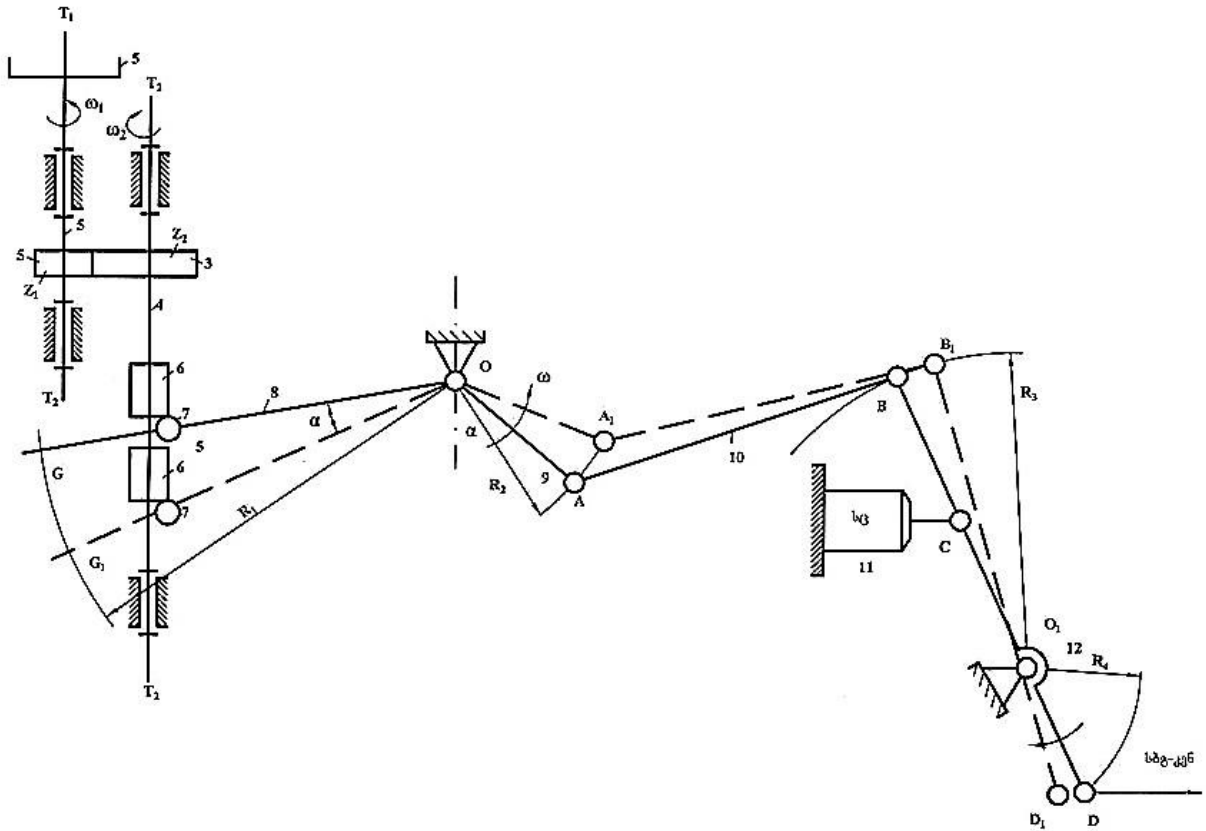
დიზელმატარებლის ვაგონის არსებული ხელის მუხრუჭი შეიცავს ბერკეტებისა და ბრუნვითი შემაერთებელი სახსრების დიდ რაოდენობას. ეს უკანასკნელი წარმოადგენს მნიშვნელოვან სირთულეს ვინაიდან ბერკეტული გადაცემის სახსრებისა და ბერკეტების არაკომპაქტურად განლაგების გამო იზრდება სამუშაო ზონა. არსებულ ხელის მუხრუჭს გააჩნია ორი კონუსური გადაცემა და საჭირო სამაგრი მოწყობილობები. აღნიშნული კონუსური გადაცემა მეტად რთულია, ვინაიდან სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის აწყობის სრული ტექნოლოგიური პროცესის დაცვა ძნელდება. უნდა აღინიშნოს, რომ ტოლდიამეტრიანი კონუსური გადაცემები ვერ უზრუნველყოფენ მცირე ფიზიკური ძალით მუხრუჭის დროულ

