

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

გიორგი უსანეთაშვილი

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

წარმოდგენილია დოქტორის აკადემიური ხარისხის მოსაპოვებლად
სადოქტორო პროგრამა „ტრანსპორტი“ 0407

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

თბილისი, 0175, საქართველო

ივლისი, 2015 წელი

საავტორო უფლება © 2015 წელი, გიორგი უსანეთაშვილი

თბილისი

2015 წელი

სამუშაო შესრულებულია საქართველოს ტექნიკურ უნივერსიტეტში

სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობის ფაკულტეტი

სარკინიგზო ტრანსპორტის დეპარტამენტი

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობის ფაკულტეტი

ჩვენ, ქვემოთ ხელისმომწერნი ვადასტურებთ, რომ გავეცანით უსანეთაშვილი გიორგის მიერ შესრულებულ სადოქტორო ნაშრომს დასახელებით: „დიზელ- და ელექტრომატარებლების ვაგონების სამუხრუჭო ეფექტის გაუმჯობესება ბერკეტული გადაცემის და ხელის მუხრუჭის კონსტრუქციული სრულყოფით“ და ვაძლევთ რეკომენდაციას საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობის ფაკულტეტის საგამოცდო კომისიაში მის განხილვას დოქტორის აკადემიური ხარისხის მოსაპოვებლად.

ივლისი 2015 წელი

ხელმძღვანელი:

ა. შარვაშიძე

თ. გრიგორაშვილი

რეცენზენტი:

ს. კარიპიდისი

თ. ნათენაძე

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

2015 წელი

ავტორი: უსანეთაშვილი გიორგი

დასახელება: „დიზელ- და ელექტრომატარებლების ვაგონების სამუხრუჭო ეფექტის გაუმჯობესება ბერკეტული გადაცემის და ხელის მუხრუჭის კონსტრუქციული სრულყოფით“

ფაკულტეტი : სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობის

ხარისხი: დოქტორი

სხდომა ჩატარდა: ივლისი 2015 წ.

ინდივიდუალური პიროვნებების ან ინსტიტუტების მიერ შემომოყვანილი დასახელების ნაშრომის გაცნობის მიზნით მოთხოვნის შემთხვევაში მისი არაკომერციული მიზნებით კოპირებისა და გავრცელების უფლება მინიჭებული აქვს საქართველოს ტექნიკურ უნივერსიტეტს.

ავტორის ხელმოწერა

ავტორი ინარჩუნებს დანარჩენ საგამომცემლო უფლებებს და არც მთლიანი ნაშრომის და არც მისი ცალკეული კომპონენტების გადაბეჭდვა ან სხვა რაიმე მეთოდით რეპროდუქცია დაუშვებელია ავტორის წერილობითი ნებართვის გარეშე.

ავტორი ირწმუნება, რომ ნაშრომში გამოყენებული საავტორო უფლებებით დაცული მასალებზე მიღებულია შესაბამისი ნებართვა (გარდა ის მცირე ზომის ციტატებისა, რომლებიც მოითხოვენ მხოლოდ სპეციფიურ მიმართებას ლიტერატურის ციტირებაში, როგორც ეს მიღებულია სამეცნიერო ნაშრომების შესრულებისას) და ყველა მათგანზე იღებს პასუხისმგებლობას.

რეზიუმე

ჩვენი ქვეყნის შემდგომი განვითარებისთვის უმნიშვნელოვანესი ადგილი უჭირავს სარკინიგზო ტრანსპორტს, როგორც პოლიტიკური და ეკონომიკური, ასევე სამხედრო-სტრატეგიული დანიშნულებით. სარკინიგზო ტრანსპორტი წარმოადგენს ერთიან სატრანსპორტო სისტემაში შემავალ უმთავრეს სატრანსპორტო რგოლს, რომელსაც უმსხვილესი ადგილი უჭირავს მსოფლიოს მასშტაბის განხორციელებულ მულტიმოდალური გადაზიდვების ლოჯისტიკურ სქემებში. ასევე ტრანსპორტის ამ სახეობას საკმაოდ დიდი წილი აქვს მგზავრთა გადაყვანებში და იგი განსაკუთრებით მოთხოვნადი ხდება მოსახლეობისათვის. მას შემდეგ, რაც მთელი მსოფლიოს მასშტაბით გაიზარდა სამგზავრო მატარებელთა მოძრაობის სიჩქარეები, პრაქტიკულად გეზი აღებულია ჩქაროსნულ და ზეჩქაროსნულ სამგზავრო გადაყვანებზე და მაღალკომფორტულ, თანამედროვე სისტემებით აღჭურვილი უახლესი კონსტრუქციის და მაღალი საიმედოობის მქონე სამგზავრო მოძრავი შემადგენლობების გამოყენებაზე, სადაც გამონაკლისს არც საქართველო წარმოადგენს და ინტენსიურად მიმდინარეობს ზემოხსენებული პროცესის შესრულება. ჩვენი ქვეყანა, როგორც ევროპა-აზიის დამაკავშირებელი დერეფანი არამარტო სატვირთო გადაზიდვების კუთხით, არამედ სამგზავრო გადაყვანებშიც მოკლე პერიოდში დაიკავებს მნიშვნელოვან ადგილს ევროპისა და აზიის სარკინიგზო სივრცეში.

რკინიგზაზე სამგზავრო გადაყვანების მნიშვნელოვანი ნაწილი ხორციელდება ელექტრომატარებლებისა და დიზელმატარებლების საშუალებით. თუმცა აქედანვე უნდა აღინიშნოს, რომ ჩქაროსნულ და ზეჩქაროსნულ მოძრაობაში ელექტროფიცირებულ რკინიგზებზე გამოიყენება ელექტრომატარებლები, ხოლო დიზელმატარებელთა გამოყენება კი უმთავრესად პრიორიტეტულია საგარეუბნო და ადგილობრივი მიმოსვლისათვის არაელექტროფიცირებული რკინიგზებისათვის კონსტრუქციული სიჩქარეებით 33 მ/წმ (120 კმ/სთ). კონსტრუქციულად დიზელმატარებელი წარმოადგენს მუდმივად ფორმირებულ შემადგენლობას, რომელსაც აქვს ორი ძრავიანი ვაგონი (შიგაწვის ძრავის მქონე) მატარებლის თავსა და ბოლოში და ერთიდან ოთხამდე მისაბმელი ვაგონი. ელექტრომატარებელი კი ფორმირდება ელექტროსექციების სახით, სადაც დადგენილი პერიოდულობით ჩართულია ძრავიანი (ელექტროძრავიანი) და მისაბმელი ვაგონები.

ვინაიდან ელექტრომატარებლებსა და დიზელმატარებლებს უწევთ ისეთი საპასუხისმგებლო ამოცანების შესრულება, როგორც არის ადამიანთა კომფორტული და უსაფრთხო გადაყვანა შესაბამისად მათ მოეთხოვებათ უსაფრთხოების ყველა ნორმების დაცვა, რომელთაგან განსაკუთრებით აქტუალურია ბერკეტული სამუხრუჭე გადაცემის და ხელის მუხრუჭის უმტყუნებო მუშაობა. სამუხრუჭე სისტემები ყოველგვარი შეფერხების გარეშე უნდა მუშაობდნენ მაღალი საიმედოობით წლიწადის

დროის ნებისმიერ მეტეოროლოგიურ პირობებში. ელექტრომატარებლებისა და დიზელმატარებლების ევოლუციური განვითარების ყველა ეტაპზე მეცნიერებს და გამომგონებლებს უწევდათ ბერკეტული სამუხრუჭე გადაცემის და ხელის მუხრუჭის კონსტრუქციული სრულყოფა. ცნობილია, რომ ბერკეტული სამუხრუჭე გადაცემები აღნიშნულ მოძრავ შემადგენლობათა სამუხრუჭე სისტემებში გამოყენებულია ხუნდების თვლების გორვის ზედაპირებზე ორმხრივი დაწოლით.

ჩქაროსნული და ზეჩქაროსნული მოძრაობისას გარდა იმისა, რომ ელექტრომატარებლებზე გამოიყენება ჩვეულებრივი ხუნდებიანი მუხრუჭი პნევმატური (ელექტროპნევმატური) მუხრუჭები, ასევე მათზე გამოიყენება ბადროსებური (დისკური) ელექტრომაგნიტური სარელსო მუხრუჭიც, თუმცა ბერკეტული სამუხრუჭე გადაცემის სრულყოფა მაინც რჩება ერთ-ერთ აქტუალურ საკითხად, რომლის საბოლოო მიზანიც არის მან მონაწილეობა მიიღოს და შეასრულოს მოძრავი შემადგენლობის გაჩერება მისთვის დადგენილი სამუხრუჭე მანძილის (გზის) შესაბამისად (ან სასწრაფო დამუხრუჭების შემთხვევაში). მაშასადამე მუხრუჭი არის მოძრავი შემადგენლობის ის აუცილებელი შემადგენელი ძირითადი კვანძი, რომლის გამართული მუშაობის გარეშეც პრაქტიკულად შეუძლებელი იქნება სამგზავრო მატარებელთა უსაფრთხო მოძრაობა რკინიგზაზე.

სადისერტაციო ნაშრომის "დიზელ - და ელექტრომატარებლების ვაგონების სამუხრუჭო ეფექტის გაუმჯობესება ბერკეტული გადაცემის და ხელის მუხრუჭის კონსტრუქციული სრულყოფით" მიზანს წარმოადგენს დამუშავებული იქნეს ელექტრომატარებლის ძრავიანი ვაგონების ბერკეტული გადაცემის ახალი სქემა და დიზელმატარებლის ძრავიანი ვაგონის ხელის მუხრუჭის ახალი კონსტრუქცია.

საკვლევ ობიექტს წარმოადგენდა ელექტრომატარებლის ძრავიანი ვაგონების და დიზელმატარებლის ძრავიანი ვაგონის ბერკეტული სამუხრუჭო გადაცემის და ხელის მუხრუჭის არსებული კონსტრუქციის შესწავლა და მათი დინამიკური ანალიზი, სადაც გამოყენებული იქნა ელექტრომატარებლის ძრავიანი ვაგონის არსებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის სქემა მისი ამძრავი სისტემის ჩამაგრების სახსრების გათვალისწინებით. შესწავლილ იქნა დიზელმატარებლის ხელის მუხრუჭის არსებული ვარიანტი და მისი მოქმედების პრინციპი.

დამუშავდა რა ელექტრომატარებლის ბერკეტული სამუხრუჭე გადაცემის და ხელის მუხრუჭის ახალი კონსტრუქცია, რომელიც წარმოდგენილია შესაბამის ძალთა მოდების დინამიკური სქემებით ჩატარებულ იქნა მთელი რიგი ღონისძიებანი მათი მათემატიკური აპარატის სრულყოფის მიზნით, კერძოდ უპირველეს ყოვლისა გაანალიზებულ იქნა გაუმჯობესებული ბერკეტული სამუხრუჭო გადაცემის კინემატიკური პროცესი, სადაც გათვალისწინებულ იქნა ურიკის ჩარჩოზე უძრავი სახსრის გეომეტრიული განლაგება და მოხდა ელექტრომატარებლის ძრავიანი ვაგონის რეალური სამუხრუჭე კვანძის ცვლადი კინეტიკური ენერჯის განსაზღვრა. პროცესის სრულყოფის მიზნით ჩატარდა ელექტრომატარებლის ძრავიანი ვაგონის გაუმჯობესებული ბერკეტული

სამუხრუჭე გადაცემის დინამიკური ანალიზი და მოხდა ამ გადაცემის დინამიკური მოდელის ფორმირება. ჩატარდა ძრავიანი ვაგონის გაუმჯობესებული ხელის მუხრუჭის კონსტრუქციის ამძრავი კვანძის გამომავალი კინემატიკური პარამეტრების მათემატიკური აპარატის ანალიზი, მოხდა სინთეზის ამოცანის გადაწყვეტა და ოპტიმალური სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის დამატებითი მოძრაობებისათვის ცალ-ცალკე მოხდა დიფერენციალურ განტოლებათა ფორმალიზაცია განზოგადოებულ კუთხურ და ხაზოვან კოორდინატთა მიმართ განზოგადოებულ ძალთა გათვალისწინებით.

ჩატარებული სამეცნიერო კვლევისა და მიღებული შედეგების საფუძველზე შეიძლება დადასტურებით ითქვას, რომ სადისერტაციო ნაშრომი დასახელებით "დიზელ - და ელექტრომატარებლების ვაგონების სამუხრუჭო ეფექტის გაუმჯობესება ბერკეტული გადაცემის და ხელის მუხრუჭის კონსტრუქციული სრულყოფით" გამოირჩევა მაღალი აქტუალურობით, მკვეთრად არის ნაჩვენები კვლევის სწორი მეთოდიკა, ჩანს მიზანი და მეცნიერული სიახლე, რომლის საფუძველზეც დასკვნებში ჩანს რეკომენდაციები, თუ აღნიშნული კონსტრუქციის დანერგვის შემთხვევაში რა პრაქტიკული ღირებულება ექნება მწარმოებლისათვის და მთლიანობაში რკინიგზის ტრანსპორტისათვის მოძრაობის უსაფრთხოების ამაღლების თვალსაზრისით, რაც განსაკუთრებით მნიშვნელოვანია მგზავრთა გადაყვანების დროს სარკინიგზო მოძრავი შემადგენლობების საშუალებით.

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.

შინაარსი

შესავალი	14
1. ლიტერატურის მიმოხილვა	20
1.1. ელექტრომატარებლის ვაგონის არსებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემების სქემა, ამძრავი სისტემის ჩარჩოს ჩამაგრების სახსრების გათვალისწინებით.....	36
1.2. ელექტრომატარებლის ვაგონის არსებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა განსხვავებული ამძრავი სისტემით.....	39
1.3. დიზელმატარებლის ვაგონის ხელის მუხრუჭის არსებული ვარიანტი და მოქმედების პრინციპი.....	43
2. შედეგები და მათი განსჯა	47
2.1. ელექტრომატარებლის და დიზელმატარებლის სამუხრუჭო ეფექტიანობის ამაღლება ბერკეტული სამუხრუჭო გადაცემის და ხელის მუხრუჭის კონსტრუქციული სრულყოფით და მათი კინემატიკური და დინამიკური კვლევა.....	47
2.1.1. ელექტრომატარებლის ვაგონის გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის კინემატიკური კვლევა, ურიკის ჩარჩოზე ჩამაგრების უძრავი სახსრის გეომეტრიული განლაგების მიხედვით.....	47
2.1.2. ელექტრომატარებლის ვაგონის გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის კინემატიკური ანალიზი ბერკეტების შესაძლო გადადგილების მიხედვით.....	62
2.1.3. ელექტრომატარებლის ვაგონის რეალური სამუხრუჭე კვანძის ცვლადი კინეტიკური ენერჯის განსაზღვრა.....	66
2.1.4. ელექტრომატარებლის ვაგონის გაუმჯობესებულისამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის დინამიკური ანალიზი.....	71
2.1.5. ელექტრომატარებლის ვაგონის გაუმჯობესებული სამუხრუჭო გადაცემის დინამიკური მოდელის დამუშავება.....	74
2.2. დიზელმატარებლის ვაგონის გაუმჯობესებული ხელის მუხრუჭის შემოთავაზებული ვარიანტი, მოქმედების პრინციპი და ამძრავი კვანძის გამომავალი კინემატიკური პარამეტრების მათემატიკური ანალიზი.....	79
2.2.1. დიზელმატარებლის ვაგონის გაუმჯობესებული ხელის მუხრუჭის სინთეზის ამოცანის გადაწყვეტა.....	88

2.3. ელექტრომატარებლის ვაგონის ოპტიმალური სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის ღრეჩოს დამატებითი მოძრაობებისათვის დიფერენციალური განტოლებების ფორმირება.....	95
2.3.1. გაუმჯობესებული სამუხრუჭე კვანძის ღრეჩოს დიფერენციალური განტოლებების ფორმალიზაცია.....	101
2.3.2. ღრეჩოში უკონტაქტო დამატებითი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების დამუშავება.....	103
2.3.3. ღრეჩოში კონტაქტურ-წყვეტილი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების დამუშავება.....	107
2.3.4. ღრეჩოში დამატებითი წყვეტილ-კონტაქტური მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების დამუშავება.....	111
2.3.5. ღრეჩოში კონტაქტური მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების დამუშავება.....	115
3. დასკვნა	121
გამოყენებული ლიტერატურა	123
დანართი 1 სასარგებლო მოდელის პატენტი „რკინიგზის ვაგონის სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემა“ და მისი აღწერილობა.....	128

ცხრილების ნუსხა

ცხრილი 1. ოპტიმალური სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის ამძრავი კვანძის დამატებით მოძრაობათა კლასიფიკაცია.....	96
---	----

ნახაზების ნუსხა

ნახ. 1. ელექტრომატარებლის ვაგონის არსებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის სქემა 1.....	37
ნახ. 2. ელექტრომატარებლის ვაგონის არსებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის სქემა 2.....	42
ნახ. 3. დიზელმატარებლის ვაგონის არსებული ხელის მუხრუჭის სქემა.....	45
ნახ. 4. ელექტრომატარებლის გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის კინემატიკური სქემა.....	48
ნახ. 5. ელექტრომატარებლის ვაგონის ბერკეტული გადაცემის კინემატიკური პარამეტრების საანგარიშო სქემა, სახსრული შეერთებების გეომეტრიული განლაგების მიხედვით.....	49
ნახ. 6. ბერკეტული გადაცემის შემადგენელი ბერკეტების მოზრუნების კუთხეების საანგარიშო სქემა.....	63
ნახ. 7. ელექტრომატარებლის ვაგონის გაუმჯობესებული სამუხრუჭე კვანძის სქემა ღრეჩოთი 0-1 სახსრულ სახსრულ შეერთებებში.....	67
ნახ. 8. ელექტრომატარებლის ვაგონის გაუმჯობესებული სამუხრუჭე გადაცემის სქემა.....	75
ნახ. 9. დიზელმატარებლის ვაგონის გაუმჯობესებული ხელის მუხრუჭის სქემა.....	81
ნახ. 10. დიზელმატარებლის ვაგონის გაუმჯობესებული ხელის მუხრუჭის ამძრავი კვანძის ($\omega_{\text{კ}}$) კინემატიკური პარამეტრების საანგარიშო სქემა.....	82
ნახ. 11. დიზელმატარებლის ვაგონის გაუმჯობესებული ხელის მუხრუჭის დაწოლის კვანძის კინემატიკური სქემა.....	89
ნახ. 12. ელექტრომატარებლის ვაგონის ოპტიმალური სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის ამძრავი კვანძის დინამიკური მოდელი 0-1 სახსრულ შეერთებაში Δ_1 ღრეჩოს არსებობისას.....	97
ნახ. 13. სამუხრუჭე გადაცემის შემსრულებელი კვანძის დინამიკური მოდელი.....	102

მადლიერება

გულითად მადლობას ვუძღვნი ჩემს პირველ ხელმძღვანელს, აწ უკვე გარდაცვლილ პროფესორ გური შარაშენიძეს გაწეული უდიდესი დახმარებისთვის და დიდ მწუხარებას გამოვთქვამ იმის გამო რომ ვერ მოესწრო ჩემი დისერტაციის დაცვის პროცესს.

შესავალი

ქვეყნის განვითარების ძირითადი პრიორიტეტების უზრუნველყოფა, სხვა საკითხებთან ერთად მნიშვნელოვნადა არის დამოკიდებული სარკინიგზო ტრანსპორტის გამართულ მუშაობაზე. ხოლო ეს უკანასკნელი, თავის მხრივ, გულისხმობს ტექნიკურ საშუალებათა გაუმჯობესებას და საიმედოობის პარამეტრების ამაღლებას მოძრაობის უსაფრთხოების მოთხოვნების სრულყოფის მიზნით.