მოქმედებას, ასევე მუხრუჭის მოქმედებისას ადგილი აქვს გარკვეულ კინემატიკურ ცდომილებებს. ყოველივე ამის გათვალისწინებით შეიქმნა დიზელმატარებლის ვაგონის ხელის მუხრუჭის გაუმჯობესებული ვარიანტი, სადაც ორი ერთნაირი კონუსური გადაცემის ნაცვლად გამოყენებულია ამძრავი ცილინდრული კბილა გადაცემა. დიზელმატარებლის ვაგონის ხელის მუხრუჭის გაუმჯობესებული ვარიანტი, რომელიც ხასიათდება უკეთესი თვისებებითა და სიმარტივით შედგება შემდეგი ელემენტებისაგან: 1 - ხელის მუხრუჭის ამძრავი სახელური; 2 - ამძრავი კბილანა  $Z_1$ ; 3 - ამყოლი კბილანა  $Z_2$ ; 4 - ჭია ხრახნი; 5 - ამძრავი სახელურისა და კბილა გადაცემის დამაკავშირებელი ვერტიკალური ბერკეტები; 6 - ქანჩი; 7 - ბრუნვითი სახსარი; 8 - OG მხარი; 9 - გადამცემი ბერკეტი; 10 - გადამცემი ბერკეტი; 11 - სამუხრუჭო ცილინდრი; 12 - საერთო ამძრავი.

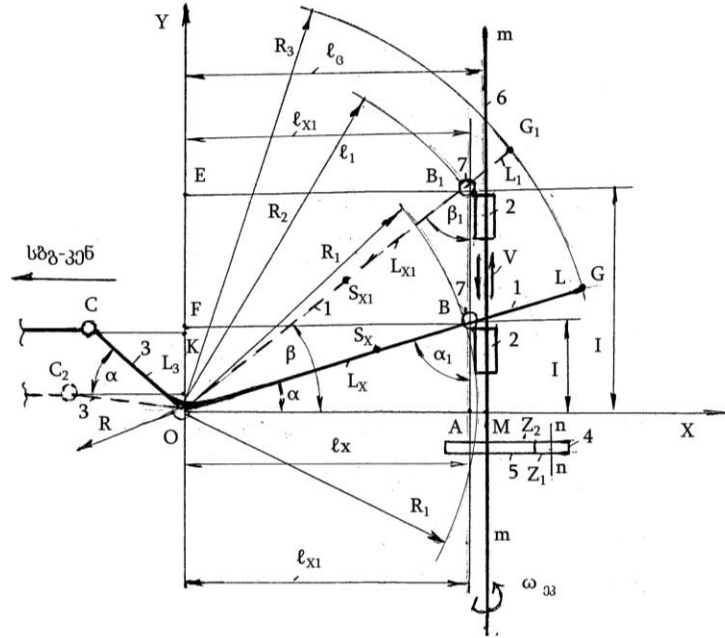
მოქმედების პრინციპი შემდეგია: ხელის მუხრუჭის ბერკეტული გადაცემა მოქმედებაში მოდის 1 მბრუნავი ამძრავის საშუალებით, რომელიც ბრუნვით მოძრაობას განიცდის ადამიანის ფიზიკური ძალის საშუალებით, მას გააჩნია  $\omega$  კუთხური სიჩქარე. იგი შეიძლება იყოს მუდმივი  $\omega = const$ , ან ცვლადი  $\omega \neq const$ . შემდეგ (5) ვერტიკალური ბერკეტის მეშვეობით მოძრაობა გადაეცემა ამძრავ მცირე კბილანას (2)  $Z_1$ , რომელსაც მოქმედებაში მოჰყავს ამყოლი გადიდებული კბილანა (3)  $Z_2$ , ( $Z_2 > Z_1$ ), ხისტად დამაგრებული  $Z_2$  კბილანა მოქმედებაში მოიყვანს ხრახნს (4), რომლის შემობრუნებით წინსვლით მოძრაობას ასრულებს პრიზმულ განივკვეთიანი ქანჩი (6). ამის შემდეგ O ბრუნვის წერილის მქონე OG მხარი (8) ბრუნვითი სახსრის (7) საშუალებით შემობრუნდება  $\alpha$  კუთხით  $\alpha = const$ . შემდეგ მამოძრავებელი ძალა OA ბერკეტის (9) მეშვეობით გადაეცემა AB დაწოლის კვანძის წევას, რომელიც ამოქმედებს BD ბერკეტს, იგი შემობრუნდება  $O_1$  უძრავი სახსრის მიმართ და მოხდება დამუხრუჭება.