თანამედროვე სახალხო მეურნეობის სხვადასხვა დარგის მოთხოვნების დაკმაყოფილების მიზნით სარკინიგზო მოძრავი შემადგენლობა ხასიათდება სხვადასხვა სახის წევის საშუალებებისა და ვაგონების სიმრავლით. სარკინიგზო გადაზიდვებს ემსახურება სამგზავრო, სატვირთო, რეფრიჟერატორული და სპეციალიზირებული ვაგონები.

დღეისათვის, გაზრდილი სიჩქარეების პირობებში, ნებისმიერი ტიპის მოძრავი შემადგენლობის ერთეული, აუცილებელია გამოირჩეოდეს მოძრაობის უსაფრთხოებისადმი წარდგენილი საიმედოობით. ამის გამო აუცილებელია ვაგონის მექანიკური გადაცემები და განსაკუთრებით სხვადასხვა ტიპის ავტომატური სამუხრუჭო სისტემა სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემებით ხასიათდებოდეს ოპტიმალური სამუხრუჭო პარამეტრებით და სამუხრუჭო ეფექტიანობით.

ვაგონის ავტომატური მუხრუჭის შემადგენლობაში სხვა შემადგენელ ნაწილებთან ერთად შედის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა. იგი წარმოადგენს ბერკეტებისა და წევების, ასევე სამუხრუჭო ხუნდების ერთობლიობას, დაკავშირებულს ერთმანეთთან მეხუთე კლასის კინემატიკური წყვილებით (სახსრული შეერთებებით), რომლის დანიშნულებას წარმოადგენს სამუხრუჭო ცილინდრიდან განვითარებული სამუხრუჭო ძალა გაზრდილი მნიშვნელობით გადასცეს სამუხრუჭო ხუნდებს სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის საშუალებით.

სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის ნებისმიერ კვანძს გააჩნია საკუთარი საპროექტო მონაცემები, მაგრამ ხანგრძლივი ექსპლუატაციის

შემდეგ ყველა სახსრულ შეერთებაში ადგილი აქვს გაზრდილი ღრეჩოს წარმოშობას, რომელიც უარყოფითად მოქმედებს გადაცემის სამუხრუჭო ეფექტიანობაზე. ასეთ შემთხვევაში, ანუ ღრეჩოს არსებობისას იზრდება ვაგონის სამუხრუჭო მანძილი, სამუხრუჭო დრო და უარესდება გადაცემის დინამიკური მაჩვენებლები, რაც თავის მხრივ აუარესებს მოძრაობის უსაფრთხოებისადმი წაყენებულ მოთხოვნებს, აუარესებს საიმედოობის მაჩვენებლებს.

საერთოდ, ვაგონების სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის დაგეგმარებისას, რომელიც გადაცემის ბერკეტული სისტემის კინემატიკური, ასევე დინამიკური ანალიზისა და სინთეზის ამოცანების გადაწყვეტის მიხედვით მიმდინარეობს, მხედველობაში არ არის მიღებული ბერკეტების პირველადი ცდომილებანი მათი დამზადების დროს, გაზრდილი ცვეთები სახსრული შეერთებების ელემენტებს შორის და ა.შ.

ტექნოლოგიური ღრეჩოები, რომლებიც დაიშვებიან სისტემის სახსრულ შეერთებებში ბერკეტების არწყობისა და ურთიერთფარდობითი გადაადგილების მიზნით, ექსპლუატაციის დროს სახსრული შეერთებების შიგა და გარე ელემენტების ცვეთის გამოიძენენ გაზრდილ მნიშვნელობებს, რის გამოც უარესდება მოძრაობის დინამიკური და უსაფრთხოების მაჩვენებლები.

დღეისათვის მეტად აქტუალურ საკითხს წარმოადგენს ჩატარდეს მნიშვნელოვანი თეორიული გამოკვლევები და მის საფუძველზე პრაქტიკული მოდერნიზაცია არსებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემებისა და მათი შემსრულებელი (სამუხრუჭო) კვანძების მიმართ, აგრეთვე დამუშავდეს ამ გადაცემების ოპტიმალური კონსტრუქციის მქონე ვარიანტები, შეირჩეს ცვეთებით გამოწვეული არატექნოლოგიური ღრეჩოს ის ოპტიმალური ზომები და დასაშვები დიაპაზონი, რომლის დროსაც გადაცემის ძალური და სიზუსტის საექსპლუატაციო მაჩვენებლები მოთავსდებიან დასაშვებ ზღვრებში, როგორც კინემატიკური ასევე დინამიკური გამომავალი პარამეტრებისათვის.

ვაგონების მექანიკურ გადაცემათა საპროექტო დინამიკური დატვირთვებისა და შესაბამისი ფუნქციონალური სიზუსტის დაცვის მიზნით, რაც გამოწვეულია სახსრულ შეერთებებში სამუხრუჭო ცილინდრიდან განვითარებული დაწოლის ძალის დანაკარგებით, სახსრებში შიგა და გარე ელემენტების ურთიერთხახუნის ძალის დამლევაზე. აუცილებელი ხდება ამ გადაცემების დინამიკური გამოკვლევა სახსრულ შეერთებებში გაზრდილი არატექნოლოგიური ღრეჩოების გათვალისწინებით. აუცილებელია შეიქმნას სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის კვლევის ახალი მიმართულება, რომელიც გულისხმობს მექანიკური გადაცემების კონსტრუქციების ოპტიმალური ვარიანტების დამუშავებას, მათი რეალური დინამიკური მოდელების შექმნას, ღრეჩოებით გამოწვეული დამატებით მოძრაობათა ასახვას, დამატებითი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების საშუალებით. დასახული ღონისძიებანი საშუალებას მოგვცემს დადგინდეს ღრეჩოს ოპტიმალური ზომები და დასაშვები დიაპაზონები სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემების საპროექტო დინამიკური და ფუნქციონალური სიზუსტის მაჩვენებლების შენარჩუნებისა და ოპტიმიზირების მიზნით. დასახული ამოცანების გადაწყვეტის შედეგად გაუმჯობესებული იქნება ვაგონის ეფექტური დამუხრუჭების პროცესი, რაც გულისხმობს სრული სამუხრუჭო დროის შემცირებასა და სამუხრუჭო ხუნდებზე დაწოლის ძალის ზრდის ფაქტორს, გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის მოქმედების შედეგად.

დღეისათვის, ნებისმიერი სახის ვაგონისათვის (განსაკუთრებით სამგზავრო და რეფრიჟერატორული), ვაგონების სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემები ხასიათდებიან კონსტრუქციული სირთულით, რაც უარყოფით გავლენას ახდენს სამუხრუჭო ცილინდრიდან სამუხრუჭო ხუნდებზე გადაცემული დაწოლის ძალის მნიშვნელობაზე. ასეთივე პროცესები მიმდინარეობს დიზელ- და ელექტრომატარებლის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემების შემთხვევაშიც. აღსანიშნავია, რომ ამ ორი სახის

ვაგონებისათვის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემები, ხუნდების ჩათვლით, მათი კინემატიკური და დინამიკური გაანგარიშებანი თითქმის ერთნაირია, მხოლოდ განსხვავდებიან ერთმანეთისაგან ხელის მუხრუჭის კონსტრუქციული შესრულებით. ამ საკითხების გადაწყვეტა მოითხოვს განსაკუთრებულ მიდგომას, რომელიც განხორციელებულია ჩვენს მიერ ჩატარებულ გამოკვლევებში. შექმნილია ელექტრომატარებლის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის გაუმჯობესებული ვარიანტი, რომელიც კონსტრუქციულად მარტივია არსებულთან შედარებით და გამოირჩევა ბერკეტებისა და სახსრული შეერთებების ნაკლები რაოდენობით, ასევე ურიკის ჩარჩოს მიმართ საყრდენი სახსრებისა და ბერკეტების კომპაქტური განლაგებით და ბერკეტების ურთიერთფარდობითი მოძრაობის უზრუნველყოფით. აგრეთვე გაუმჯობესებულია დიზელმატარებლის ხელის მუხრუჭის კონსტრუქცია, სადაც ურთულესი კონუსური და ხრახნული გადაცემების ნაცვლად გამოყენებულია ჩვეულებრივი ცილინდრული კბილანა გადაცემები და განსაზღვრული მოძრაობის მქონე სინუსა მექანიზმი. სინუსა მექანიზმი ამ დროს წარმოადგენს მისი კლასიკური ვარიანტისაგან განსხვავებულ ორი რგოლის ხისტ შეერთებას მოქმედების შეზღუდვებით პრინციპით, რომელთაგან ერთზე მოქმედებს ღია ხრახნული გადაცემის ქვა, ხოლო მეორე რგოლის საშუალებით ხდება ხელის მუხრუჭის მზრუნავი სახელურის მობრუნების შესაბამისად დამწოლი კვანძის მოქმედებისას დამუხრუჭების პროცესი. ამასთან აღსანიშნავია, რომ ხელის მუხრუჭი დაკავშირებულია დიზელმატარებლის ძრავიანი ვაგონის გაუმჯობესებულ სამუხრუჭო ბერკეტულ გადაცემასთან, რაც შესაძლებელს ხდის ნაკლები დატვირთვების თანხლებით განხორციელდეს მუხრუჭის მოქმედება. ამ შემთხვევაში მიიღება სრული სამუხრუჭო ეფექტი, რომელიც უკეთესია არსებულთან შედარებით, სამუხრუჭო დროის სიმცირისა და დამუხრუჭების საიმედოობის მიხედვით.

ჩვენს მიერ შექმნილია ელექტრომატარებლის ძრავიანი ვაგონის გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის და ამ რეალური

გადაცემის კვლევის დინამიკური მოდელი, რომელიც ითვალისწინებს სახსრული შეერთებების ელემენტების დიდი ცვეთებით გამოწვეული არატექნოლოგიური ღრეჩოების არსებობას. კვლევის შედეგად მიღებულია კინემატიკური და დინამიკური გამომავალი პარამეტრების რეალურად მოქმედი დიაპაზონები და შესაბამისი ოპტიმალური მნიშვნელობანი. ღრეჩოებისა და დინამიკური დატვირთვების დასაშვები მნიშვნელობანი კონსტრუქციულად გამართვებულ სამუხრუჭო გადაცემასთან ერთად აუმჯობესებს გადაცემის გამომავალი პარამეტრების ფუნქციონალურ სიზუსტეს.

შექმნილია ელექტრომატარებლის ბერკეტული გადაცემისა და დიზელმატარებლის ხელის მუხრუჭის გაუმჯობესებული ოპტიმალური გადაცემები და მათი მათემატიკური გამოკვლევა, ჩატარებულია რეალური დინამიკური მოდელებისა და შესაბამისი „იდეალური“ მოდელების გამომავალი პარამეტრების შედარებითი ანალიზი კლასიკური მექანიკის ზოგადი კანონების მიხედვით.

სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის რეალური დინამიკური მოდელი უზრუნველყოფს გამომავალი პარამეტრების რეალური მნიშვნელობების და დასაშვებ დიაპაზონთა დადგენას.

დინამიკური ძალებისა და დატვირთვების გამოვლენის მიზნით, რაც უზრუნველყოფს მაქსიმალურ დამუხრუჭების ეფექტს, განხილულია სისტემის შემადგენელი ბერკეტების ურთიერთ მართობულობის პირობები, რაც საშუალებას იძლევა მათემატიკური ანალიზის მიხედვით შეირჩეს რეალური დინამიკური გამოთვლები. გამომავალი პარამეტრების მნიშვნელობათა დადგენის მიზნით შერჩეულია კვლევის საკოორდინატო მეთოდი, რომლის მიხედვით ხდება მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების შედგენა. ამ განტოლებათა ამოხსნის შედეგად მიიღება მახასიათებელი, რეალური პარამეტრები, რაც დამოკიდებულია სახსრულ შეერთებაში ღრეჩოს სიდიდესა და ხახუნის კოეფიციენტის მნიშვნელობაზე.

უნდა აღინიშნოს, რომ დიზელის ძრავის ხელის მუხრუჭის სამუხრუჭო ეფექტი უმჯობესდება დაახლოებით 10%-ით, ხოლო მასალების ხარჯი 50%-ით. ასევე ითქმის ელექტრომატარებლის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის მიმართაც, რომლის კონსტრუქციული გამარტივების შედეგად უმჯობესდება დამუხრუჭების ხარისხი, რაც დამოკიდებულია სისტემის გადაცემის რიცხვის გაზრდილ მნიშვნელობაზე და მარგი ქმედების კოეფიციენტზე.

ამგვარად, შესრულებული სამუშაო წარმოადგენს ახალ მიდგომას სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემების პროექტირებისადმი, რაც აუმჯობესებს ლიანდაგზე მოძრაობის უსაფრთხოებას, აუმჯობესებს საიმედოობის მაჩვენებლებს და ზრდის სამუხრუჭო ეფექტიანობას. ამასთან აღსანიშნავია, რომ ელექტრომატარებლების ძრავიანი ვაგონის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის და დიზელმატარებლის ხელის ოპტიმალური ვარიანტის გამოყენებისას მიიღება გარკვეული ეკონომიკური ეფექტი მასალის შემცირებული რაოდენობისა და დამზადების შესაბამისი ხარჯების მიხედვით.

1. ლიტერატურის მიმოხილვა

უმველესი დროიდან შეიმჩნევა მექანიკით ადამიანთა დაინტერესება, სამეურნეო, სატრანსპორტო თუ სამხედრო საქმიანობისთვის. ცხადია, პირველად შექმნილი მექანიკური მოწყობილობები სიმარტივით გამოირჩეოდნენ, მაგრამ ადამიანის მათემატიკური ცოდნის ზრდასთან ერთად მექანიკით დაინტერესებაც სიღრმისეული ხდებოდა. ამ მხრივ საინტერესოა პითაგორას აღმოჩენები. გამორჩეული მექანიკური მიღწევები აქვს შუა საუკუნეებში ლეონარდო დავინჩის. ხოლო სატრანსპორტო მექანიკის საკითხებით მეცნიერთა დაინტერესება იწყება XIX საუკუნის პირველი ნახევრიდან და ამ მიმართულებით იმავე საუკუნის მეორე ნახევარში იქმნება ბრწყინვალე სამეცნიერო ნაშრომები.

დღეისათვის გაზრდილი ტვირთბრუნვისა და მგზავრთა ნაკადის პრობებში, დღის წესრიგში დადგა სარკინიგზო ტრანსპორტის ტექნიკური სრულყოფა და მოძრაობის უსაფრთხოების უზრუნველყოფა. ამ მიმართულებით საჭირო გახდა ვაგონის სხვადასხვა სახის კონსტრუქციების დამუშავება და მასთან ერთად ვაგონის სამუხრუჭო და მექანიკურ გადაცემათა სრულყოფა.

ვაგონის ძარის, მისი რომელიმე მექანიკური გადაცემის, ურიკის ან რომელიმე დანადგარის შესახებ მსჯელობენ არა მარტო მისი საპროექტო სიმძლავრეებისა და მაჩვენებლების მიხედვით, არამედ იმ ჯამური რესურსებითაც, რომელიც აუცილებელია მოცემული ერთეულის საიმედო უმტყუნებო მუშაობისთვის. ეს მიდგომა დიაგნოსტიკური ხასიათისაა და ითვალისწინებს გადაცემების ან დანადგარების მომავალი ალბათური ხასიათის მტყუნებების დასაწყისშივე აღკვეთას საპროექტო მაჩვენებლების გაანგარიშების პირველ ეტაპზე. გაანგარიშებაში უნდა ჩაიდოს ისეთი მოვლენების გამოკვლევა და მაშველ საშუალებათა დადგენა, 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 დამანგრეველი რეაქციის ძალები, მეტად დატვირთული ბერკეტებისა და ღეროების ღუნვითი და გრეხითი დეფორმაციები და ა.შ.

სარკინიგზო გამწვევი მოძრავი შემადგენლობების და ვაგონის მოძრაობის ზოგიერთი ფუნდამენტალური საკითხები XIX საუკუნის დასასრულსა და XX საუკუნის დასაწყისში გადაჭრილი იქნა ცნობილ რუს მეცნიერთა მიერ. ნ. პეტროვის, კ. ცეგლინსკის, ა. ხოლოდეცის, 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. ლაზარიანის, ა. პოპოვის, ი. ჩელნოკოვის, ნ. ნიკოლსკის, ლ. მანაშკინის, მ. ვერიგოს, ს. ვერშინსკის, ვ. უშკალოვის, მ. სოკოლოვის, ვ. ხუსიდოვის, ვ. შეპეტელნიკოვის, ბ. ალექსიუტკინის და სხვათა შრომებში. [1], [2], [3].

დასაბამი მიეცა ვაგონების კონსტრუქციების ღრმა თეორიულ და ექსპერიმენტულ კვლევებს. ჩამოყალიბდა [4] თეორიული კვლევის ძირითადი მიმართულებანი, დამუშავებული თეორიული მექანიკისა და მასალათა გამძლეობის ძირითადი დებულებების მიხედვით. გაანგარიშებული იქნა არა მარტო ვაგონის მთლიანი ძარა და მისი დინამიკური ცვლადი დატვირთვები გარე ძალების მოქმედების დროს, არამედ მისი ყველა საპასუხისმგებლო კვანძების და უპირატესად სახერხემლო ძელების კონსტრუქციები საიმედოობის პარამეტრების გათვალისწინებით.

საინტერესოდ და ღრმა მეცნიერული ჩაწვდომითაა გაშუქებული სატვირთო ვაგონის დინამიკური დატვირთვის პრობლემები [5]. გადაწყვეტილია რიგი საკითხებისა სატვირთო ვაგონებითა და ცისტერნებით მყარი და თხევადი ტვირთების გადატანის შემთხვევაში. ნაჩვენებია, რომ ვაგონებზე ტვირთების ზემოქმედების პრობლემა აიხსნება არა მარტო ტვირთის მასით, არამედ ამ ტვირთის სახეობითა და ვაგონის ძარის მიმართ ამ ტვირთის განლაგების სქემით. ნაჩვენებია თხევადტვირთიანი ვაგონების ფორსირებული, დაჩქარებული გამოკვლევების ჩატარების აუცილებლობა, რადგან ეს საკითხები ბოლომდე არაა მეცნიერულად გაშუქებული.

სარკინიგზო მოძრავი შემადგენლობის დინამიკა ბევრი მეცნიერის შრომებშია მოცემული. გამოკვლეულია სატვირთო და სამგზავრო ვაგონების სავალი ნაწილების პარამეტრების [6], [7], [8] მახასიათებელი მნიშვნელობანი მშრალი ხახუნის პირობებში, ურიკისა და ძარის მდგრადობისადმი წაყენებული მოთხოვნები, განხილულია რელსისადმი თვლის დარტყმის მოვლენები, როგორც სწორხაზოვანი მოძრაობისას, ასევე პირაპირებში გავლის დროს. გამოკვლეულია თვლისა და რელსის კონტაქტის წერტილში რეაქციის ძალების სიდიდეთა კანონზომიერი გაზნვის სპექტრი და ამ ძალების განსაზღვრის მეთოდები. ვაგონის ძარისა და ურიკის მდგრადობა გამოკვლეულია ურთიერთკავშირში, ასევე გადაწყვეტილია „ვაგონი-ლიანდაგი“-ს ერთიანი მექანიკური სისტემის კვლევის მეთოდიკა.