გამომავალი კინემატიკური პარამეტრების მათემატიკური ანალიზის გამარტივების მიზნით, ამძრავი კვანძის შემობრუნებას ვახდენთ  $180^\circ$ -ით, რაც გაანგარიშების საბოლოო შედეგებზე გავლენას ვერ მოახდენს გადაცემის

სარკისებრი ასახვის გამო. მაშინ ხელის მუხრუჭის ამბრავი კვანძის კინემატიკური პარამეტრების საანგარიშო სქემას ეწევა ასეთი სახე (იხ. ნახ. 6).



ნახ. 5. დიფერენციალური ვაგონის გაუმჯობესებული ხელის მუხრუჭის სქემა



ნახ. 6. დიზელმატარებლის ვაგონის გაუმჯობესებული ხელის მუხრუჭის ამძრავი კვანძის ( $\omega_{33}$ ) კინემატიკური პარამეტრების საანგარიშო სქემა.

სქემის მიხედვით, ამძრავი კვანძის ამოქმედება ხდება მცირე ( $Z_1$ ) და გადიდებული ( $Z_2$ ) კბილთა რიცხვის მქონე ამძრავი ცილინდრული კბილანებით. მუხრუჭი მოქმედებაში მოდის  $n-n$  სიმეტრიის ღერძიანი კბილანის სახელურით, საიდანაც მოძრაობა გადაეცემა  $m-m$  ხრახნზე ხისტად დამაგრებულ  $Z_2$  კბილთა რიცხვის მქონე კბილანას ( $Z_2 \gg Z_1$ ). ხრახნის (6) შემობრუნებით წინსვლით მოძრაობას ახორციელებს პრიზმულ განივკვეთიანი ქანჩი (2), ე.ი.  $O$  ბრუნვის წერტილის მქონე  $OG$  მხარი ბრუნვითი სახსრის (7) საშუალებით შემობრუნდება  $\alpha$  კუთხით, რომლის დროსაც მანძილი ბრუნვის  $O$  ცენტრზე გამავალ ორდინატა  $OY$  ღერძსა და  $Z$  ქანჩის ბრუნვით სახსარს შორის მიიღებს  $l_x$  მნიშვნელობას. კუთხე  $OG$  მხრისა და ბრუნვითი სახსრების შემაერთებელ ვერტიკალს შორის მიიღებს  $\alpha_1$  მნიშვნელობას. ამ დროს სახსრის სიმაღლე  $OX$  ღერძიდან აღინიშნება  $H$ -ით ( $H = OF$ ). იმის გამო, რომ  $GOC$  სინუსა მექანიზმი ქანჩს შეიცავს  $OG$  და  $OC$  მხრების ხისტ შეერთებას ბრუნვის  $O$  ცენტრის გარშემო მოძრაობისას, ამიტომ  $OC$  მხარი შემობრუნდება  $\alpha$  კუთხით.  $OG$

მხარის მომდევნო შემობრუნებას, რაც შეიძლება შეესაბამებოდეს ხელის მუხრუჭის ამოქმედების შემდეგ დამუხრუჭების ბოლოსწინა ან საბოლოო მომენტს, ცვლადი  $L_x$  მნიშვნელობა იცვლება ისევ ცვლადი  $L_{XI}$  მნიშვნელობით. რომლის სიმაღლე  $OX$  ღერძიდან აითვლება ტოლობით  $H_1 = H + EF$ , სადაც  $EF$  წარმოადგენს ქანჩის გადაადგილების მნიშვნელობას შემობრუნების  $\alpha$  კუთხიდან  $\beta$  კუთხემდე, ე.ი.  $H_1 = H + BB_1$ . თავის მხრივ,  $H$  გადაადგილება წარმოადგენს ფუნქციას ხრახნის (6) ბრუნვის  $\omega$  კუთხურ სიჩქარესა და მის  $h$  ბიჯის მიმართ, ე.ი. შეიძლება ჩაიწეროს  $H = H(n_{XB} \cdot h)$ , სადაც  $n_{XB}$  არის ხრახნის ბრუნთა რაოდენობა წუთში, ბრ/წთ.

საყურადღებოა ის გარემოებაც, რომ ხელის მუხრუჭის სამუხრუჭო კვანძის აწყობის ან დამზადების ტექნოლოგიური პროცესის ჩატარებისას დასაშვებია ხრახნის  $m-m$  ვერტიკალურ ღერძს ახასიათებდეს გარკვეული ვერტიკალური უზუსტობა რაღაც  $\Delta$  სიდიდით, ამიტომ შესაძლებელია გვექონდეს ტოლობა:

$$l_{XI} = l_x \pm \Delta_n, \quad (17)$$

სადაც  $l_x$  არის მანძილი სისტემის  $OY$  ღერძსა და ქვის  $BB_1$  ვერტიკალური გადაადგილების წირს შორის;  $\Delta_n$  –  $m-m$  ხრახნის ვერტიკალური სიზუსტე  $B$  წერტილის ქვემოთ  $OX$  ღერძისადმი ან  $B_1$  წერტილის ზემოთ ამავე ღერძისადმი.