ნ. ჟუკოვსკის მიერ ადრე შექმნილი და შემდგომ აკად. ვ. ლაზარიალის მიერ მოდერნიზირებული მოძრავი შემადგენლობის სქემა წარმოდგენილი იქნა როგორც დრეკადი ღერო ჰისტერეზისით [9], [10], [11]. ასეთმა სრულყოფილმა მოდელმა საშუალება მისცა ავტორებს წარმოედგინათ დროის მიხედვით მოძრავ შემადგენლობაზე მოქმედი ძალების დინამიკური დატვირთვების ცვლილების გრაფიკები. მოცემულია შემადგენლობის არასტაციონარული მოძრაობის რეჟიმების თეორიული და

ექსპერიმენტული კვლევის შედეგები აღწერილია მათემატიკური მოდელები და ალგორითმები, რომლებიც საშუალებას იძლევა საინჟინრო პრაქტიკისათვის მისაღები სიზუსტით გაანგარიშებული იქნას ვაგონზე და შემადგენლობაზე მოქმედი ძალები ადგილიდან დაძვრისას, სრული დამუხრუჭების, ლიანდაგის ტეხილი პროფილის გავლის და ვაგონების ურთიერთდაჯახების დროს. აქვე განხილულია შემადგენლობაზე მოქმედი ძალების ფორმირების საკითხი. ნაჩვენებია ძირითად მოქმედ ძალებზე გადაბმულობის ღრეჩობის, ასევე მშთანთქმელი აპარატების მახასიათებლების, სამუხრუჭო მოწყობილობების და ლიანდაგის პროფილის გავლენა. ექსპერიმენტული კვლევების შედეგების მიხედვით შექმნილია მეთოდიკა, მშთანთქმელი აპარატების ინტეგრალური პარამეტრების განსაზღვრის მიზნით. შექმნილია უდიდესი მოქმედი ძალების განაწილების ფორმირების სტატისტიკური მოდელები, განხილულია გრძივი ძალებისა და დატვირთვების იმიტაცია ლაბორატორიულ პირობებში.

ამავე შრომებში ა. ლიაპუნოვის მდგრადობის თეორიაზე დაყრდნობით დამუშავებულია მოძრავი შემადგენლობის საანგარიშო მოდელის შერჩევის მეთოდიკა და შექმნილია შესაბამისი მათემატიკური მოდელები. განსაკუთრებული ყურადღება ეთმობა ლიაპუნოვას პირდაპირი მეთოდის გამოყენებას პირველი მიახლოებით შემადგენლობის მდგრადობის საკითხის გადაწყვეტისას. ნაჩვენებია მათემატიკური მოდელის გამარტივების ეფექტური საშუალებანი. ექსპერიმენტული კვლევის შედეგები ადასტურებენ თეორიული გამოკვლევების კორექტულობას.

ნებისმიერი სახის ვაგონი დამუხრუჭებისა და უსაფრთხო მოძრაობის მიზნით აღჭურვილია ავტომატური მუხრუჭებით, რომელიც თავის შემადგენლობაში შეიცავს სამუხრუჭო მოწყობილობას და სამუხრუჭო ბერკეტულ გადაცემას. მუხრუჭების ძირითადი სახეები, კონსტრუქცია და მისი თითოეული კვანძის გამოკვლევა [12], [13], [14], [15]

წარმოდგენილია თვალსაჩინო მეცნიერთა შრომებში. ამ გამოკვლევებში ჩამოყალიბებულია ძირითადი ცნებები და განზოგადოებულია მოქმედი ძალები დამუხრუჭების პროცესის მოვლენისა მთლიანობაში. კლასიფიცირებულია ავტომატური სამუხრუჭო სისტემები და ნაჩვენებია ძირითად სამუხრუჭო მოწყობილობათა რაციონალური განლაგება სხვადასხვა სახის ვაგონის ან ლოკომოტივისათვის. დამუშავებული და გამოკვლეულია სამუხრუჭო ცილინდრიდან სამუხრუჭო ხუნდებზე დამამუხრუჭებელი ძალის გადაცემის თეორია, გადაცემის სისტემაში ხახუნისა და თვლის რელსთან შეჭიდების კოეფიციენტების გათვალისწინებით. ჩატარებულია ღრმა მეცნიერული კვლევები, რომელიც ასახავს ავტომატური მოქმედების პნევმატური, ელექტროპნევმატური და ელექტრული მუხრუჭის მოქმედების თავისებურებებს და პრინციპებს. მოძრაობის უსაფრთხოების თვალსაზრისით მკვლევართა ამ შრომებში დიდი მნიშვნელობა ენიჭება სამუხრუჭო აპარატურის და მოწყობილობის შერჩევას საიმედოობის მაჩვენებელთა მიხედვით. დამუშავებულია სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის სახეები სატვირთო, სამგზავრო ვაგონებისა და ლოკომოტივებისათვის. მოცემულია ამ გადაცემების მრავალრიცხოვანი სქემები ვაგონის ან ლოკომოტივის თვალზე სამუხრუჭო ხუნდების ცალმხრივი ან ორმხრივი დაწოლით. დადგენილია სამუხრუჭო ცილინდრიდან ჭოკის მიერ განვითარებული სამუხრუჭო ძალის გადაცემის ფორმულა, მაგრამ ამასთან ერთად არ არის გამოკვლეული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის კინემატიკა, სინთეზის ამოცანა და დინამიკური მოვლენები სამუხრუჭო პერიოდის განმავლობაში გარდამავალი ან სტაციონარული მოძრაობის პირობებისათვის. ამავე ნაშრომებში დამუშავებულია სამუხრუჭო ხელსაწყოების საიმედოობის საკითხები, მათი შეკეთების ორგანიზაცია და სახეები, განსაზღვრულია შეკეთების ვადები და დასახულია ღონისძიებანი ამ ვადების გაზრდის მიზნით.

სამუხრუჭო სისტემების მომსახურების ვადისა და საიმედოობის გაზრდისათვის დამუშავებულია მუხრუჭების მოვლისა და მართვის

ძირითადი საკითხები. ჩამოყალიბდა ვაგონებისა და ლოკომოტივების ავტომუხრუჭებით სარგებლობის და მართვის თავისებურებანი მძიმე კლიმატური და ზამთრის პირობებისათვის.

ჩატარებული იქნა ვაგონებისა და ლოკომოტივების სამუხრუჭო სისტემების მეცნიერულ დონეზე აყვანილი სამუხრუჭო გაანგარიშებანი [16], [17] შემადგენლობის მთლიანი სისტემის პირობებში ძირითადი მოქმედი ძალების მხედველობაში მიღებით. წარმოდგენილ იქნა შემადგენლობაში მოქმედი გრძივი ძალების როლი ერთიანი სამუხრუჭო ძალის ფორმირების საქმეში.

ავტომუხრუჭების ძირითადი საექსპლუატაციო და ტექნიკური პარამეტრები, საიმედოობისა და მოძრაობის უსაფრთხოების უზრუნველყოფის მიზნით, გათვალისწინებული იქნა საპროექტო და საექსპლუატაციო მაჩვენებლების დადგენისა და კვლევის საწყის ეტაპზე [18], [19], [20]. გამოკვლევულ იქნა რა მოსალოდნელი ალბათური ხასიათის დინამიკური დატვირთვები მოძრაობისას, დადგინდა პროექტირებისათვის აუცილებელი პირობები, რაც ითვალისწინებს კონსტრუქციის გარკვეულ კინეტოსტატიკურ და დინამიკურ მარაგს. ასევე, გამოკვლევული და დასაბუთებულ იქნა ავტომუხრუჭების საექსპლუატაციო პირობები, მათი მოვლისა და დიაგნოსტიკისადმი წაყენებული მოთხოვნები.

როგორც აღინიშნა, ნებისმიერი სახის ვაგონი აღჭურვილია სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემით, რომელიც ვაგონის სახეობის მიხედვით შეიძლება შესრულდეს თვალზე სამუხრუჭო ხუნდის ცალმხრივი ან ორმხრივი დაწოლით. ცალმხრივი დაწოლის მქონე გადაცემა კონსტრუქციულად უფრო მარტივი სისტემაა ორმხრივი დაწოლის მქონე გადაცემასთან შედარებით, მაგრამ ორივე გადაცემა წარმოადგენს ბერკეტულ სისტემას მასზე მოდებული ამძრავი და სამუხრუჭო ძალებით. ცხადია, ამ მექანიკურ გადაცემათა დინამიკური გამოკვლევა საიმედოობის ამალღებისა და მოძრაობის უსაფრთხოების დაცვის მიზნით უნდა შესრულდეს სახსროვანი მექანიზმების დინამიკური კვლევის

გამოცდილების გამოყენებით, ამიტომ ვაგონების მექანიკურ გადაცემათა დინამიკური გამოკვლევა სახსრულ შეერთებებში ღრეჩოებისა და ღეროების დრეკადობის მხედველობაში მიღებით უნდა ითვალისწინებდეს მიღწეულ შედეგებს კვლევის ამ სფეროში სახსროვანი სისტემების მიმართ.

გამოკვლევული იქნა ვაგონის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის ძირითადი კინემატიკური და დინამიკური პარამეტრები მაღალი სიჩქარეებით მოძრაობისათვის. ჩატარდა ცალმხრივი და ორმხრივი დაწოლის მქონე სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემების ანალიზი [21], [22], განისაზღვრა ამ სისტემების ძირითადი კინემატიკური და დინამიკური პარამეტრები.

განხილული 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 დინამიკაზე. 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.

სახსრულ შეერთებებში არსებული გაზრდილი ღრეჩო უარყოფითად მოქმედებს სისტემის დინამიკაზე. იზრდება რეაქციის ძალების მნიშვნელობანი სახსრულ შეერთებებში, რაც იწვევს ზედმეტ დინამიკურ დატვირთვებს. სახსრული შეერთებების შიგა ელემენტს ეძლევა თავისუფალი მოძრაობის საშუალება გარე ელემენტის მიმართ ღრეჩოს არეში, რაც მთავრდება დარტყმითი მოვლენით გარე ელემენტებისადმი. ამ დროს წარმოიშობილი მყისი რეაქციის ძალა ათეულჯერ აჭარბებს რეაქციის

ძალის საპროექტო მნიშვნელობას. თავისუფალი და კონტაქტური მოძრაობის ცვალებადობა ღრეჩოს არეში [23], [24], [25] დასაბამს აძლევს სისტემის შემადგენელი ბერკეტების დამატებითი მოძრაობების ჩამოყალიბებას. დამატებით მოძრაობები წარმოადგენენ მზარდი ინერციის ძალების, მომენტების და მყისი ძალების აღძვრის მიზეზს. ღრეჩოს გეომეტრიული ზომების ზრდასთან ერთად ადგილი აქვს დინამიკური დატვირთვების დამანგრეველ მოქმედებას სისტემის სტრუქტურაზე, რომლის შედეგადაც ადგილი აქვს ვიბრაციას, სისტემის შემადგენელი ელემენტების დაზიანებას, ჩატეხვას და ხშირად სისტემის ჩაშლასაც.

განხილული შრომების ანალიზის შედეგად შეიძლება დავასკვნათ, რომ ღრეჩოს გეომეტრიული ზომის ზრდა ძირითადად გაზრდილი ცვეთის შედეგია. ცვეთაზე გავლენას ახდენს სახსრული შეერთების შიგა ელემენტის კონტაქტური მოძრაობაც დარტყმითი მოვლენის შემდეგ გაზრდილი ნორმალური რეაქციის ზემოქმედებით. ამის გამო დიდი ყურადღება მიექცა სახსრულ შეერთებებში კონტაქტისა და ხახუნის მოვლენის საფუძვლიან გამოკვლევების, რომლებშიც დადგენილ იქნა [26] კონტაქტური მოძრაობის ხასიათი და კატეგორიები, სახსრული შეერთების შიგა და გარე ელემენტები განხილული იქნა როგორც სხვადასხვა მასების მქონე ორი ფიზიკური სხეული. ჩამოყალიბებული იქნა დარტყმის თეორია. გამოკვლეული იქნა ძირითადი პრობლემური საკითხები ხახუნისა და ცვეთის ურთიერთდამოკიდებულების შესახებ სახსრულ შეერთებებში მშრალი და ზღვრული ხახუნის გათვალისწინებით შეიქმნა მოხახუნე ზედაპირების დაშლისა და ცვეთის სახეობების კლასიფიკაცია. დარტყმების, როგორც ორი ფიზიკური სხეულის ურთიერთდაჯახების პროცესის გამოკვლევას მიემდვნა შრომები [27], [28], [29], რომლებშიც დარტყმების თეორიის საფუძველზე გამოკვლეული იქნა ორი ან რამდენიმე ურთიერთდამჯახებელი სხეულის ფორმის გავლენა ამ სხეულების სიჩქარის აღდგენის კოეფიციენტზე.

გამოკვლევის შედეგების მიხედვით [30], [31] შესაძლებელი გახდა ბრტყელი მექანიზმების სისტემების დინამიკური გამოკვლევა სახსრულ შეერთებებში ღრეჩოების გათვალისწინებით. ამავე ნაშრომებში დამუშავდა ბერკეტული მექანიზმების სიზუსტის თეორია, რომელიც წარმატებით იქნა შემდგომში გამოყენებული მოძრავი ბერკეტული სისტემის გამომავალი პარამეტრების კინემატიკური და დინამიკური სიზუსტის დასადგენად.

ბერკეტული გადაცემების დინამიკური კვლევისა და სიზუსტის ამოცანების გადაწყვეტისათვის სახსრულ შეერთებებში ღრეჩოების გათვალისწინებით, აუცილებელი გახდა სისტემის რეალური დინამიკური მოდელის შექმნა, რომლის საშუალებითაც შესაძლებელი იქნებოდა სისტემის რეალური კინემატიკური თუ დინამიკური პარამეტრების დადგენა. დამუშავდა დინამიკური მოდელების აგების რამდენიმე ვარიანტი [32], [33], [34], [35] ღრეჩოებიანი სახსრული შეერთება წარმოდგენილი იქნა ორი, დამოუკიდებელი ელემენტის სახით, რომელიც ასრულებს ერთმანეთის მიმართ სრიალით ან თავისუფალ მოძრაობას. ძირითად ამოსავალ პუნქტად მიჩნეულია მოსაზრება იმის შესახებ, რომ მოძრაობისას შეიძლება მოხდეს სისტემის ძალოვანი ჩაკეტილი ჯაჭვის მყისიერი გაწყვეტა (იგულისხმება შიგა ელემენტის თავისუფალი მოძრაობა ღრეჩოს არეში) ან გეომეტრიული და ძალოვანი კონტაქტი, რომლის დროსაც შიგა ელემენტი სრიალებს გარე ელემენტის შიგა ზედაპირის მიმართ. ცხადია, ძალოვანი, ჩაკეტილი ჯაჭვის წყვეტის შემდეგ დამყარებულ თავისუფალ მოძრაობას თან ახლავს დარტყმითი მოვლენა გარე ელემენტის მიმართ, ამიტომ დინამიკური მოდელების აგებისას გათვალისწინებულია მყისი ნორმალური რეაქციისა და ხახუნის შესაბამისი ძალების მათემატიკური ასახვა ღრეჩოს არეში მოქმედი განზოგადოებული შესაბამისი ხაზოვანი ან კუთხური კოორდინატების საშუალებით. დინამიკური მოდელი ითვალისწინებს ღრეჩოს არსებობის გამო მოძრავი სისტემის თითოეული ბერკეტის დამატებით მოძრაობას, რომელიც აღიწერება შესაბამისი

განზოგადებული კოორდინატის მიხედვით ბერკეტის დამატებითი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებით.

შედარებით მარტივი რეალური დინამიკური მოდელი დამუშავდა [36], [37] იმის გათვალისწინებით, რომ ღრეჩოებიანი სახსრული შეერთების შიგა და გარე ელემენტს გააჩნიათ საკუთარი მოძრაობის ენერგია. დინამიკური მოდელის აგების პრინციპად მიჩნეული იქნა ამ ელემენტის ურთიერთდარტყმითი ენერგიის შენახვის პრინციპი. ელემენტები განხილული იქნა ორ მდგომარეობაში. ორი მდგომარეობის, თავისუფალი და კონტაქტური მოძრაობის, მონაცვლეობა, ასახული შედარებით მარტივი მათემატიკური ფორმულირებით, წარმოადგენს ამ მოდელის განმასხვავებელ ფაქტორს წინა განხილულ დინამიკურ მოდელებთან შედარებით.

კიდევ ერთი დინამიკური მოდელი [38], [39], რომელმაც მიიღო დარტყმითი წყვილის სახელწოდება დამუშავებულ იქნა ამერიკელი მეცნიერების მიერ. ამ მოდელს საფუძვლად დაედო კონტაქტური დამყოლების ჰერცის მოდელი. მოდელი გამოირჩევა ასახვის მარტივი მათემატიკური აპარატით, რომლის საშუალებითაც შესაძლებელია განისაზღვროს ღრეჩოებიან სახსრულ შეერთებებში აღძრული რეაქციისა და ხახუნის ძალები მოძრავი სისტემის გეომეტრიულ და დინამიკურ პარამეტრებთან უშუალო კავშირში.

შედარებით გვიან დამუშავებული იქნა ღრეჩოებიანი ბრტყელი მექანიზმების უფრო სრულყოფილი მოდელი [40], [41], [42], რომელიც გამოყენებულ იქნა ბრტყელი სახსროვანი ღრეჩოებიანი მექანიზმების დინამიკური კვლევისათვის. შეიქმნა ცნება „რეალური“ და „იდეალური“ მექანიზმის შესახებ, რომელთაგან პირველი მიაჩნდება მექანიზმს მასზედ მოსული ყველა დინამიკური დატვირთვებით და ღრეჩოებით სახსრულ შეერთებებში ან ბერკეტების დრეკადი დეფორმაციებით. მეორე ცნება შეეხამება იგივე მექანიზმს ბერკეტების დრეკადობასა და სახსრებში ღრეჩოების გათვალისწინების გარეშე, ე.ი. მექანიზმს საწყისი საპროექტო

იდეალური მონაცემებით, მოცემული მოდელის მიხედვით გამოკვლეული იქნა ღრეჩობიან სახსრებში რეაქციისა და ხახუნის ძალები, დადგინდა მოძრავ კოორდინატთა სისტემების გამოყენების საკითხი ღრეჩობიან შეერთებებში განზოგადოებული კოორდინატებისა და შესაბამისად ბერკეტების შესაძლო დამატებით მოძრაობათა გამოკვლევისათვის დალამბერის პრინციპისა და ლაგრანჟეს მეორე რიგის დიფერენციალური განტოლების საფუძველზე შედგენილი და ამოხსნილი იქნა დამატებითი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებები ორ სახსრულ შეერთებაში ღრეჩობის გათვალისწინებით. მოცემული დინამიკური მოდელისა და მოძრაობის საწყისი პირობების მიხედვით. მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების საფუძველზე შეიქმნა კვლევის პროგრამული კომპლექსი სათანადო ქვეპროგრამებით, რომელთა საშუალებითაც დადგენილ იქნა რეაქციის ნორმალური მდგენელებისა და ხახუნის ძალის მნიშვნელობანი მრუდმხარა ბარბაცა ღრეჩობიანი სახსრული შეერთებისათვის. გამოვლინდა შეერთების შიგა ელემენტის თავისუფალი და კონტაქტური მოძრაობის ხასიათი, რეაქციების განაწილების სპექტრი მრუდმხარის მობრუნების ნებისმიერი კუთხისათვის და ა.შ.

შეიქმნა ახალი მიმართულება [43], [44] სიზუსტის არაწრფივი თეორიის შექმნითა და მისი გამოყენებით მექანიზმის დინამიკური სიზუსტის გამოკვლევისათვის. სიზუსტის არაწრფივი თეორიის გამოყენებით შესაძლებელი გახდა ნებისმიერი სახის ღრეჩობიანი სახსროვანი სისტემის გამომავალი კინემატიკური და დინამიკური სიზუსტის მნიშვნელობათა დადგენა ბერკეტების სხვადასხვა სახის კინემატიკური წყვილებით შეერთების შემთხვევაში. დამუშავდა მეთოდი ღრეჩობიანი სისტემის ნებისმიერი წერტილის სიჩქარისა და აჩქარების ცდომილებათა განსაზღვრის შესახებ.