$BB_1$  გადაადგილების ხაზოვანი აჩქარების მნიშვნელობა განისაზღვრება სიჩქარის დროის მიხედვით დიფერენცირებით.

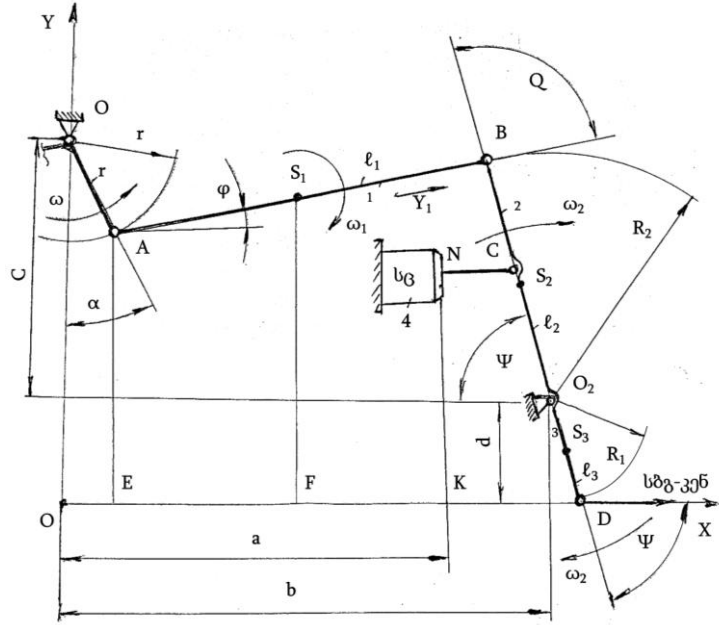
დადგენილია დიზელმატარებლის ვაგონის ხელის მუხრუჭის ამძრავი კვანძის გამომავალი კინემატიკური პარამეტრების მნიშვნელობანი მათემატიკური ანალიზის გამოყენებით. მიღებულია შესაბამისი ალგებრული გამოსახულებანი. შედეგი შეიძლება გამოყენებულ იქნეს გაუმჯობესებული ხელის მუხრუჭის სინთეზისა და დინამიკური პარამეტრების დადგენის მიზნით.

ამავე თავში მოცემულია დიფერენციალური ვაგონის გაუმჯობესებული ხელის მუხრუჭის სინთეზის ამოცანის გადაწყვეტა, დიფერენციალური ვაგონის გაუმჯობესებული ხელის მუხრუჭის რეალური დაგეგმარების მიზნით უნდა განისაზღვროს იმ სამაგრი უძრავი სახსრების საკოორდინატო მნიშვნელობანი, რომლებიც ძრავიანი ვაგონის ურიკაზე განთავსებულ რთულ მოწყობილობებშია (ამძრავი, გადამცემი და საკონტროლო ხელსაწყოები). ხელის მუხრუჭის ოპტიმალური მოქმედება განხორციელდება მხოლოდ იმ შემთხვევაში, როცა ურიკის მოწყობილობებსა და ხელის მუხრუჭის, განსაკუთრებით კი მისი დაწოლის კვანძის, წევებსა და ბერკეტებს შორის დამყარდება თავისუფალი, უკონტაქტო მოძრაობა.

ამ საკითხის გადაწყვეტა შესაძლებელია, თუ დაწოლის კვანძს განვიხილავთ  $XOY$  საკოორდინატო სისტემაში და ჰორიზონტალური სიბრტყის მიმართ კლასიკური ანალიზური გეომეტრიის დებულებათა გათვალისწინებით მოვახდენთ სათანადო ელემენტების გამოთვლას ამ კოორდინატთა დახმარებით.