ნაშრომში [45] გამოკვლეულ იქნა ღრეჩობიანი და იდეალური მექანიკური ბერკეტული სისტემების კინემატიკის, დინამიკის და

სიზუსტის ძირითადი საკითხები, როცა სისტემის შემადგენელი ბერკეტები აბსოლუტურად ხისტია.

სიზუსტის საკითხები ღრეჩოების გათვალისწინებით სახსრულ შეერთებებში დამუშავებულ იქნა ნაშრომში [46] განსაზღვრულ იქნა ბრტყელი მექანიკური სისტემის კინემატიკური და დინამიკური სიზუსტე, დამუშავდა კვლევის მათემატიკური მოდელი. საძიებელი პარამეტრების დადგენა განხორციელებულ იქნა სისტემის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების ამოხსნის შედეგად.

ბრტყელი, სფერული და სივრცითი სახსროვანი სისტემების კვლევას ღრეჩოების გათვალისწინებით სახსრულ შეერთებებში მიემდგვნა ქართველ მეცნიერთა შრომები [47], [48]. გამოკვლეულია ამ სისტემების გამომავალი კინემატიკური და დინამიკური პარამეტრები, განსაზღვრულია ამ პარამეტრების სიზუსტე. გადაწყვეტილია სფერული და ბრტყელი ღრეჩოებიანი მექანიზმების დინამიკის ამოცანები. დამუშავებულია რიგი სისტემების დინამიკური მოდელები ღრეჩოების გათვალისწინებით.

ზოგი გამოკვლევის ვერ ითვალისწინებენ მაქანიკის კინამატიკაზე დინამიკაზე ისეთი ფაქტორების ზემოქმედებას, როგორებიცაა ღრეჩოების სახსრულ შეერთებებში დრეკადობა და დარტყმები ან ღრეჩოების პირობებში.

ამაზე მიუთითებდა თავის დროზე მექანიზმებისა და მანქანების თეორიის ფუძემდებელი საერთაშორისო ავტორიტეტის მქონე მეცნიერი, აკადემიკოსი ი.ი. არტობოლევსკი, რომელიც თავის ნაშრომში [49] წერდა:

„მანქანებისა და მექანიკური გადაცემების კინემატიკისა და დინამიკის კვლევისას უმნიშვნელოვანეს ამოცანას წარმოადგენს ღრეჩოს გავლენა კინემატიკური და დინამიკური პარამეტრების რეალური მნიშვნელობების დადგენისათვის. ეს საკითხები თეორიულ ასპექტში თითქოს დაწყებულია და გამოკვლეულია ზოგიერთი მეცნიერის შრომაში, მაგრამ ამ ნაშრომთა უმრავლესობაში გათვალისწინებული არ არის გარე მოქმედი დატვირთვები, შეხეთვის როლი სახსრულ შეერთებებში,

სახსრული შეერთებების ელემენტებისა და ბერკეტების კონტაქტის დროს დრეკადობის მოვლენები და ა.შ. შემდგომი კვლევებისას აუცილებელია ჩატარდეს, როგორც თეორიული ისე ექსპერიმენტული კვლევები, რომელთა საშუალებითაც აუცილებლად აიხსნება სახსრული შეერთებების ელემენტების ურთიერთქმედების სხვადასხვა ფიზიკური კანონები, ელემენტების ცვთებისა და შესაბამისი ღრეჩოების გათვალისწინებით. ეს ამოცანები წარმოადგენს მანქანებისა და მექანიკური გადაცემების გადასაწყვეტ ამოცანებს და მასზე უნდა გამახვილდეს მეცნიერთა და პრაქტიკოს სპეციალისტთა ყურადღება“.

იმის გამო, რომ ელექტრომატარებლის ძრავიანი 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. ამიტომ აუცილებელია გამოვიკვლიოთ გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა ღრეჩოებით სახსრულ შეერთებებში, რათა განისაზღვროს რეალური გამომავალი კინემატიკური და დინამიკური პარამეტრების მნიშვნელობანი. მხოლოდ ამ შემთხვევაში შეიძლება იქნეს რეაქციის, ინერციის და სხვა ზემოქმედი გარე 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.

დიდი კონსტრუქციული სირთულით ხასიათდება დიზელმატარებლის ხელის მუხრუჭის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა. აქაც საჭიროა შეიქმნას მისი გაუმჯობესებული ვარიანტი სახსრული შეერთებისა და ბერკეტების ნაკლები რაოდენობით არსებულთან

შედარებით, გამოკვლევულ იქნას მისი ამჟამინდელი და დამწოლი კვანძების კინემატიკა და დინამიკა ოღონდაც მხოლოდ ტექნოლოგიური ღრეჩოების გათვალისწინებით (სახსრული შეერთებების შიგა და გარე ელემენტების ცვეთების გარეშე) ეს საკითხი მეტად მნიშვნელოვანია ხელის მუხრუჭის საშუალებით სამუხრუჭო ეფექტის გაძლერების მიზნით.

ზემოთქმულის გათვალისწინებით სადისერტაციო ნაშრომი ითვალისწინებს შემდეგი საკითხებისა და ამოცანების გადაწყვეტას:

- I. დღეისათვის არსებული ძრავიანი ვაგონების ბერკეტული გადაცემებისა და დიზელმატარებლის ძრავიანი ვაგონების ხელის მუხრუჭის კონსტრუქციები და მათი ანალიზი, მათი კინემატიკური სქემებისა და მოქმედების პრინციპის მიხედვით;
- II. ელექტრომატარებლის ძრავიანი ვაგონის ოპტიმალური სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემისა და დიზელმატარებლის ხელის მუხრუჭის კონსტრუქციული გაუმჯობესება.
- III. გამოკვლევული იქნას გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის კინემატიკა და დინამიკა.
- IV. ელექტრომატარებლის ძრავიანი ვაგონის ოპტიმალური სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის რეალური დინამიკური მოდელის ფორმირება. გამოკვლევულ იქნას დამატებით მოძრაობა და ჩამოყალიბდეს კვლევის მათემატიკური აპარატი.
- V. ელექტრომატარებლის ძრავიანი ვაგონის ოპტიმალური სამუხრუჭო გადაცემის, სამუხრუჭო კვანძის დამატებითი მოძრაობების დიფერენციალური განტოლებების ფორმირება, რისთვისაც აუცილებელია გამოკვლევულ იქნას გადაცემის ცვლადი კინეტიკური ენერგია სახსრულ შეერთებებში ცვლადი რეაქციისა და ხახუნის ძალები ასევე განზოგადოებული ძალები ღრეჩოსა და ხახუნის კოეფიციენტების სხვადასხვა მნიშვნელობებისათვის.
- VI. მოცემულ დიფერენციალურ განტოლებათა ამოხსნის, შესაბამისი გამოთვლითი ექსპერიმენტის შედეგების მიხედვით დადგინდეს

რეალური რეაქციის ინერციის ძალებისა და ინერციის მომენტების მნიშვნელობანი, განისაზღვროს მიღებული შედეგების მნიშვნელობანი ღრეჩოს სხვადასხვა მნიშვნელობებისა და გარე მოქმედი ძალების გათვალისწინებით ჩატარდეს რეალური სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის გამომავალი კინემატიკური და დინამიკური პარამეტრების სიზუსტე.

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.

მოდრავი სახსროვანი სისტემების დინამიკის სრულფასოვანი კვლევის მიზნით, გარდა ღრეჩოების ზემოქმედებისა, მხედველობაში უნდა იყოს მიღებული შემადგენელი ბერკეტების დრეკადობის მოვლენაც. მაღალი სიჩქარის მქონე გადაცემებში ან გადაცემებში დიდი დინამიკური დატვირთვებით, როგორსაც წარმოადგენს ვაგონის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა, ჰუკის სახსარი და მაცივარ-მანქანის კომპრესორის შემსრულებელი მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმი, ადგილი აქვს შემადგენელი ბერკეტების დრეკადობის მოვლენებს, ამიტომ სასურველია და აუცილებელია რეალური დინამიკური გამომავალი პარამეტრების გამოვლენის მიზნით დინამიკური გამოკვლევა ჩატარდეს დრეკადობის მხედველობაში მიღებით, ამოცანა მეტად აქტუალურია სისტემის ფუნქციონალური სიზუსტის უზრუნველყოფის, ბერკეტების რხევათა შემცირებისა და საექსპლუატაციო მაჩვენებლების გაუმჯობესების მიზნით.

ვაგონების სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემების გამოკვლევებს ღრეჩოებისა, კინემატიკურ წყვილებში დარტყმებისა და შესაბამისად დრეკადობის გათვალისწინებით დიდი ყურადღება მიექცა ნაშრომში [50], სადაც გადმოცემულია ცალმხრივი დამუხრუჭების მქონე ბერკეტული გადაცემის დინამიკური კვლევის საფუძველში, გადაწყვეტილია ამოცანები,

რომლებიც ითვალისწინებენ მშრალი ხახუნის პირობებში ღრეჩოების სხვადასხვა ხახუნის კოეფიციენტის დროს კინემატიკისა და დინამიკის ამოცანების გადაწყვეტას. აქვე გათვალისწინებულია, როგორც ერთგვაროვანი ბერკეტების სიხისტე, მასების თანაბარი განაწილებით, ასევე ამ ბერკეტების დრეკადობის მოვლენაც ჩატარებული სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის გამომავალი პარამეტრების კინემატიკური და დინამიკური სიზუსტე. ნაშრომში სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის დიფერენციალური განტოლების ამოხსნისა და გამოთვლილი ექსპერიმენტის საშუალებით მოცემულია რეკომენდაციები ამ გადაცემის ხანგრძლივი და საიმედო მუშაობის შესახებ.

ამავე ნაშრომში პირველად არის წარმოდგენილი გამოკვლევა სახსრულ შეერთებებში დრეკადი და არა დრეკადი მოვლენების შესახებ, რომელთაც გააჩნიათ აღდგენის სხვადასხვა კოეფიციენტი. გამოკვლეული ბერკეტების დრეკადი დეფორმაციები და შედგენილი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებანი დრეკადობის გათვალისწინებით. განხილულია სიზუსტის მეთოდები გამომავალი პარამეტრებისათვის მათ შორის დიფერენციალური მეთოდიც.

გაუმჯობესებული ბერკეტული გადაცემის გამოკვლევებს მიეძღვნა ნაშრომთა ციკლი [51], [52], [53], [54], რომლებშიც სხვადასხვა სახის ვაგონებისათვის შეიქმნა გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემები. როგორც ურიკაზე მოთავსებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის, ასევე ძრავიანი ვაგონის ხელის მუხრუჭის. ჩატარდა არსებული გადაცემების სტრუქტურული გამოკვლევა და გაუმჯობესებული ვარიანტების გამომავალი კინეტიკური და დინამიკური პარამეტრების გაანგარიშება, რომლის დროსაც მიღებულ იქნება გარკვეული ეკონომიკური ეფექტი.

ქვემოთ წარმოვადგენთ ელექტრომატარებლის და დიზელმატარებლის ძრავიანი ვაგონების სამუხრუჭო სისტემების არსებულ კონსტრუქციებს.

1.1. ელექტრომატარებლის ვაგონის არსებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემების სქემა, ამძრავი სისტემის ჩარჩოს ჩამაგრების სახსრების გათვალისწინებით

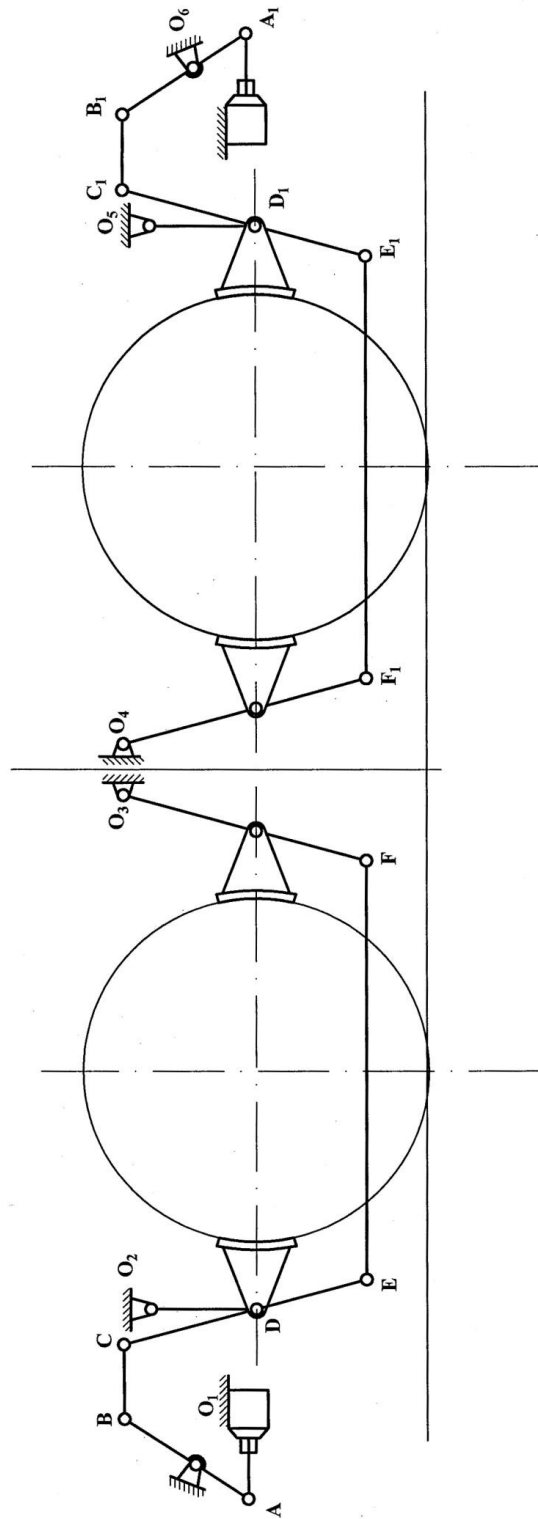
ელექტრომატარებლის ვაგონებში გამოყენებულია სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემები ვაგონის თვალზე სამუხრუჭე ხუნდების ორმხრივი დაწოლით. არსებობს ასეთი სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემების მრავალი სახეობა. ეს ძირითადად განპირობებულია იმ პერიოდის საინჟინრო მიღწევათა დონით, როცა მოხდა მოცემული ვაგონის დაგეგმარება.

გარდა იმისა, რომ სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემები განსხვავდებიან ერთმანეთისაგან კონსტრუქციული შესრულებით და ყველა მათგანი აკმაყოფილებს ამ გადაცემებისადმი წაყენებულ მოთხოვნებს, ელექტრომატარებლის, ძრავიანი ვაგონის და სხვა ვაგონების სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემები მკვეთრად განსხვავდებიან ერთმანეთისგან. ძრავიან ვაგონებში გამოყენებულია სპეციალური სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემები, ვაგონის თვლებზე ხუნდების ორმხრივი დაწოლით, ხოლო დანარჩენ ვაგონებში გამოყენებულია ჩვეულებრივი სამგზავრო ვაგონების სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემები. ეს განსხვავება აიხსნება იმ გარემოებით, რომ ძრავიანი ვაგონი შეიცავს ძალურ დანადგარებსა და გადამცემ სისტემებს, რომლებიც ჩვეულებრივ განლაგებულია ვაგონის ძარის ქვეშ, ამიტომ სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის დაგეგმარება ითვალისწინებს ამ დანადგარებისა და გადაცემის სისტემების გეომეტრიულ განლაგებას ვაგონის ქვეშ.

ძრავიანი ვაგონის სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემების ერთ-ერთი ვარიანტი შეიძლება შემდეგი სქემის სახით წარმოვადგინოთ. (ნახ. 1).

მოცემული სქემის მიხედვით გადაცემა შედგება ორი იდენტური სამუხრუჭო კვანძისაგან $CDEFGO_3$ და $O_4G_1F_1E_1D_1C_1$. O_2D და O_5D_1 წარმოადგენენ ვერტიკალურ ბერკეტებს, რომლებიც შეერთებულია CE და C_1E_1 ხუნდების საკიდებთან. ასევე ხუნდის საკიდებია O_3F და O_4F_1 BC B_1C_1 EF და F_1E_1 გადაცემის წევრებია. AB და A_1B_1 ბერკეტები წარმოადგენენ გადაცემის ამძრავ ბერკეტებს, რომლებიც შემობრუნდებიან საკუთარი

ბრუნვის ცენტრების მიმართ, გადაცემას გააჩნია ორი სამუხრუჭო ცილინდრი, რომლებიც ჩამაგრებულია უძრავად. საკიდების D,G, G₁ და D₁ სახსრებში ჩამაგრებულია სამუხრუჭო ხუნდები.



ნახ. 1. ელემენტარების ვაგონის არსებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის სქემა 1

გადაცემის მოქმედების პრინციპი ასეთია: სამუხრუჭო ცილინდრის ჭოკის დაწოლით A წერტილში ადგილი აქვს AB ბერკეტის შემობრუნებას უძრავი O_1 სახსრის მიმართ, რომლის შედეგადაც BC წევა გადაადგილდება მარჯვნივ, რაც გამოიწვევს CE საკიდის შემობრუნებას D სახსრის გარშემო რის შედეგადაც O_2D ვერტიკალური ბერკეტი იწყებს შემობრუნებას მარჯვენა მიმართულებით და D სახსარში ჩამაგრებული სამუხრუჭო ხუნდიც გადაადგილდება მარჯვნივ, მანამ სანამ ხუნდისა და თვლის მუშა ზედაპირები შეუთავსდებოდნენ ერთმანეთს. შეთავსების შემდეგ E სახსარი გადაადგილდება მარცხნივ, მასთან ერთად გადაადგილდება EF წევა მარცხნივ, რაც გამოიწვევს O_3F ბერკეტის შემობრუნებას მარცხენა მიმართულებით და მასთან ერთად G სახსარში ჩამაგრებული სამუხრუჭო ხუნდის გადაადგილებას ვაგონის თვლის გორვის ზედაპირისადმი.

ასეთივე მიმდევრობით ხორციელდება მეორე სამუხრუჭო კვანძის მიხედვით G_1 და D_1 ხუნდების მიჭერა ვაგონის მეორე თვალისადმი. უნდა აღინიშნოს, რომ მოცემული სქემა ხასიათდება უკეთესი დინამიკური და კინემატიკური პარამეტრებით ვიდრე წინა განხილული სქემა. ეს შეიძლება აიხსნას იმ მოსაზრებით, რომ D და D_1 სახსრებში მოთავსებული ხუნდების მიჭერა თვლების გორვის ზედაპირებისადმი ხდება ერთდროულად, ასევე G და G_1 სახსრებში ჩამაგრებული ხუნდების მიჭერა ერთდროულად ე.ი. თუ წინა სქემის მიხედვით სამუხრუჭო პროცესი ითვალისწინებდა სამუხრუჭო ოთხი ხუნდის მიჭერას სხვადასხვა დროს, მეორე სქემის მიხედვით მიჭერის პროცესი ხორციელდება ორ ეტაპად – ჯერ მიეჭირება გადაცემის პირველი და მეოთხე სამუხრუჭო ხუნდები, მეორე ეტაპზე კი მეორე და მესამე ხუნდები.

დღეისათვის არსებული განხილული სქემები ცხადია 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 სამუხრუჭო ბერკეტიდან გადაცემული სამუხრუჭო ძალის დანაკარგები სახსრული შეერთებების ელემენტების ხახუნის დაძლევაზე. ამის შედეგად კი მცირდება სამუხრუჭო ძალის მნიშვნელობა, რომელიც გადაეცემა სამუხრუჭო ხუნდებს. შეიძლება დავასკვნათ, რომ გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის შექმნა უნდა ითვალისწინებდეს გადაცემის შემადგენელი ბერკეტებისა და სახსრული შეერთებების ნაკლებ რაოდენობას არსებულ გადაცემებთან შედარებით.