როგორც დაწოლის სისტემის კინემატიკური სქემის (იხ. ნახ. 7) ანალიზიდან ჩანს, დადგენილია მისი მხოლოდ გამომავალი პარამეტრების მნიშვნელობები. სინთეზის ამოცანის გადაწყვეტისას ვსარგებლობთ იმავე სქემით და შემოგვაქვს ბრუნვითი სახსრების საკოორდინატო მნიშვნელობები. მამოძრავებელი ძალა მოდებულია  $A$  სახსარში.  $AB$  წარმოადგენს დაწოლის კვანძის წევას, რომლის ბოლო  $B$  სახსარშია მიერთებული.  $O_1$  უძრავი სახსრის მიმართ  $BD$  ბერკეტის მობრუნებისას,  $D$  სახსრის მარჯვნივ გადაადგილებით ხდება დამუხრუჭების პროცესის დასრულება.





ნახ. 7. დიზელმატარებლის ვაგონის გაუმჯობესებული ხელის მუხრუჭის დაწოლის კვანძის კინემატიკური სქემა.

პირველ რიგში საკოორდინატო  $XOY$  სისტემაში უნდა დადგინდეს უდიდესი  $\theta$  კუთხის მნიშვნელობა შესაბამისი  $A$ ,  $B$  და  $O_1$  სახსრების მიხედვით. ოპტიმალური  $\Theta$  კუთხის დადგენა შესაძლებელია ასეთი კოორდინატული გარდაქმნებით მიიღება  $\Theta$  კუთხის ის მნიშვნელობა, რაც აუცილებელია გაუმჯობესებული ხელის მუხრუჭის დაწოლის კვანძის ელემენტების შემობრუნებისათვის ურიკის ძირითადი ძალური და ხელსაწყოთა სახეობების განლაგების მიმართ.  $\Theta$  კუთხის მართობულობა მოითხოვს დაწოლის კვანძის  $l_1$ ,  $l_2$  და  $l_3$  რგოლების სიგრძეთა ზუსტ განსაზღვრას, რაც სინთეზის ამოცანის ცალკე ნაწილია.

შედეგებისა და მათი განსჯის მესამე თავში მოცემულია ელექტრომატარებლის ვაგონის ოპტიმალური სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის დამატებითი მოძრაობებისათვის დიფერენციალური განტოლებების ფორმირება ოპტიმალური სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის შექმნით გამარტივდა სისტემის ამძრავი კვანძი, ხოლო ვერტიკალური ბერკეტების, ხუნდების და საკიდების განლაგება დარჩა უცვლელი. ამძრავი კვანძის შემადგენლობაში არსებული წევრებისა და

ბერკეტების რაოდენობა შემცირდა 4, ხოლო სახსრული შეერთებებისა – 5 ერთეულით (იხ. ნახ. 3).

წარმოდგენილი  $PO_0MDCBAO_1$  დინამიკური მოდელის 0-1 სახსრულ შეერთებაში მოდებულია ნორმალური რეაქციის  $F_i^n$  და შესაბამისი ხახუნის  $F_{bsb}^{0-1}$  ძალები.  $\Delta_1$  ღრეჩოს მნიშვნელობა აქ წარმოდგენილია სახსრის გარე ელემენტის რადიუსის სახით, ხოლო შიგა ელემენტი – საკონტაქტო  $M$  წერტილით. რეაქციისა და ხახუნის ძალები  $\ell_1$  წევასთან ადგენს  $\delta$  და  $\delta_1$  კუთხეებს.

$\Delta_1$  ღრეჩოს არსებობა ცვლის კვანძის ელემენტების მუშაობას. ამ სახსრულ შეერთებებში  $M$  შიგა ელემენტის მოძრაობისას გარე ელემენტის მიმართ შეიძლება წარმოიქმნას ორი სახის დამატებითი მოძრაობა – კონტაქტური და წყვეტილი. კონტაქტური მოძრაობისას საკონტაქტო  $M$  წერტილის მდებარეობა გარე ელემენტის მიმართ აისახება განზოგადებული  $\gamma_1$  კოორდინატით, ხოლო შიგა ელემენტის თავისუფალი მოძრაობისას  $M$  წერტილის მოძრაობა განისაზღვრება განზოგადებული  $x_1$  და  $y_1$  კოორდინატებით მოძრავ  $x_1, y_1$  სისტემაში.

0-1 სახსარში თავისუფალი და კონტაქტური მოძრაობების მონაცვლეობა წარმოქმნის დამატებით მოძრაობებს განზოგადებული კუთხური  $\gamma_1$  და წრფივი  $x_1, y_1$  კოორდინატების მიმართ. დამატებით მოძრაობათა ორი სახე – კონტაქტური და თავისუფალი, ანუ წყვეტილი მოძრაობები. აღიწერება მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებებით ლაგრანჟის მეორე რიგის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების ბაზაზე, რისთვისაც გამოყენებულია დამატებით მოძრაობათა კლასიფიკაცია.

I სახის კონტაქტური დამატებითი მოძრაობა აღიწერება დამატებითი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებით  $\gamma_1$  კუთხური განზოგადებული კოორდინატის მიმართ. კონტაქტური მოძრაობა განისაზღვრება  $\gamma_1$  კოორდინატის

სიდიდის მიხედვით. მოძრაობის ხასიათი იცვლება ნორმალური რეაქციის  $F_1''$  და შესაბამისი ხახუნის  $F_{\text{სახ.}}^{0-1}$  ძალების ზემოქმედების შედეგად.

დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებების ამოხსნა საშუალებას იძლევა განისაზღვროს ღრეჩოთი გამოწვეული დინამიკური და კინემატიკური პარამეტრების ცდომილებანი. «იდეალური» და «რეალური» მაჩვენებლების შედარების მიზნით თითოეული დამატებითი მოძრაობისათვის შედგება ძირითადი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება. კონტაქტური დამატებითი მოძრაობა აღიწერება განზოგადებული კუთხური  $\gamma_1$  კოორდინატისა და ძირითადი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების  $\alpha$  კუთხის მიმართ. იგი დროში თანაბრად ცვლადი სიდიდეა და შესაბამისად,  $\omega = d\alpha/dt = \text{const.}$  ე. ი. კონტაქტური მოძრაობის დროს ხდება შედგება მოძრაობის ორი დიფერენციალური განტოლების შედგენა, ხოლო წყვეტილის დროს კი სამისა. აღნიშნული მოძრაობების დიფერენციალური განტოლებები ზოგადი სახით ჩაიწერება შესაბამისი ტოლობებით.

იმისათვის, რომ უფრო ნათელი გახდეს გაუმჯობესებული სამუხრუჭე კვანძის დამაბოლოებელი რგოლის (დამუხრუჭების შემსრულებელი კვანძის) დინამიკა სამუხრუჭე ცილინდრიდან განვითარებული წნევის ზემოქმედებით აუცილებელია მოვახდინოთ ოთხი სახის დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებების ფორმალიზაცია, რისთვისაც ზოგად კონტექსტში ვიხილავთ შემსრულებელი კვანძის დინამიკურ მოდელს რომელში მიმდინარე პროცესიც ანალოგიურ ასახვას ჰპოვებს გაუმჯობესებულ სამუხრუჭე კვანძში.

აღნიშნულიდან გამომდინარე შედგენილია უკონტაქტო დამატებითი მოძრაობის, კონტაქტურ-წყვეტილი მოძრაობის, წყვეტილ-კონტაქტური მოძრაობის და კონტაქტური მოძრაობის შესაბამისი დიფერენციალური განტოლებები, რომელთა ამოხსნა საშუალებას მოგვცემს გავარკვიოთ სახსრულ შეერთებებში წარმოშობილი გაზრდილი რეაქციისა და ხახუნის ძალები, კვანძის სხვა დინამიკური პარამეტრები, დარტყმითი მოვლენებისას წარმოშობილი დიდი დინამიკური დატვირთვები და ა.შ.,

რაც საშუალებას იძლევა შევავასოთ ბერკეტული გადაცემის საიმედო მუშაობა ვაგონის მოძრაობის უსაფრთხოების თვალსაზრისით.

ასევე ჩამოყალიბებულია საკოორდინატო გარდაქმნის ზოგადი ფორმულები და პირობები თავისუფალი ან კონტაქტური დამატებითი მოძრაობებისათვის. ისინი გამოსადეგია ნებისმიერი სახის ბერკეტული გადაცემის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების ფორმირების პროცესისათვის. დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებების ამოხსნის შედეგად შესაძლებელია განისაზღვროს სამუხრუჭო კვანძის ღრეჩოებიან შეერთებებში მახასიათებელი პარამეტრების სიზუსტის მნიშვნელობები.