1.2. ელექტრომატარებლის ვაგონის არსებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა განსხვავებული ამძრავი სისტემით

არსებობს ბერკეტული გადაცემის სქემა რთული ამძრავი სისტემით. მოცემული სქემის მიხედვით (ნახ. 2) სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა შედგება ორი ძირითადი სამუხრუჭო კვანძისგან $P M D H N G B C A O_1 D$ და $H_1 N_1 G_1 B_1 C_1 D_1$. ისინი წარმოადგენენ ვერტიკალური ბერკეტებისა და ჰორიზონტალური წევების ერთობლიობას, რომლებიც მოქმედებაში მოდიან სამუხრუჭო ცილინდრიდან განვითარებული ძალის საშუალებით. ეს ვერტიკალური ბერკეტები ამავე დროს ითვლებიან სამუხრუჭო ხუნდების ჩამოკიდების ბერკეტებად. A, K, K_1 და A_1 სახსრები დაკავშირებულია უძრავ ბრუნვით $O_1 O_2 O_3$ და O_4 სახსრებთან და ხუნდების დაჭერა ხორციელდება $O_1 A, O_2 K, O_3 K_1$ და $O_4 A_1$ საკიდების საშუალებით, ამავე დროს სამუხრუჭო ხუნდები $AB, GK, K_1 G_1$, და $B_1 A_1$ მცირე წევების საშუალებით უკავშირდება ვერტიკალური ბერკეტების ბოლო B, G, G_1 და B_1 სახსრებს იმის გამო, რომ თითოეულ ბერკეტს და წევას გააჩნია საკუთარი სიმძიმის ძალა, ამიტომ მათი წონასწორობის შენარჩუნების და მუშაობის მიზნით გამოყენებულია სპეციალური დამჭერი მოწყობილობანი, რომელნიც მოცემულ სამუხრუჭო ბერკეტულ

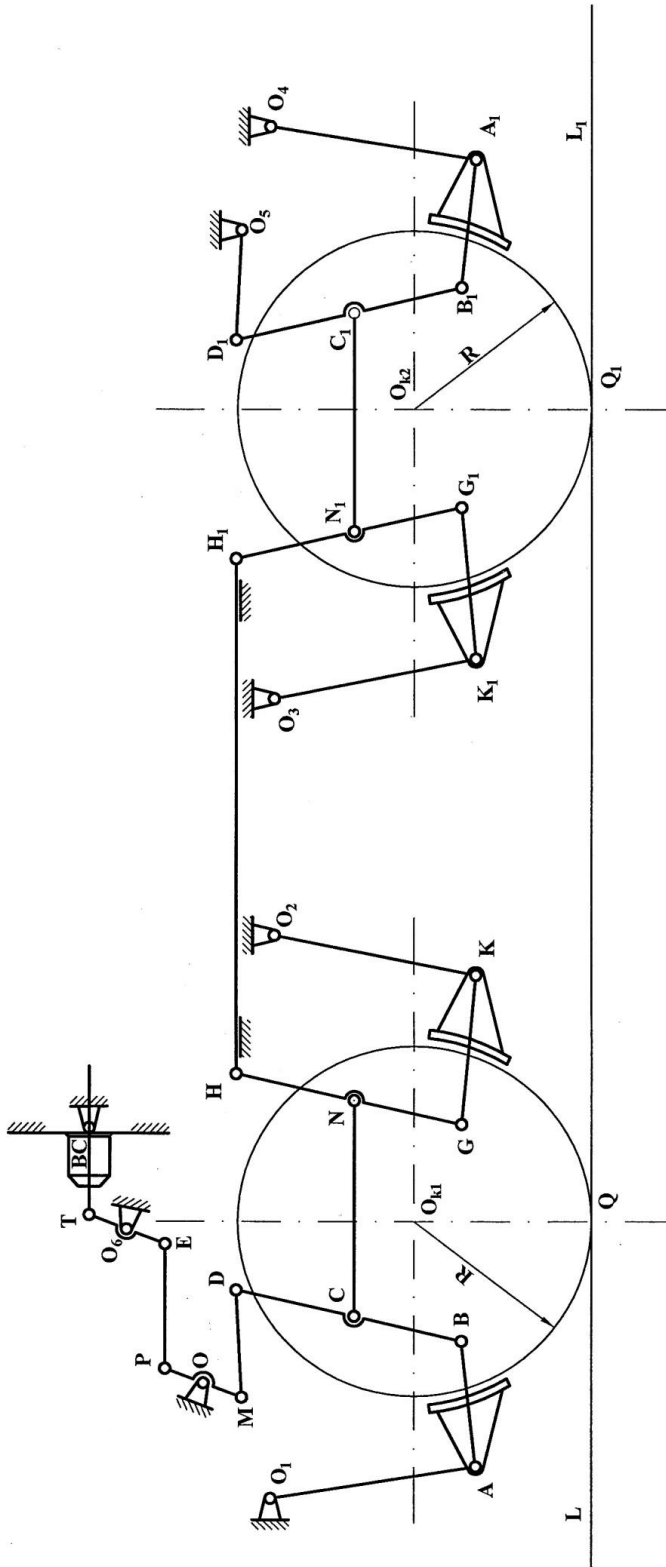
გადაცემას ამაგრებს ვაგონის ურიკის ჩარჩოზე. ისინი გამოსახულია მოცემულ ნახაზზე დაშტრიხული მონაკვეთებით.

ნახაზის ზედა ნაწილში გამოსახულია სამუხრუჭო ცილინდრი, (BC) რომლიდანაც გამომსვლელი ცილინდრის ჭოკი მოდებულია T სახსარში. TE -ბერკეტი წარმოადგენს, ბერკეტს ორი O_6T და O_6E მხრებით, რომლებიც შემობრუნდებიან O_6 უძრავი სახსრის მიმართ, ასეთივე ფუნქციას ასრულებს PM ბერკეტი, უძრავი O ბრუნვის ცენტრითა და OP და OM მხრებით. PE წვევა წარმოადგენს TE და PM ბერკეტების დამაკავშირებელ რგოლს. მოცემული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის მოქმედების პრინციპი ასეთია: სამუხრუჭო BC ცილინდრს ჰაერი მიეწოდება ვაგონის პნევმო სისტემიდან და იქმნება გარკვეული წნევა, რაც იწვევს სამუხრუჭო ცილინდრის ჭოკის გარკვეული მანძილით გადაადგილებას. რადგან იგი მიერთებულია გადაცემის T სახსართან, ამიტომ TE ბერკეტი შემობრუნდება უძრავი O_6 სახსრის მიმართ. რაც გამოიწვევს E სახსრის გადაადგილებას მარჯვნივ. იმის გამო, რომ E სახსარი წარმოადგენს PE წვევის ბოლო წერტილს, ამიტომ მასთან ერთად გადაადგილდება P სახსარიც მარჯვნივ. ეს ნიშნავს, რომ PM რგოლი შემობრუნდება O უძრავი სახსრის მიმართ და M სახსარი გადაადგილდება მარცხნივ. რადგან M სახსარი დაკავშირებულია D სახსართან, ამიტომ MD წვევაც გადაადგილდება მარცხნივ და გამოიწვევს ვერტიკალური DB ბერკეტის შემობრუნებას C სახსრის მიმართ, რომელიც ამ დროს შეიძლება ჩაითვალოს უძრავ სახსრად, რადგან მასთან მიერთებულია სამუხრუჭო გადაცემის დანარჩენი უძრავი ნაწილი. მობრუნების შემდეგ CD მხარი შემობრუნდება მარცხენა მიმართულებით ხოლო CB მხარი კი მარჯვენა მიმართულებით. რადგან სამუხრუჭო ხუნდი ჩამაგრებულია A სახსარში და AB მცირე წევით უერთდება B სახსარს, ამიტომ B წერტილთან ერთად AB წვევა გადაადგილდება მარჯვნივ და ცხადია A სახსარში ჩამაგრებული ხუნდიც გადაინაცვლებს ვაგონის R რადიუსიანი თვლის გორვის ზედაპირის მიმართ ე.ი. ხდება სამუხრუჭო ხუნდისა გორვის ზედაპირების ფრიქციული შეერთება. ამ ზედაპირების

დამთხვევის შემდეგ სამუხრუჭო ხუნდი წყვეტს გადაადგილებას, რომლის შედეგადაც B სახსარი ხდება უძრავი და სამუხრუჭო ცილინდრის ჭოკის შემდგომი გამოსვლის შესაბამისად D სახსარი გადაადგილდება მარცხნივ, რაც გამოიწვევს C წერტილში სახსრულად მიერთებული CN წვეის გადაადგილებას მარცხნივ. იმის გამო, რომ სამუხრუჭო გადაცემის დანარჩენი ნაწილი უძრავია N სახსართან ერთად გადაადგილდება HG ბერკეტიც და G სახსრის გადაადგილდება მარცხნივ გამოიწვევს K სახსარში ჩამაგრებული სამუხრუჭო ხუნდის მიჭერას ვაგონის თვლის გორვის ზედაპირზე. ამ მოვლენით სრულდება ერთი თვლის დამამუხრუჭებელი ხუნდების მიჭერა თვლის გორვის ზედაპირზე, რომლის დროსაც O_2K და O_1A საკიდები შემობრუნდებიან გარკვეული კუთხით.

მას შემდეგ, რაც K ხუნდი მიეჭირება თვლის გორვის ზედაპირს იგი ხდება უძრავი და მასთან დაკავშირებული G სახსარიც უძრავია. ამის გამო N სახსარი შემობრუნდება G სახსრის მიმართ გადაადგილებს H სახსარს მარცხნივ. მასთან ერთად გადაადგილდება HH_1 დიდი წვეაც. რაც გამოიწვევს H_1G_1 ვერტიკალური ბერკეტის შემობრუნებას უძრავი N_1 სახსრის მიმართ ე.ი. G_1 სახსარი გადაადგილდება მარჯვნივ, თან წარიტაცებს K_1G_1 წვეას და მასთან ერთად სამუხრუჭო ხუნდსაც. ხუნდისა და თვლის გორვის ზედაპირების შეთავსების შემდეგ G_1 სახსარი ხდება უძრავი და G_1H_1 ვერტიკალური ბერკეტის შემობრუნება N_1 სახსრის მიმართ გამოიწვევს N_1G_1 წვეის გადაადგილებას მარცხნივ, რომელთან ერთადაც გადაადგილდება C_1 სახსარი, C_1 სახსრის გადაადგილებით B_1 სახსარი გადაინაცვლებს მარცხნივ და ამის შედეგად B_1A_1 წვეის გადაადგილებას თვლის გორვის ზედაპირის მიმართ. აქაც ხუნდების O_3K_1 და O_4A_1 საკიდები შემობრუნდებიან გარკვეული კუთხით. გამოდის, რომ სამუხრუჭე ხუნდებიდან მოდებაში შედის ჯერ A, ხოლო შემდეგ K, K_1 და A_1 სახსრებში ჩამაგრებული სამუხრუჭო ხუნდები. ცხადია სამუხრუჭო ხუნდების არაერთდროული მიჭერა თვლის გორვის ზედაპირის მიმართ, დამუხრუჭების ეფექტიანობის თვალსაზრისით არასასურველი მოვლენაა,

მაგრამ იმის გათვალისწინებით, რომ სრული სამუხრუჭო პროცესი სრულდება მცირე დროში, იგი პრაქტიკულად არ შეიმჩნევა.



ნახ. 2. ელექტრომაგარბლის ვაგონის არსებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემს სქემა 2

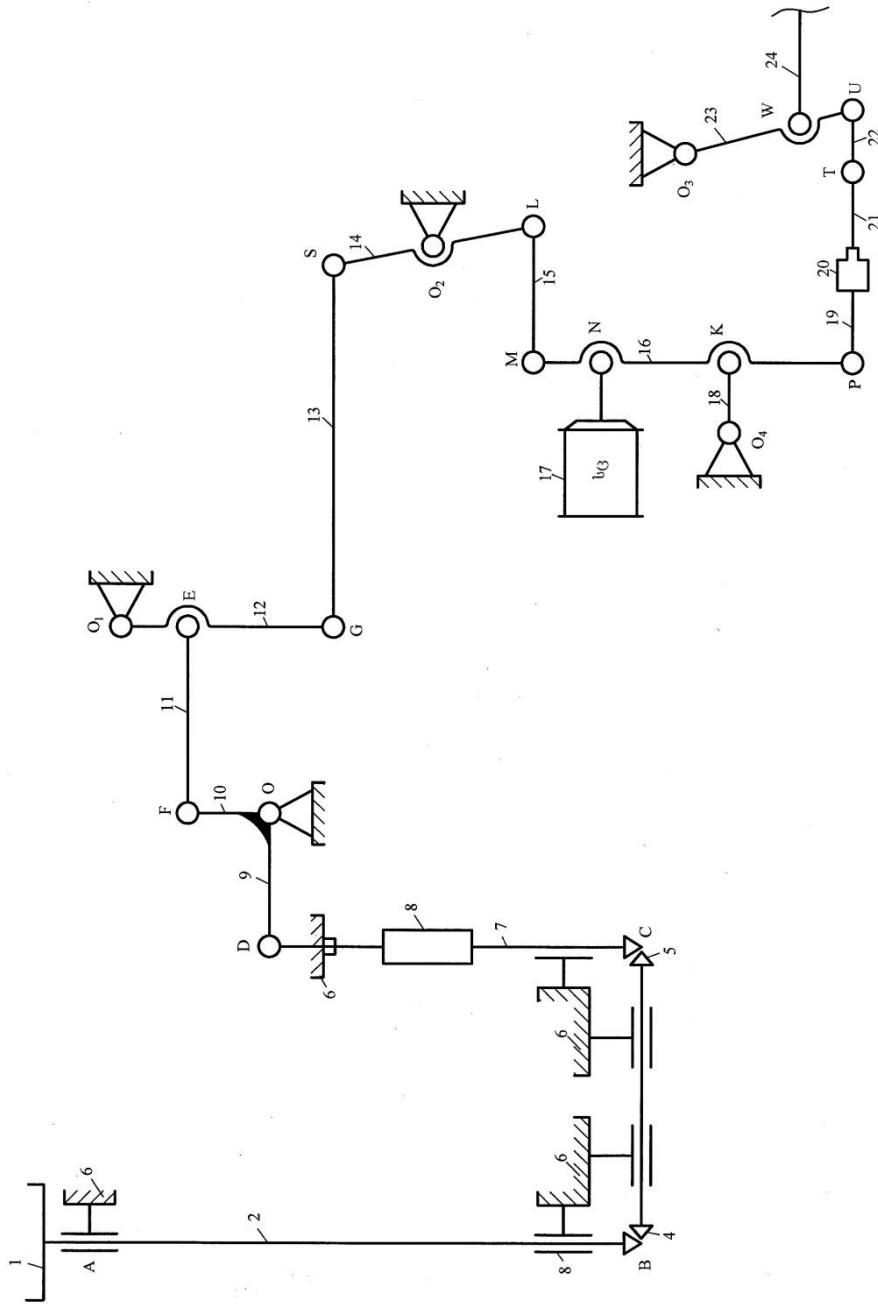
1.3. დიზელმატარებლის ვაგონის ხელის მუხრუჭის არსებული კონსტრუქცია და მოქმედების პრინციპი

ხელის მუხრუჭი გამოყენებულია თითქმის ყველა სახის რკინიგზის ვაგონზე. ის განთავსებულია ვაგონის ტამბურში და გამოიყენება მოძრავი შემადგენლობის ჩახსნის, ცალკეული ვაგონების გაჩერების ან დიდი ქანობის მქონე რკინიგზების ლიანდაგზე მოძრაობისას სამუხრუჭე ძალის გაზრდის მიზნით.

მსგავსი თვისებებით უნდა ხასიათდებოდეს დიზელმატარებლის ძრავიანი ვაგონის ხელის მუხრუჭის ერთ-ერთი ვარიანტი (ნახ. 3).

მოცემული სქემის მიხედვით ხელის მუხრუჭი შედგება შემდეგი ელემენტებისაგან: 1 - ხელის მუხრუჭის ამძრავი სახელური; 2 - ამძრავი სახელურისა და კონუსური კბილანას გადაცემის დამაკავშირებელი ვერტიკალური ბერკეტი; 3 - ვერტიკალური ბერკეტის ბრუნვითი მოძრაობისათვის აუცილებელი ცილინდრული სახსარი; 4 - ორი კონუსური კბილანისაგან შემდგარი კონუსური კბილანა გადაცემა; 5 - მეორე კბილანა გადაცემასთან ჰორიზონტალურად შეერთებული მეხუთე კბილანა გადაცემა, რომელიც შედგება ორი კბილანა თვლისგან; 6 - მოცემული მესამე ცილინდრის მეოთხე და მეხუთე კბილანა გადაცემის შემაერთებელი ბერკეტის ასევე მეშვიდე ხრახნის მოძრაობისათვის აუცილებელი მეექვსე ხისტი შეერთება; 7 - ვერტიკალური ხრახნი; 8 - ხრახნის მიმართ ვერტიკალურად ორივე მიმართულებით (ზევით და ქვევით) მოძრავი ქანჩი; 9 - მართკუთხა DOF რგოლის ერთ-ერთი მხარი; 10 - ამავე რგოლის მეორე მხარი; 11 - ჰორიზონტალური წევა, რომელიც E სახსრის საშუალებით შეერთებულია ვერტიკალურ 12-ე O₁G ბერკეტთან; 13 - ისევ ჰორიზონტალური წევა; 14 - O₂ ბრუნვითი სახსრის გარშემო მბრუნავი ბერკეტი; 15 - ჰორიზონტალური წევა; 16 - ჰორიზონტალურ წევასთან დამაკავშირებელი ვერტიკალური ბერკეტი, რომელიც ერთდროულად შემობრუნდება N და K სახსრების მიმართ; 17 - სამუხრუჭო ცილინდრი; 18 - ბრუნვის უძრავი O₄ სახსრისა და მოძრავი K სახსრის შემაერთებელი წევა; 19

- P სახსრული შეერთებისა და 20-ე ავტორეგულატორის შემაერთებელი წევა; 20 - ავტორეგულატორი; 21 - ავტორეგულატორისა და T სახსრის შემაერთებელი წევა; 22 - T და U ბრუნვითი სახსრების შემაერთებელი წევა; 23 - უძრავი O_3 ბრუნვითი სახსრის მიმართ მბრუნავი O_3 ვერტიკალური ბერკეტი; 24 - 23-ე ვერტიკალური ბერკეტის W სახსარში მიერთებული ურიკაზე მოთავსებული ძირითადი სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის წევის ნაწილი.



ნახ. 3. დიფერენციალური ვაგონის არსებული ხელის მუხრუჭის სქემა

სქემის მიხედვით ჩანს, რომ გადაცემა წარმოადგენს მეტად რთულ ღეროვან სისტემას მრავალი სახსრული შეერთებებით და მისი მოქმედების პრინციპი ასეთია: ხელის მუხრუჭის ბერკეტული გადაცემა მოქმედებაში მოდის 1 მბრუნავი ამძრავის საშუალებით და ჩვეულებრივად წარმოებს ადამიანის ფიზიკური ძალის საშუალებით. ე.ი. იგი განიცდის ბრუნვით მოძრაობას, რომელსაც გააჩნია ω კუთხური სიჩქარე, იგი შეიძლება იყოს მუდმივი, ე.ი. $\omega = const$, ან ცვლადი, ე.ი. $\omega \neq const$. 2-ე ვერტიკალური ბერკეტის საშუალებით ბრუნვითი მოძრაობა გადაეცემა კბილანას კონუსურ გადაცემას, რომელსაც ჰორიზონტალური წვევის საშუალებით მოძრაობაში მოჰყავს 5-ე კონუსური კბილანა გადაცემა. რადგან ამ გადაცემის ერთ-ერთი კბილანა ხისტადაა შეერთებული მე-7-ე ხრახნთან, ამიტომ ამ კბილანას შემობრუნებასთან ერთად შემობრუნდება მოცემული ხრახნი რაღაც ω_1 კუთხური სიჩქარით. ხრახნის ბრუნვის შედეგად, რომელსაც შეიძლება გააჩნდეს სწორი ან დახრილი კბილები, მე-8-ე ქანჩი მოდის ვერტიკალურ მოძრაობაში. იგი მუხრუჭის დაჭერისას მე-7-ე ხრახნის მობრუნების შედეგად აიწევს მაღლა, ვერტიკალურად და მოქმედებაში მოდის DOF ხისტი რგოლი, რაც გამოიწვევს ამ რგოლის შემობრუნებას O უძრავი ბრუნვითი სახსრის მიმართ, მობრუნების შედეგად ხისტი რგოლის ერთ-ერთი OF მხარი შემობრუნდება მარჯვნივ და FE წვევის საშუალებით O₁ ბრუნვის უძრავ სახსარში სახსრულად ჩამაგრებული O₁G ვერტიკალური ბერკეტი შემობრუნდება საათის ისრის მოძრაობის საწინააღმდეგო მიმართულებით. ე.ი. G სახსარი გადაინაცვლებს მარჯვნივ, რის შედეგადაც მე-13-ე წვევის S სახსარში დაწოლის შედეგად SL ბერკეტი შემობრუნდება საათის ისრის მოძრაობის მიმართულებით O₂ სახსრული შეერთების გარშემო. მობრუნების შედეგად L სახსარი გადაინაცვლებს მარცხნივ და შესაბამისად ML წევაც გადაინაცვლებს მარცხნივ. ამის შემდეგ მოქმედებაში მოდის მე-16-ე ვერტიკალური ბერკეტი, რომელიც ერთდროულად დაკავშირებულია N და K ბრუნვის სახსრებთან. K სახსრის გარშემო MP ბერკეტის მობრუნებისას P წერტილი გადაინაცვლებს მარჯვნივ და

შესაბამისად მე-19-ე, 21-ე და 22-ე წევებიც გადაინაცვლებს მარჯვნივ. იმის გამო, რომ U ბრუნვითი სახსარი ხისტი 23-ე ბერკეტით შეერთებულია O₃ უძრავი ბრუნვითი სახსრის მიმართ, ამიტომ ამ ბერკეტზე მოთავსებულ W სახსარიც გადაადგილდება მარჯვნივ, რაც გამოიწვევს ურიკაზე დამაგრებული ძირითადი სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის ამძრავ რგოლზე დაწოლას, რის შედეგადაც იგი მოდის მოქმედებაში.

2. შედეგები და მათი განსჯა

2.1. ელექტრომატარებლის და დიზელმატარებლის სამუხრუჭო ეფექტიანობის ამაღლება ბერკეტული სამუხრუჭო გადაცემის და ხელის მუხრუჭის კონსტრუქციული სრულყოფით და მათი კინემატიკური და დინამიკური კვლევა

2.1.1. ელექტრომატარებლის ვაგონის გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის კინემატიკური კვლევა, 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.

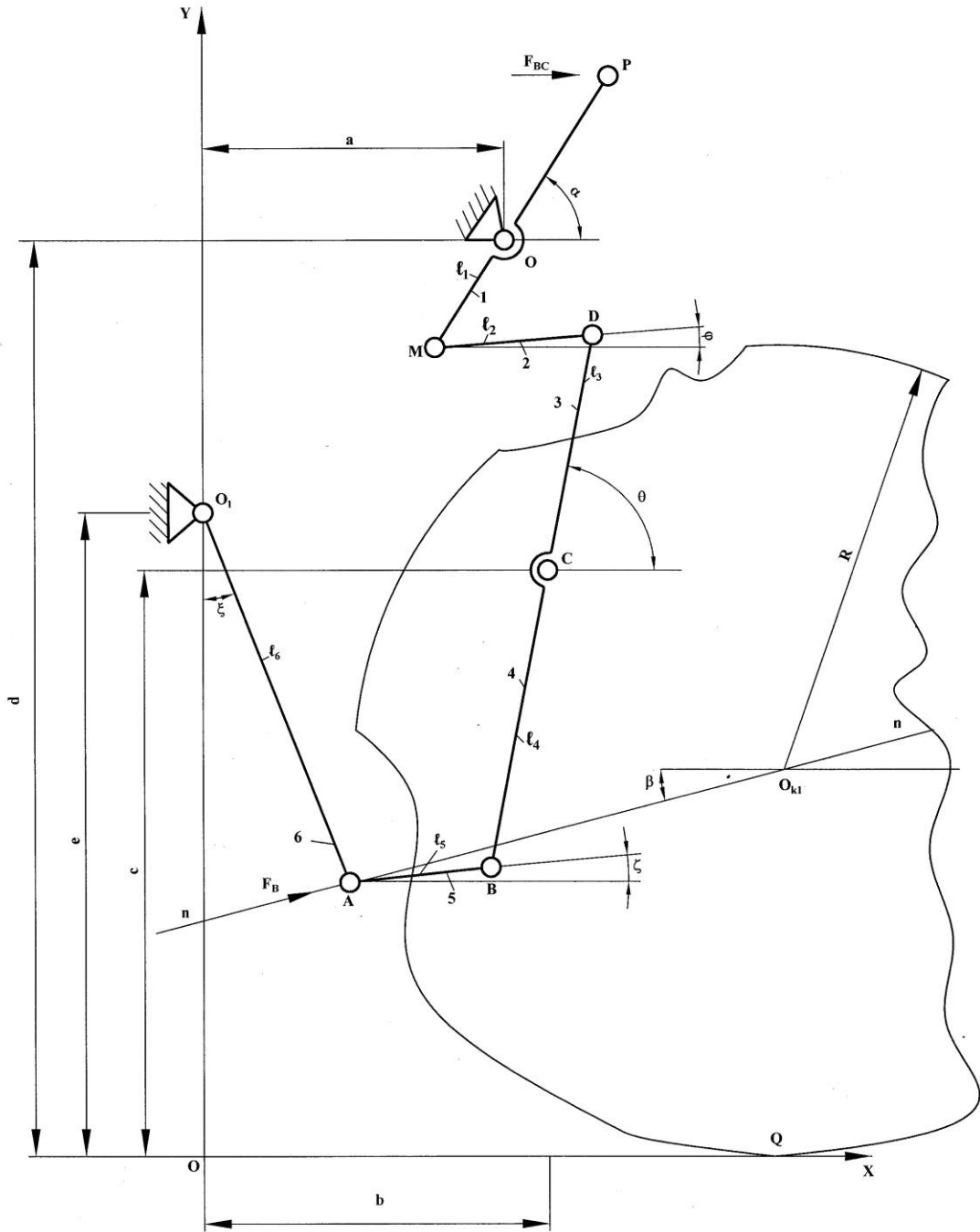
დასმული ამოცანის გადაწყვეტის მიზნით განვიხილოთ გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის კინემატიკური სქემა (ნახ. 4).

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 α კუთხით. გამოდის, რომ მისი მობრუნების კუთხური სიჩქარე

მუდმივია ე.ი. შეგვიძლია დავწეროთ: $\omega = \dot{\alpha}(t) = \text{const}$



ნახ. 4. ელექტრომატარებლის გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის კინემატიკური სქემა



ნახ. 5. ელექტრომატარებლის ვაგონის ბერკეტული გადაცემის კინემატიკური პარამეტრების საანგარიშო სქემა, სახსრული შეერთებების გეომეტრიული განლაგების მიხედვით

კინემატიკური ანალიზის ჩატარებისათვის აუცილებელია ცნობილი საწყისი პარამეტრები, რათა მათი საშუალებით განვსაზღვროთ სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის უცნობი კინემატიკური მახასიათებლები. ჩვენს შემთხვევაში ცნობილი ამძრავი PM ბერკეტის მობრუნების α კუთხე, მისი კუთხური სიჩქარე ω 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.

საანგარიშო სქემის მიხედვით (ნახ. 5), პირველ რიგში, განვსაზღვრავთ O და D სახსრებს შორის მანძილს, რომელიც აღნიშნულია L_2 -ით. ამ მიზნით განვიხილავთ ΔOMD სამკუთხედს, საიდანაც კოსინუსების თეორემის ძალით მივიღებთ.

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

ამავე სამკუთხედიდან განისაზღვრება α_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 სამკუთხედიდან β კუთხის მნიშვნელობა, რისთვისაც ვწერთ განტოლებას.

$$\ell_2^2 = \ell_1^2 + L_2^2 - 2\ell_1 L_2 \cos \beta$$

საიდანაც მივიღებთ:

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

განვიხილავთ ΔOMD . საიდანაც კოსინუსების თეორემის ძალით ვწერთ:

$$\ell_1^2 = L_2^2 + \ell_2^2 - 2\ell_2 L_2 \cos \gamma_2$$

ამ ფორმულიდან მივიღებთ:

$$\gamma_2 = \arccos \left[\frac{1}{2\ell_2 L_2} (\ell_2^2 + L_2^2 - \ell_1^2) \right] \quad (3)$$

განვიხილავთ $\angle POD$ -ს

$$\angle POD = \alpha_1 + \alpha_2$$

ბოლო გამოსახულება ჩაიწერება ასე:

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

ΔPOD -დან შეგვიძლია დავწეროთ:

$$L_{14}^2 = \ell_7^2 + L_2^2 - 2\ell_7 L_2 \cos POD$$

ამ ტოლობიდან მივიღებთ:

$$L_{14} = \left[(\ell_7^2 + L_2^2 - 2\ell_7 L_2 \cos(\alpha_1 + \gamma_2)) \right]^{1/2} \quad (4)$$

იგივე სამკუთხედიდან კოსინუსების თეორემით გამოვიტვივლით ℓ_7 -ის მნიშვნელობას და მივიღებთ შემდეგ პარამეტრებს:

$$\left. \begin{aligned} \ell_7^2 &= L_{14}^2 + L_2^2 - 2L_2 L_{14} \cos \gamma; \\ \cos \gamma_1 &= \frac{1}{2L_2 L_{14}} (L_{14}^2 + L_2^2 - \ell_7^2); \\ \gamma_1 &= \arccos \left[\frac{1}{2L_2 L_{14}} (L_{14}^2 + L_2^2 - \ell_7^2) \right]. \end{aligned} \right\}$$

ΔPOD -დან შეგვიძლია დავწეროთ:

$$\left. \begin{aligned} L_2^2 &= \ell_7^2 + L_{14}^2 - 2\ell_7 L_{14} \cos \alpha_2; \\ \cos \alpha_2 &= \frac{1}{2\ell_7 L_{14}} (\ell_7^2 + L_{14}^2 - L_2^2); \\ \alpha_2 &= \arccos \left[\frac{1}{2\ell_7 L_{14}} (\ell_7^2 + L_{14}^2 - L_2^2) \right] \end{aligned} \right\}$$

OMO₁ სამკუთხედიდან:

$$\left. \begin{aligned} L_1^2 &= a^2 + (d - e)^2 \\ L_1 &= [a^2 + (d - e)^2]^{1/2} \end{aligned} \right\}$$

ასევე O₁KQ₂ სამკუთხედიდან, მივიღებთ:

$$\left. \begin{aligned} L_{11}^2 &= KO_1^2 + KC^2 \\ L_{11}^2 &= (e-c)^2 + b^2 \\ L_{11} &= [(e-c)^2 + b^2]^{1/2} \end{aligned} \right\}$$

POD და ODQ სამკუთხედებიდან ვწერთ:

$$\left. \begin{aligned} L_2^2 &= \ell_7^2 + L_{14}^2 - 2\ell_7 L_{14} \cos \alpha_2; \\ L_2^2 &= L_3^2 + \ell_3^2 - 2\ell_3 L_3 \cos \delta_1; \end{aligned} \right\}$$

საიდანაც მივიღებთ:

$$\delta_1 = \arccos \frac{1}{2\ell_3 L_3} (L_3^2 + \ell_3^2 - 2\ell_3 L_3 - \ell_7^2 - L_{14}^2 + 2\ell_7 L_{14} \cos \alpha_2) \quad (5)$$

ასევე ODC სამკუთხედიდან

$$\left. \begin{aligned} L_2^2 &= L_3^2 + \ell_3^2 - 2\ell_3 L_3 \cos \delta_1; \\ L_3^2 &= L_2^2 - \ell_3^2 - 2\ell_3 L_3 \cos \delta_1 \\ L_3 &= L_2 - \ell_3 - 2\ell_3 L_3 \cos \delta_1; \end{aligned} \right\}$$

ამავე სამკუთხედიდან განისაზღვრება β_3 –ის მნიშვნელობა

$$\beta_3 = \arccos \left[\frac{1}{2\ell_1 L_3} (L_2^2 + L_3^2 - \ell_3^2) \right] \quad (6)$$

ნახაზიდან შეიძლება დავწეროთ ასეთი იგივეობა:

$$L_6^2 = X_c^2 + Y_m^2$$

X_c და Y_m გეგმილების მნიშვნელობების გათვალისწინებით, როცა

$$\begin{aligned} X_c &= (b-a) + \ell_1 \cos \alpha \\ Y_m &= d - \ell_1 \sin \alpha \end{aligned}$$

მაშინ:

$$L_6 = [(b-a)^2 2\ell_1(b-a)\cos \alpha + 2\ell_1^2 + d^2 - 2d\ell_1 \sin \alpha]^{1/2}$$

განვიხილავთ MDO სამკუთხედს საიდანაც

$$\ell_3^2 = \ell_2^2 + L_6^2 - 2\ell_2 L_6 \cos \eta_1$$

შესაბამისად მივიღებთ:

$$\cos \eta_1 = \frac{1}{2\ell_2 L_6} (\ell_2^2 + L_6^2 - \ell_3^2)$$

$$\eta_1 = \arccos \left[\frac{1}{2\ell_2 L_6} (\ell_2^2 + L_6^2 - \ell_3^2) \right]$$

სამკუთხედ MDC -დან მივიღებთ:

$$\cos \tau = \frac{1}{2\ell_2 \ell_3} (\ell_2^2 + \ell_3^2 - L_6^2)$$

$$\tau = \arccos \left[\frac{1}{2\ell_2 \ell_3} (\ell_2^2 + \ell_3^2 - L_6^2) \right]$$

სამკუთხედ MDB -დან

$$L_8^2 = \ell_2^2 + (\ell_2 + \ell_3)^2 - 2\ell_2(\ell_2 + \ell_3)\cos\tau$$

$$L_8 = \left[\ell_2^2 + (\ell_2 + \ell_3)^2 - 2\ell_2(\ell_2 + \ell_3)\cos\tau \right]^{1/2}$$

ახვევ ΔODB -დან

$$L_4^2 = L_2^2 + (\ell_2 + \ell_3)^2 - 2L_2(\ell_2 + \ell_3)\cos(\gamma_2 + \tau)$$

$$L_4 = \left[L_2^2 + (\ell_2 + \ell_3)^2 - 2L_2(\ell_2 + \ell_3)\cos(\gamma_2 + \tau) \right]$$

სამკუთხედ OCB -დან

$$\cos \beta_2 = \frac{1}{2L_3 L_4} (L_4^2 + L_3^2 - \ell_4^2)$$

$$\beta_2 = \arccos \left[\frac{1}{2L_3 L_4} (L_4^2 + L_3^2 - \ell_4^2) \right]^{1/2}$$

ΔOCB -დან

$$\left. \begin{aligned} L_3^2 &= L_4^2 + \ell_4^2 - 2\ell_4 L_4 \cos \nu_1 \\ \cos \nu_1 &= \frac{1}{2\ell_4 L_4} (\ell_4^2 + L_4^2 - L_3^2) \\ \nu_1 &= \arccos \left[\frac{1}{2\ell_4 L_4} (\ell_4^2 + L_4^2 - L_3^2) \right]^{1/2} \end{aligned} \right\}$$

ΔOMB -დან

$$L_8^2 = \ell_1^2 + L_4^2 - 2\ell_1 L_4 \cos \beta_1;$$

$$\cos \beta_1 = \frac{1}{2\ell_1 L_4} (\ell_1^2 + L_4^2 - L_8^2);$$

$$\beta_1 = \arccos \left[\frac{1}{2\ell_1 L_4} (\ell_1^2 + L_4^2 - L_8^2) \right]^{1/2}.$$

Δ OCB-

$$\ell_4^2 = L_3^2 + L_4^2 - 2L_3 L_4 \cos \beta_2.$$

$$\cos \beta_2 = \frac{1}{2L_3 L_4} (L_4^2 + L_3^2 - \ell_4^2);$$

$$\beta_2 = \arccos \left[\frac{1}{2L_3 L_4} (L_4^2 + L_3^2 - \ell_4^2) \right]$$

შეგვიძლია დავწეროთ:

$$\beta = \beta_1 + \beta_2 + \beta_3.$$

უკვე განსაზღვრული β_1 , β_2 , და β_3 სიდიდეების მიხედვით ვწერთ:

$$\begin{aligned} \beta &= \arccos \left[\frac{1}{2\ell_1 L_4} (\ell_1^2 + L_4^2 - L_8^2) \right] + \\ &+ \arccos \left[\frac{1}{2L_3 L_4} (L_3^2 + L_4^2 - \ell_4^2) \right] + \\ &+ \arccos \left[\frac{1}{2L_2 L_3} (L_2^2 + L_3^2 - \ell_3^2) \right] \end{aligned} \quad (7)$$

ნახაზიდან შეიძლება დაიწეროს შემდეგი გამოსახულებანი:

$$\left. \begin{aligned} X_{om} &= a - \ell_1 \cos \alpha; \\ Y_{ox} &= (d - c). \end{aligned} \right\}$$

შესაბამისად ვწერთ:

$$L_5^2 = X_{om}^2 + Y_{ox}^2;$$

$$L_3^2 = (a - \ell_1 \cos \alpha)^2 - (d - c)^2;$$

$$L_5 = \left[(a - \ell_1 \cos \alpha)^2 - (d - c)^2 \right]^{1/2}.$$

OMO₁ სამკუთხედიდან მივიღებთ:

$$\cos \sigma_1 = \frac{1}{2L_1 L_5} (L_1^2 + L_5^2 - \ell_1^2);$$

$$\sigma_1 = \arccos \left[\frac{1}{2L_1 L_5} (L_1^2 + L_5^2 - \ell_1^2) \right].$$

Δ MCB-

$$\cos \eta_2 = \frac{1}{2L_6L_8} (L_6^2 + L_8^2 - \ell_4^2);$$

$$\eta_2 = \arccos \left[\frac{1}{2L_6L_8} (L_6^2 + L_8^2 - \ell_4^2) \right].$$

Δ MBA-

$$\cos \eta_3 = \frac{1}{2L_8L_{11}} (L_8^2 + L_{11}^2 - \ell_5^2);$$

$$\eta_3 = \arccos \left[\frac{1}{2L_8L_{11}} (L_8^2 + L_{11}^2 - \ell_5^2) \right].$$

Δ OMB –ღან

$$\cos \nu_2 = \frac{1}{2L_6L_8} (L_6^2 + L_8^2 - \ell_1^2);$$

$$\nu_2 = \arccos \left[\frac{1}{2L_6L_8} (L_6^2 + L_8^2 - \ell_1^2) \right].$$

Δ O₁MA-

$$\cos \eta_4 = \frac{1}{2L_5L_7} (L_5^2 + L_7^2 - \ell_6^2);$$

$$\eta_4 = \arccos \left[\frac{1}{2L_5L_7} (L_5^2 + L_7^2 - \ell_6^2) \right].$$

ნახაზიდან შეიძლება დავწეროთ შემდეგი ტოლობა:

$$\eta = \eta_1 + \eta_2 + \eta_3 + \eta_4$$

ტოლობის მარჯვენა წევრების მნიშვნელობების ჩასმის შედეგად,

მივიღებთ:

$$\begin{aligned} \eta = & \arccos \left[\frac{1}{2\ell_2L_6} (\ell_2^2 + L_6^2 - \ell_3^2) \right] + \\ & + \arccos \left[\frac{1}{2L_6L_8} (L_6^2 + L_8^2 - \ell_4^2) \right] + \\ & + \arccos \left[\frac{1}{2L_8L_{11}} (L_8^2 + L_{11}^2 - \ell_5^2) \right] + \\ & + \arccos \left[\frac{1}{2L_5L_7} (L_5^2 + L_7^2 - \ell_6^2) \right]. \end{aligned} \quad (8)$$