**ნაშრომში ჩამოყალიბდა შემდეგი დასკვნები:**

- გაანალიზებულ და გამოკვლეულ იქნა ელექტრომატარებლის ვაგონის არსებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის და დიზელმატარებლების ვაგონის ხელის მუხრუჭის კონსტრუქციები და მათი მოქმედების პრინციპები, რის საფუძველზეც გამოკვეთილ იქნა მათი გაუმჯობესების გზები;
- დამუშავებულ იქნა ელექტრომატარებლის ვაგონის ბერკეტული სამუხრუჭე გადაცემის და დიზელმატარებლის ვაგონის ხელის მუხრუჭის დინამიკური კვლევის მათემატიკური აპარატი, მათი ჩარჩოზე ჩამაგრების მეთოდის გათვალისწინებით, სადაც ამოსავალ მონაცემებად გათვალისწინებულ იქნა ბერკეტული გადაცემის კინემატიკა მათი გადაადგილების სახეების მიხედვით, განსაზღვრულ იქნა რეალური სამუხრუჭე კვანძის კინეტიკური ენერჯია;
- შექმნილ იქნა ელექტრომატარებლის ვაგონის გაუმჯობესებული სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის დინამიკური დატვირთვის სქემა, მოხდა მისი სრული გაანალიზება და საბოლოო სახით ფორმირება;
- შექმნილ იქნა დიზელმატარებლის ვაგონის გაუმჯობესებული ხელის მუხრუჭის მოდელი და მოხდა მისი კინემატიკური პარამეტრების მათემატიკური

- ანალიზის საფუძველზე სინთეზის ამოცანის გადაწყვეტა, რაც დადასტურებულია სათანადო კვლევებით და ფორმულებით;
- ჩატარებული მათემატიკური კვლევების შედეგად ფორმალიზებულ იქნა ელექტრომატარებლის ვაგონის ბერკეტული სამუხრუჭე გადაცემის გაუმჯობესებული კვანძის სახსრულ გადაცემებში არსებულ ღრეჩოებში მიმდინარე დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებების ფორმალიზაცია უკონტაქტო, კონტაქტურ-წყვეტილი, წყვეტილ-კონტაქტური და კონტაქტიანი მოძრაობებისთვის განზოგადოებული კუთხური და ხაზოვანი კოორდინატთა მიმართ განზოგადოებულ ძალთა გათვალისწინებით;
  - სადისერტაციო ნაშრომში მიღებულ შედეგებს ექნება მნიშვნელოვანი პრაქტიკული ღირებულება წარმოებაში დანერგვის შემთხვევაში ვინაიდან საქმე გვაქვს შედარებით გამარტივებულ კონსტრუქციებთან და შესაბამისად წარმოებას მისცემს მნიშვნელოვან ეკონომიკურ ეფექტს;
  - მიღებული გაუმჯობესებული სამუხრუჭე გადაცემის ავტორისეული გადაწყვეტა ასახულია პატენტში, რომელიც სადისერტაციო ნაშრომში წარმოდგენილია დანართის სახით.

**დისერტაციის ძირითადი შინაარსი ასახულია შემდეგ პუბლიკაციებში:**

1. Шарашенидзе Г., Куртанидзе П., Моцонелидзе Т., Усанеташвили Г. О формировании дифференциальных уравнений добавочного контактно-разрывного ( $K_1K_2P_3$ ) движения оптимальной тормозной передачи пассажирского вагона. (на английском языке). Проблемы механики (Международный журнал) ISSN 1512-0740. № 2(43) / 2011. с.14-21.
2. შარაშენიძე გ., შარვაშიძე ა., უსანეთაშვილი გ., დუნდუა თ. რეფრიჟერატორული და სამგზავრო ვაგონების არსებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება. “მეცნიერება და ტექნოლოგიები”.

საქართველოს მეცნიერებათა ეროვნული აკადემიის ყოველთვიური სამეცნიერო-რეფერირებული ჟურნალი. ISSN 0130-7061. №7-9, 2001. გვ. 73-80.

3. Шарашенидзе Г., Мгебришвили Н., Дундуа Т., Шарашенидзе С., Усанеташвили Г.. Математический аппарат кинематического анализа улучшенной тормозной рычажной передачи вагона. Транспорт. Научно-технический журнал. ISSN 1512-0910. ООО «Транспорт». 2013 г. № 1-2 (49-50). с 3-5.

4. Шарашенидзе Г., Мгебришвили Н., Дундуа Т., Шарашенидзе С., Усанеташвили Г. Динамический анализ улучшенной тормозной рычажной передачи вагона. Транспорт. Научно-технически журнал. ISSN 1512-0910. ООО «Транспорт». 2013 г. № 1-2 (49-50). с 6-8.

5. შარაშენიძე გ., უსანეთაშვილი გ., შარაშენიძე ს. ძრავიანი ვაგონის გაუმჯობესებული ხელის მუხრუჭის ამპრავი კვანძის კინემატიკური პარამეტრების მათემატიკური ანალიზი. “მეცნიერება და ტექნოლოგიები”. სამეცნიერო ჟურნალი. ISSN 0130-7061. №1 (714), 2013. გვ. 99-104.