ნახაზიდან შეიძლება დავწეროთ:

$$\left. \begin{aligned} L_{12} &= L_{11}^2 + L_6^2 - 2L_6L_{11} \cos(\eta_2 + \eta_3); \\ L_{12} &= L_{11}^2 + L_6^2 - 2L_6L_{11} \cos\left\{ \arccos\left[\frac{1}{2\ell_2L_6} (\ell_2^2 + L_6^2 - \ell_3^2) \right] + \arccos\left[\frac{1}{2L_8L_{11}} (L_8^2 + L_{11}^2 - \ell_5^2) \right] \right\} \end{aligned} \right\}$$

Δ OMC-

$$\ell_1^2 = L_3^2 + L_6^2 - L_3L_6 \cos\delta_2;$$

$$\cos\eta_4 = \frac{1}{2L_5L_7} (L_5^2 + L_7^2 - \ell_6^2);$$

$$\eta_4 = \arccos\left[\frac{1}{2L_5L_7} (L_5^2 + L_7^2 - \ell_6^2) \right].$$

ასევე თუ განვიხილავთ O₁MC სამკუთხედს, მივიღებთ:

$$\cos\delta_3 = \frac{1}{2L_6L_{11}} (L_6^2 + L_{11}^2 - L_5^2);$$

$$\delta_3 = \arccos\left[\frac{1}{2L_6L_{11}} (L_6^2 + L_{11}^2 - L_5^2) \right].$$

ანალოგიურად O₁DC სამკუთხედიდან:

$$L_{10} = \ell_2^2 + L_{11}^2 - 2\ell_2L_{11} \cos(\delta_1 + \delta_2 + \delta_3).$$

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

$$\begin{aligned} L_{10} &= \left[\ell_2^2 + L_{11}^2 - 2\ell_2L_{11} \cos\left(\arccos\left[\frac{1}{2\ell_3L_3} (L_3^2 + \ell_3^2 - 2\ell_3L_3 - \ell_7^2 - L_{14}^2 + 2\ell_7L_{14} \cos\alpha_2) \right] + \right. \right. \\ &+ \left. \left. \arccos\left[\frac{1}{2L_3L_6} (L_3^2 + L_6^2 - \ell_1^2) \right] + \arccos\left[\frac{1}{2L_6L_{11}} (L_6^2 + L_{11}^2 - L_5^2) \right] \right) \right]^{1/2} \end{aligned} \quad (9)$$

Δ O₁MD-

$$\cos\sigma_2 = \frac{1}{2L_5L_{10}} (L_5^2 + L_{10}^2 - \ell_2^2);$$

$$\sigma_2 = \arccos\left[\frac{1}{2L_5L_{10}} (L_5^2 + L_{10}^2 - \ell_2^2) \right].$$

Δ MDA-

$$L_9^2 = \ell_2^2 + L_{11}^2 - 2\ell_2 L_{11} \cos(\eta_1 + \eta_2 + \eta_3)$$

$$L_9^2 = \left[\ell_2^2 + L_{11}^2 - 2\ell_2 L_{11} \cos \left(\arccos \left[\frac{1}{2\ell_2 L_6} (\ell_2^2 + L_6^2 - \ell_3^2) \right] + \arccos \left[\frac{1}{2L_6 L_8} (L_6^2 + L_8^2 - \ell_4^2) \right] + \arccos \left[\frac{1}{2L_8 L_{11}} (L_8^2 + L_{11}^2 - \ell_5^2) \right] \right) \right]^{\frac{1}{2}}.$$

ΔO_1AD-

$$\cos \tau_2 = \frac{1}{2L_9 L_{10}} (L_9^2 + L_{10}^2 - \ell_6^2);$$

$$\tau_2 = \arccos \left[\frac{1}{2L_9 L_{10}} (L_9^2 + L_{10}^2 - L_9 L_{10}) \right].$$

$\Delta ACD-$

$$L_5^2 = L_2^2 + (\ell_3 + \ell_4)^2 - \ell_9 (\ell_3 + \ell_4) \cos \tau_1$$

$$\cos \tau_1 = \frac{1}{2\ell_9 (\ell_3 + \ell_4)} - \left[\ell_9^2 + (\ell_3 + \ell_4)^2 - \ell_5^2 \right]$$

$$\tau_1 = \arccos \left\{ \frac{1}{2\ell_9 (\ell_3 + \ell_4)} - \left[\ell_9^2 + (\ell_3 + \ell_4)^2 - \ell_5^2 \right] \right\}$$

ΔO_1MD-

$$\cos \tau_3 = \frac{1}{2\ell_5 \ell_{10}} (\ell_2^2 + L_{10}^2 - L_5^2)$$

$$\tau_3 = \arccos \left[\frac{1}{2\ell_5 \ell_{10}} (\ell_2^2 + L_{10}^2 - L_5^2) \right]$$

როგორც საანგარიშო სქემიდან ჩანს:

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

თუ გავითვალისწინებთ უკვე ცნობილი სიდიდეთა მნიშვნელობებს,

მაშინ:

$$\begin{aligned}
\tau_1 = & \arccos\left\{\frac{1}{2\ell_9(\ell_3 + \ell_4)} - \ell_9^2 + (\ell_3 + \ell_4)^2 - \ell_5^2\right\} + \\
& + \arccos\left[\frac{1}{2L_9L_{10}}(L_9^2 + L_{10}^2 - L_9L_{10})\right] + \\
& + \arccos\left[\frac{1}{2\ell_5\ell_{10}}(\ell_2^2 + L_{10}^2 - L_5^2)\right]
\end{aligned} \tag{10}$$

Δ ADC-

$$\begin{aligned}
\cos q_2 = & \frac{1}{2L_9L_{12}}(L_9^2 + L_{12}^2 - \ell_3^2). \\
q_2 = & \arccos\left[\frac{1}{2L_9L_{12}}(L_9^2 + L_{12}^2 - \ell_3^2)\right].
\end{aligned}$$

Δ O_iCA-

$$\begin{aligned}
\ell_6^2 = & L_{11}^2 + L_{12}^2 - 2L_{11}L_{12}\cos\delta_4. \\
\cos\delta_4 = & \frac{1}{2L_{11}L_{12}}(L_{11}^2 + L_{12}^2 - \ell_6^2); \\
\delta_4 = & \arccos\left[\frac{1}{2L_{11}L_{12}}(L_{11}^2 + L_{12}^2 - \ell_6^2)\right].
\end{aligned}$$

Δ ACB-

$$\begin{aligned}
\ell_5^2 = & L_{12}^2 + \ell_4^2 - 2\ell_4L_{12}\cos\delta_5. \\
\cos\delta_5 = & \frac{1}{2\ell_4L_{12}}(\ell_4^2 + L_{12}^2 - \ell_5^2); \\
\delta_5 = & \arccos\left[\frac{1}{2\ell_4L_{12}}(\ell_4^2 + L_{12}^2 - \ell_5^2)\right].
\end{aligned}$$

საანგარიშო სქემის მიხედვით შეიძლება დავწეროთ:

$$\begin{aligned}
\delta = & \delta_1 + \delta_1 + \delta_3 + \delta_4 + \delta_5 = \arccos\frac{1}{2\ell_3L_3}(L_3^2 + \ell_3^2 - 2\ell_3L_3 - \ell_7^2 - L_{14}^2 + 2\ell_7L_{14}\cos\alpha_2) + \\
& + \arccos\left[\frac{1}{2L_3L_6}(L_3^2 + L_6^2 - \ell_1^2)\right] + \arccos\left[\frac{1}{2L_6L_{11}}(L_6^2 + L_{11}^2 - L_5^2)\right] + \\
& + \arccos\left[\frac{1}{2L_{11}L_{12}}(L_{11}^2 + L_{12}^2 - \ell_6^2)\right] + \arccos\left[\frac{1}{2\ell_4L_{12}}(\ell_4^2 + L_{12}^2 - \ell_5^2)\right]
\end{aligned} \tag{11}$$

Δ DCO₁-

$$\begin{aligned}\ell_3^2 &= L_{10}^2 + L_{11}^2 - 2L_{10}L_{11} \cos \sigma_3 \\ \cos \sigma_3 &= \frac{1}{2L_{10}L_{11}} (L_{10}^2 + L_{11}^2 - \ell_3^2) \\ \sigma_3 &= \arccos \left[\frac{1}{2L_{10}L_{11}} (L_{10}^2 + L_{11}^2 - \ell_3^2) \right]\end{aligned}$$

ΔO_1MB-

$$L_{13} = [L_8^2 + L_5^2 - 2L_5L_8 \cos(\eta_3 + \eta_4)]$$

ΔO_1MB-

$$\begin{aligned}L_5^2 &= L_8^2 + L_{13}^2 - 2L_8L_{13} \cos \nu_3 \\ \cos \nu_3 &= \frac{1}{2L_8L_{13}} (L_8^2 + L_{13}^2 - L_5^2) \\ \nu_3 &= \arccos \left[\frac{1}{2L_8L_{13}} (L_8^2 + L_{13}^2 - L_5^2) \right]\end{aligned}$$

ΔO_1BA-

$$\begin{aligned}\ell_6^2 &= L_{13}^2 + \ell_5^2 - 2\ell_5L_{13} \cos \nu_4 \\ \cos \nu_4 &= \frac{1}{2\ell_5L_{13}} (\ell_5^2 + L_{13}^2 - \ell_6^2) \\ \nu_4 &= \arccos \left[\frac{1}{2\ell_5L_{13}} (\ell_5^2 + L_{13}^2 - \ell_6^2) \right]\end{aligned}$$

საანგარიშო სქემიდან შეიძლება დავწეროთ:

$$\nu = \nu_1 + \nu_2 + \nu_3 + \nu_4.$$

თუ მასში შევიტანთ მნიშვნელობებს, მივიღებთ:

$$\begin{aligned}\nu &= \arccos \left[\frac{1}{2\ell_4L_4} (\ell_4^2 + L_4^2 - L_3^2) \right]^{1/2} + \arccos \left[\frac{1}{2L_6L_8} (L_6^2 + L_8^2 - \ell_1^2) \right] + \\ &+ \arccos \left[\frac{1}{2L_8L_{13}} (L_8^2 + L_{13}^2 - L_5^2) \right] + \arccos \left[\frac{1}{2\ell_5L_{13}} (\ell_5^2 + L_{13}^2 - \ell_6^2) \right]\end{aligned} \quad (12)$$

ΔO_1BA-

$$\ell_5^2 = \ell_6^2 + L_{13}^2 - 2\ell_6L_{13} \cos \sigma_5.$$

$$\cos \sigma_5 = \frac{1}{2\ell_6 L_{13}} (\ell_6^2 + L_{13}^2 - \ell_5^2);$$

$$\sigma_5 = \arccos \left[\frac{1}{2\ell_6 L_{13}} (\ell_6^2 + L_{13}^2 - \ell_5^2) \right].$$

$\Delta O_1 K C$ -

$$O_1 K^2 = L_{11}^2 + b^2 - 2bL_{11} \cos \sigma_4;$$

$$(e-c)^2 = L_{11}^2 + b^2 - 2bL_{11} \cos \sigma_4.$$

$$\cos \sigma_4 = \frac{1}{2bL_{11}} [b^2 + L_{11}^2 - (e-c)^2];$$

$$\sigma_4 = \arccos \left\{ \frac{1}{2bL_{11}} [b^2 + L_{11}^2 - (e-c)^2] \right\}$$

საანგარიშო სქემიდან:

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

თუ მასში შევიტანთ სათანადო მნიშვნელობებს, მივიღებთ:

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

ΔACB -

$$\ell_4^2 = L_{12}^2 + \ell_5^2 - 2\ell_5 L_{12} \cos q_1;$$

$$\cos q_1 = \frac{1}{2\ell_5 L_{12}} (\ell_5^2 + L_{12}^2 - \ell_4^2);$$

$$q_1 = \arccos \left[\frac{1}{2\ell_5 L_{12}} (\ell_5^2 + L_{12}^2 - \ell_4^2) \right].$$

ΔAMD -

$$\ell_2^2 = L_7^2 + L_9^2 - 2L_7 L_9 \cos q_3.$$

$$\cos q_3 = \frac{1}{2L_7L_9} (L_7^2 + L_9^2 - \ell_2^2);$$

$$q_3 = \arccos \left[\frac{1}{2L_7L_9} (L_7^2 + L_9^2 - \ell_2^2) \right].$$

ΔAMO_1 -

$$L_5^2 = L_7^2 + \ell_6^2 - 2\ell_6L_7 \cos q_4.$$

$$\cos q_4 = \frac{1}{2\ell_6L_7} (\ell_6^2 + L_7^2 - L_5^2);$$

$$q_4 = \arccos \left[\frac{1}{2\ell_6L_7} (\ell_6^2 + L_7^2 - L_5^2) \right].$$

საანგარიშო სქემის მიხედვით:

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

თუ ამ ტოლობაში შევიტანთ სათანადო მნიშვნელობებს, მივიღებთ:

$$q = \arccos \left[\frac{1}{2\ell_5L_{12}} (\ell_5^2 + L_{12}^2 - \ell_4^2) \right] + \arccos \left[\frac{1}{2L_9L_{12}} (L_9^2 + L_{12}^2 - \ell_3^2) \right] +$$

$$+ \arccos \left[\frac{1}{2L_7L_9} (L_7^2 + L_9^2 - \ell_2^2) \right] + \arccos \left[\frac{1}{2\ell_6L_7} (\ell_6^2 + L_7^2 - L_5^2) \right]. \quad (14)$$

q პარამეტრის სრული მნიშვნელობა შეიძლება განისაზღვროს O_1AB სამკუთხედის მიხედვითაც:

$$L_{13}^2 = \ell_6^2 + \ell_5^2 - 2\ell_5\ell_6 \cos q.$$

$$\cos q = \frac{1}{2\ell_5\ell_6} (\ell_5^2 + \ell_6^2 - L_{13}^2);$$

$$q = \arccos \left[\frac{1}{2\ell_5\ell_6} (\ell_5^2 + \ell_6^2 - L_{13}^2) \right];$$

უნდა აღინიშნოს, რომ q პარამეტრის მნიშვნელობები სავსებით იდენტურია.

ნახაზის მიხედვით ადგილი აქვს ტოლობას:

$$\theta = \delta_5 + \delta_4 - \sigma_4.$$

თუ მასში შევიტანთ უკვე ცნობილ მნიშვნელობებს, მივიღებთ θ პარამეტრის საანგარიშო ფორმულას:

$$\theta = \arccos\left[\frac{1}{2\ell_4 L_{12}}(\ell_4^2 + L_{12}^2 - \ell_5^2)\right] + \arccos\left[\frac{1}{2L_{11} L_{12}}(L_{11}^2 + L_{12}^2 - \ell_6^2)\right] - \arccos\left\{\frac{1}{2bL_{11}}[b^2 + L_{11}^2 - (e-c)^2]\right\}. \quad (15)$$

ζ კუთხის განსაზღვრისათვის საანგარიშო სქემის მიხედვით ვწერთ ასეთ იგივეობას:

$$\ell_6 \sin \xi + \ell_5 \cos \zeta + \ell_4 \cos \theta = b.$$

საიდანაც შეიძლება დაიწეროს:

$$\cos \zeta = \frac{1}{\ell_5}(b - \ell_4 \cos \theta - \ell_6 \sin \xi).$$

$$\zeta = \arccos\left[\frac{1}{\ell_5}(b - \ell_4 \cos \theta - \ell_6 \sin \xi)\right]. \quad (16)$$

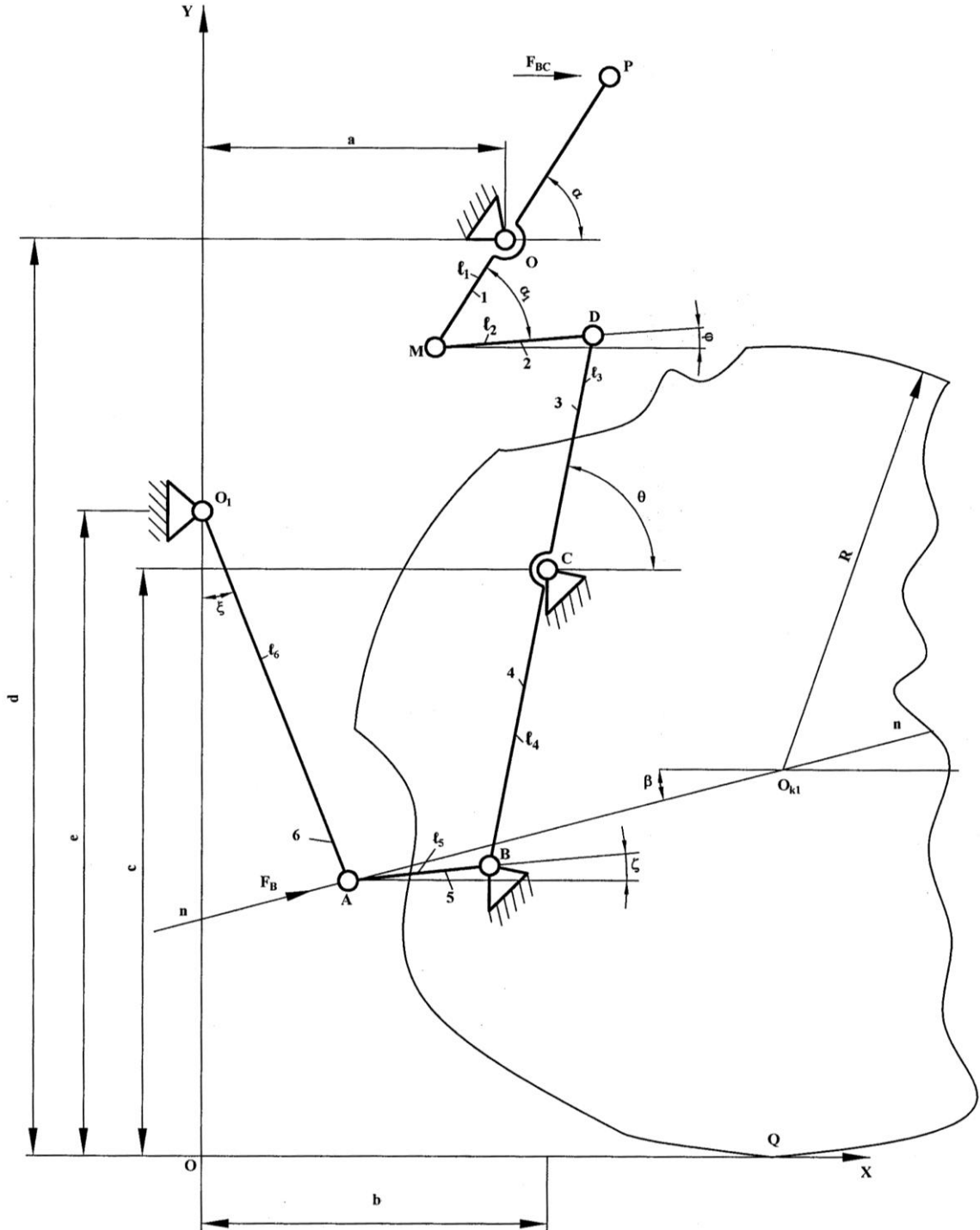
2.1.2. ელექტრომატარებლის ვაგონის გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის კინემატიკური ანალიზი ბერკეტების შესაძლო გადადგილების მიხედვით

მოცემული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის შემადგენელი ბერკეტები და წევები 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. ამ მიზნით ვსარგებლობთ შემდეგი სქემით (ნახ. 6).