6. უსანეთაშვილი გ. დიზელმატარებლის ძრავიანი ვაგონის გაუმჯობესებული ხელის მუხრუჭის სინთეზის ამოცანის გადაწყვეტა. “მეცნიერება და ტექნოლოგიები”. სამეცნიერო ჟურნალი. ISSN 0130-7061. №1 (714), 2013. გვ. 105-109.

7. შარაშენიძე გ., მარგველაშვილი ვ., უსანეთაშვილი გ., შარაშენიძე ს. ძრავიანი ვაგონის ოპტიმალური სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებების ფორმირება. “მეცნიერება და ტექნოლოგიები”. სამეცნიერო ჟურნალი. ISSN 0130-7061. №1 (715), 2014. გვ. 70-74.

## Abstract

Our country occupies an important place for the further development of rail transport. Both political and economic, and military-strategic purposes. Unified transport system of the railway transport is the main transport link, which is the largest in the world in the scale of the multi-modal transportation logistics schemes. Also by this species has a fairly large share of passenger carriage, and it is especially in demand occurs in the population. After the passenger train movement speed increased throughout the world, in fact the path is taken from the high-speed passenger conveyance and a comfortable, modern design and equipped with the latest high-Simon, where Georgia is no exception and is being intensively process performance. Our country, as a corridor connecting Europe and Asia, not only in terms of freight transport, but also occupy an important place in passenger carriage in a short period of European and Asian rail space.

Railway passenger trains and diesel trains through an important part of power is carried out. It is noteworthy, however, that the high-speed movement of electrified railways used in electric trains and diesel trains are used mainly in suburban and local priorities for the course, not electrified railways constructive speeds of 33 m / s (120 km / h). Constructively diesel engine with a two-carriage train is always composed. Electric power train is formed sections, where the set is turned on periodulobit propelled (electric motor) and customs carriages. Electric trains and diesel trains because they have important tasks to perform, such as people with a comfortable and safe services, they are required to maintain compliance with all safety standards, which is important for the smooth operation of the transmission brake lever. Brake systems must operate without interruptions, high reliability at any time. Electric trains and diesel trains scientists at all stages of their evolution and hand brake lever brake transmission constructive perfection. It is known that the lever of the brake pads wheels rolling Shows rolling stock brake systems used in two-way pressing surfaces.

High-speed electric trains are used to driving in addition to the conventional pneumatic brake pads (electro-pneumatic) brake. Also they are used in brake electro-magnetic rail brake of the lever brake transmission improvement still remains one of the most problematic issues with the ultimate goal is to participate in and perform a rolling stop the prescribed stopping distance (path) respectively (or emergency braking case). Therefore the brake is a significant component of the basic units of rolling stock which will be required for the smooth operation of passenger trains on the railway traffic safety.

Thesis "diesel - electric train and improve the effectiveness of the brake rigging and brake design improvements", the goal is to develop a new electric train motor car rigging scheme and diesel motor car train new brake design.

The study object of power train of the motor car and motor car diesel train brake lever brake transmission and the study of the structure and dynamic analysis, which has been used in the power train of the motor car brake rigging scheme in its propulsion system of fixing joints. We have studied the diesel option and when the train brake.

Procession of power train and brake lever brake transmission of the new structure, which is represented by the dynamic forces of fashion schemes. A number of measures have been implemented in order to improve their mathematical apparatus, the first analysis of the

improved brake lever kinematic transfer process, which were incorporated into the body frame of the joint geometric layout and the real power of the motor car real train brake node variable kinetic energy determination. In order to improve the process was conducted in an electric train motor car brake lever for improved dynamic analysis of the program and the formation of a dynamic model of the program. Improved brake construction output node of the motor car was driving a kinematic parameters of mathematics analysis, the optimal synthesis tasks and brake rigging additional movements separately for the formalization of the generalized differential equations and linear coordinates of a corner of the generalized forces.

The research and the results obtained on the basis of confirmation can be said that the thesis entitled "diesel - electric train and improve the effectiveness of the brake rigging and brake design improvements" are of high urgency, is clearly shown in the survey methodology, objective and scientific innovation can be seen, on the basis of the recommendations of the report on the findings appears, if the structure of the implementation of the practical value of the manufacturer in terms of traffic safety and the integrity of the railway transport, it is particularly important to passengers at railway rolling stock.