ამ მიზნით, პირველ რიგში, ვსაზღვრავთ MD წევის მობრუნების φ კუთხეს. ამ კუთხის განსაზღვრისათვის ვადგენთ, საანგარიშო სქემის მიხედვით, შემდეგ ტოლობათა სისტემას.

$$\begin{cases} a - l_1 \cos \alpha + l_2 \cos \varphi - l_3 \cos \theta = b; \\ d - c = l_1 \sin \alpha - l_2 \sin \varphi + l_3 \sin \theta. \end{cases} \quad (17)$$

იგი წარმოადგენს ორ უცნობიან განტოლებათა სისტემას მობრუნების φ და θ კუთხეების მიმართ. ამ სისტემის ამოხსნისათვის ვსარგებლობთ ერთ-ერთი უცნობის გამორიცხვის მეთოდით.



ნახ. 6. ბერკეტული გადაცემის შემადგენელი ბერკეტების მობრუნების კუთხეების საანგარიშო სქემა

θ არგუმენტის შემცველ ტრიგონომეტრიულ ფუნქციებს, ორთავე განტოლებაში ვალაგებთ მარცხნივ, ხოლო დანარჩენს მარჯვნივ. მივიღებთ:

$$\begin{cases} -l_3 \cos \theta = b - a + l_1 \cos \alpha + l_2 \cos \varphi; \\ -l_3 \sin \theta = l_1 \sin \alpha - l_2 \sin \varphi - d + c. \end{cases} \quad (18)$$

თუ შემოვიღებთ აღნიშვნებს:

$$A = a + b - l_1 \cos \alpha;$$

$$B = d - c - l_1 \sin \alpha.$$

და ტოლობის მარცხენა და მარჯვენა ნაწილებს ავიყვანთ კვადრატებში, მივიღებთ სისტემას:

$$\begin{cases} (l_3 \cos \theta)^2 = (A - l_1 \cos \varphi)^2; \\ (l_3 \sin \theta)^2 = (B + l_2 \sin \varphi)^2. \end{cases}$$

საბოლოოდ, მრავალწევრთა დალაგების შემდეგ მივიღებთ ტრიგონომეტრიულ განტოლებას φ არგუმენტის მიმართ.

$$D \cos \varphi - C \sin \varphi = -E.$$

სადაც

$$C = 2Bl_2;$$

$$D = 2Al_2;$$

$$E = A^2 + B^2 + l_2^2 - l_3^2.$$

განტოლების მარცხენა ნაწილი წარმოვადგინოთ ორი არგუმენტის სხვაობის სინუსის სახით, ამისათვის განტოლების ორივე ნაწილი გავყოთ $\sqrt{D^2 + C^2}$ -ზე, მივიღებთ განტოლებას:

$$\frac{D}{\sqrt{D^2 + C^2}} \cos \varphi - \frac{C}{\sqrt{D^2 + C^2}} \sin \varphi = \frac{E}{\sqrt{D^2 + C^2}}.$$

(65) ტოლობა ჩაიწერება ასეთი სახით:

$$\sin(x - \varphi) = \frac{E}{\sqrt{D^2 + C^2}}.$$

(66) ფორმულა გვაძლევს:

$$x - \varphi = \arcsin \frac{E}{\sqrt{D^2 + C^2}};$$

$$\varphi = x - \arcsin \frac{E}{\sqrt{D^2 + C^2}};$$

$$\varphi = \arccos \frac{E}{\sqrt{D^2 + C^2}} - \arcsin \frac{E}{\sqrt{D^2 + C^2}}.$$

ე.ი. განისაზღვრა MD წვევის მობრუნების φ კუთხის მნიშვნელობა.

იმისათვის, რომ (61) სისტემიდან მოვახდინოთ θ კუთხის გაანგარიშება, ამისათვის φ არგუმენტის შემცველ ფუნქციებს ვათავსებთ ტოლობის მარცხენა მხარეს, დანარჩენს კი მარჯვნივ.

როგორც წინა შემთხვევაში განტოლების ორივე მხარე აგვეყავს კვადრატში და მივიღებთ ტრიგონომეტრიულ განტოლებას θ -ს მიმართ.

$$D \cos \theta - C \sin \theta = E.$$

აქაც, როგორც წინა შემთხვევაში, განტოლების ორივე ნაწილს ვყოფთ $\sqrt{D^2 + C^2}$ -ზე. მივიღებთ:

$$\frac{D}{\sqrt{D^2 + C^2}} - \frac{C}{\sqrt{D^2 + C^2}} = \frac{E}{\sqrt{D^2 + C^2}} \sqrt{D^2 + C^2}.$$

ამ განტოლებიდან შეიძლება დაიწეროს:

$$\sin(x - \theta) = \frac{E}{\sqrt{D^2 + C^2}};$$

$$x - \theta = \arcsin \frac{E}{\sqrt{D^2 + C^2}};$$

$$\theta = \arcsin \frac{D}{\sqrt{D^2 + C^2}} - \arcsin \frac{E}{\sqrt{D^2 + C^2}}. \quad (19)$$

შეიძლება მობრუნების კუთხეების მნიშვნელობა გამოვიყვანოთ ჩასმის გზითაც. ამ შემთხვევაში ვსარგებლობთ (17) განტოლებით, რომელიც რიგი ალგებრული გარდაქმნების შემდეგ შეიძლება წარმოვადგინოთ ასეთი სახით:

$$\ell_3^2 = A^2 + B^2 + \ell^2 - 2A\ell_2 \cos \varphi + 2B\ell_2 \sin \varphi,$$

სადაც

$$E = A^2 + B^2 + \ell_2^2 - \ell_3^2;$$

$$A = a - b - \ell_1 \cos \alpha;$$

$$B = d - c - \ell_1 \sin \alpha.$$

(19) ფორმულის გარდაქმნის შედეგად მივიღებთ შემდეგი სახის ტრიგონომეტრიულ განტოლებას

$$D \cos \varphi = E + C \sin \varphi \quad (20)$$

სადაც $D = 2A\ell_2$

$$C = 2B\ell_2$$

გამოვსახოთ $\cos \varphi$ ფუნქცია $\sin \varphi$ -ის საშუალებით. ე.ი. $\cos \varphi = \sqrt{1 - \sin^2 \varphi}$. ამ ტოლობის გათვალისწინებით (20) განტოლება მიიღებს სახეს:

$$(D^2 + C^2) \sin^2 \varphi + 2CE \sin \varphi - D^2 = 0.$$

ამ განტოლების ამონახსნია:

$$\sin \varphi = \frac{-EC \pm \sqrt{C^2 E^2 - D^2 (D^2 + C^2)}}{2EC},$$

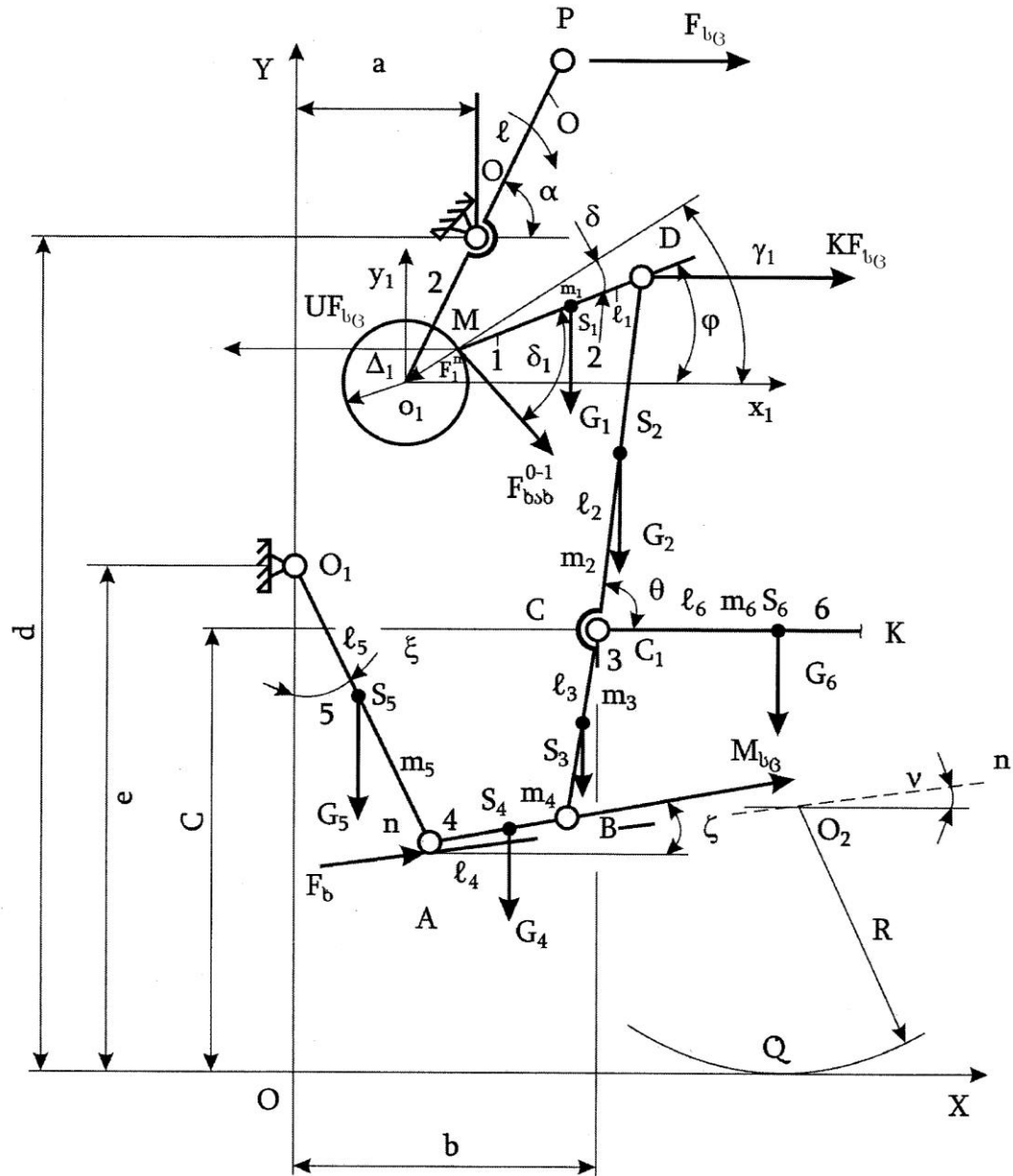
საიდანაც $\varphi = \arcsin \left(\frac{-EC \pm \sqrt{C^2 E^2 - D^2 (D^2 + C^2)}}{2EC} \right).$ (21)

ანალოგიურად შეიძლება გამოვითვალოთ θ კუთხის მნიშვნელობაც.

2.1.3. ელექტრომატარებლის ვაგონის რეალური სამუხრუჭე კვანძის ცვლადი კინეტიკური ენერჯის განსაზღვრა

თანამედროვე ელექტრომატარებლების ძრავიანი ვაგონები აღჭურვილნი არიან სამუხრუჭე ბერკეტული მექანიზმებით, რომლებიც განსხვავდებიან რთული კონსტრუქციებით და აქვთ ვერტიკალური ბერკეტების, წევების და ბერკეტების სახსრულ შეერთებათა დიდი რაოდენობა. იქმნება აუცილებლობა შეიქმნას ამ გადაცემების გაუმჯობესებული ვარიანტები. 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. 7).



ნახ. 7. ელექტრომატარებლის ვაგონის გაუმჯობესებული სამუხრუჭე კვანძის სქემა ღრეჩოთი 0-1 სახსრულ შეერთებებში

ელემენტების ცვთების 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. 2.7).

ცვლადი კინეტიკური ენერგიის გამოსახულების საერთო სახე შეიძლება ჩაიწეროს შემდეგი სახით

$$T = \frac{1}{2} m_1 V_{S1}^2 + \frac{1}{2} I_{S1} \dot{\phi}^2 + \frac{1}{2} m_2 V_{S2}^2 + \frac{1}{2} I_{S2} \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} m_3 V_{S3}^2 + \frac{1}{2} I_{S3} \dot{\theta}^2, \quad (22)$$

სადაც m_i - კვანძის ბერკეტების მასაა;

S_i - ბერკეტების მასების ცენტრები;

$\dot{\phi}, \dot{\theta}$ - 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.

თავის მხრივ $V_{Si}^2 = \dot{X}_{Si}^2 + \dot{Y}_{Si}^2$

სამუხრუჭე კვანძის სქემიდან ვწერთ:

$$\left. \begin{aligned} X_{S1} &= a - r \cos \alpha + x_1 + \frac{\ell_1}{2} \cos \varphi, \\ Y_{S1} &= d - r \cos \alpha + y_1 - \frac{\ell_1}{2} \sin \varphi. \end{aligned} \right\}$$

შესაბამისად მიიღება:

$$\left. \begin{aligned} \dot{X}_{S1} &= r \omega \sin \alpha + \dot{x}_1 - \frac{\ell_1}{2} \dot{\varphi} \sin \varphi \\ \dot{Y}_{S1} &= -r \omega \cos \alpha + \dot{y}_1 + \frac{\ell_1}{2} \dot{\varphi} \cos \varphi \end{aligned} \right\}$$

ასევე მივიღებთ

$$V_{S1}^2 = A^2 + B^2 + \ell_1 \dot{\varphi} (B \cos \varphi - A \sin \varphi) + \frac{\ell_1^2}{2} \dot{\varphi}^2$$

$$\text{მაშინ } I_{S1} \dot{\varphi}^2 = \frac{m_1}{12} \ell_1^2 \dot{\varphi}^2$$

S_2 სიმძიმის ცენტრებისათვის:

$$V_{S2}^2 = \dot{X}_{S2}^2 + \dot{Y}_{S2}^2$$

იმის გათვალისწინებით, რომ

$$\left. \begin{aligned} X_{S2} &= a - r \cos \alpha + x_1 + \ell_1 \cos \varphi - \frac{\ell_2}{2} \cos \theta, \\ Y_{S2} &= d - r \sin \alpha + y_1 + \ell_1 \sin \varphi - \frac{\ell_2}{2} \sin \theta. \end{aligned} \right\}$$

ფორმულა (7) მიიღებს სახეს:

$$V_{S2}^2 = A^2 + 2AC + C^2 + B^2 + 2BD + D^2$$

გავიხსენოთ შემდეგი აღნიშვნები

$$A = r\omega \sin \alpha + \dot{x}_1;$$

$$B = -r\omega \cos \alpha + \dot{y}_1;$$

$$C = \ell_1 \dot{\varphi} \sin \varphi - \frac{\ell_2}{2} \dot{\theta} \sin \theta;$$

$$D = \ell_1 \dot{\varphi} \cos \varphi - \frac{\ell_2}{2} \dot{\theta} \cos \theta.$$

ცხადია, რომ

$$V_{S3}^2 = \dot{X}_{S3}^2 + \dot{Y}_{S3}^2$$

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:

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

სადაც

$$E = (\ell_2 + \ell_3) \dot{\theta} \sin \theta$$

$$P = \ell_1 \dot{\varphi} \cos \varphi - (\ell_2 + \ell_3) \dot{\theta} \cos \theta$$

ℓ_2 ბერკეტებისათვის შეიძლება დაიწეროს:

$$I_{S2(C)} = I_{S2} + m_2 \left(\frac{\ell_2}{2}\right)^2;$$

$$I_{S2(C)} = m_2 \frac{\ell_2^2}{4} \dot{\theta}^2.$$

ასევე

$$I_{S3(C1)} = I_{S3} + m_3 \left(\frac{\ell_3}{2}\right)^2;$$

$$I_{S3(C1)} = m_3 \frac{\ell_3^2}{4} \dot{\theta}^2.$$

ℓ_1 ბერკეტისათვის კუთხური სიჩქარის განსაზღვრისათვის შეიძლება დაიწეროს:

$$a - r \cos \alpha + x_1 + \frac{\ell_1}{2} \cos \varphi = b + \ell_2 \cos \theta - \frac{\ell_1}{2} \cos \varphi.$$

გადიფერენცირებით, მივიღებთ:

$$\begin{aligned}\dot{\varphi} &= \frac{1}{\ell_1 \sin \varphi} (\ell_2 \dot{\theta} \sin \theta - A); \\ \dot{\theta} &= \frac{1}{\ell_2 \sin \theta} (\ell_1 \dot{\varphi} \sin \varphi - A).\end{aligned}$$

მიღებული ფორმულების გათვალისწინებით გამოსახულება მიიღებს სახეს:

$$\begin{aligned}T &= \frac{1}{2} \left[A^2 + B^2 + \ell_1 \dot{\varphi} (B \cos \varphi - A \sin \varphi) + \frac{\ell_1^2}{2} \dot{\varphi}^2 \right] + \\ &+ \frac{1}{24} m_1 \ell_1^2 \dot{\varphi}^2 + m_2 (A^2 + 2AC + C^2 + B^2 + 2BD + D^2) + \\ &+ \frac{1}{8} m_2 \ell_2^2 \dot{\theta}^2 + \frac{m_3}{2} (A^2 + E^2 + B^2 + P^2) + \frac{1}{8} m_3 \ell_3^2 \dot{\theta}^2.\end{aligned}\quad (23)$$

ცვლადი კინეტიკური ენერჯის მიღებული ფორმულა ვარგისია დიფერენციალური განტოლებების შესადგენად x_1 და y_1 განზოგადოებული კოორდინატების მიმართ. γ_1 განზოგადოებული კოორდინატების მიმართ საჭიროა x_1 და y_1 წარმოდგენილ იქნეს შემდეგი სახით:

$$\begin{cases} x_1 = \Delta_1 \cos \gamma_1 ; \\ y_1 = \Delta_1 \sin \gamma_1 . \end{cases}$$

მაშინ

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

დანარჩენი აღნიშვნებისათვის

$$\begin{cases} C = C\gamma_1; & D = D\gamma_1 ; \\ E = E\gamma_1; & P = P\gamma_1 . \end{cases}$$

ფორმულების გათვალისწინებით:

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

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

$$\ddot{\varphi} = \frac{d\dot{\varphi}}{dt} = -\frac{\dot{\varphi} \cos \varphi}{\sin^2 \varphi} (\ell_2 \dot{\theta} \sin \theta - A) + \frac{1}{\sin \varphi} [(\ell_2 \dot{\theta} \sin \theta + \ell_2 \dot{\theta}^2 \cos \theta) - A] \quad (24)$$

$$\ddot{\theta} = \frac{d\dot{\theta}}{dt} = -\frac{\dot{\theta} \cos \theta}{2\sin^2 \theta} (\ell_1 \dot{\varphi} \sin \varphi - A) + \frac{1}{2\sin \theta} [\ell_1 (\dot{\varphi} \sin \varphi + \dot{\varphi}^2 \sin \varphi) - A] \quad (25)$$

ამგვარად მიღებულია ყველა მათემატიკური გამოსახულება ცვლადი კინეტიკური ენერჯის მისაღებად. მსგავსი გაანგარიშება შეიძლება

ჩატარდეს რამოდენიმე ღრეხოს არსებობის შემთხვევაში სხვადასხვა სახსრულ შეერთებებში.

2.1.4. ელექტრომატარებლის ვაგონის გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის დინამიკური ანალიზი

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 ინერციის ძალები მათი მასების ცენტრების მიმართ, შესაბამისი ინერციის მომენტები, განზოგადოებული ძალა საერთო ამძრავის მობრუნების α კუთხის მიმართ და გადაცემის კინეტიკური ენერგია. მხოლოდ ამის შემდეგ შეიძლება შედგენილ იქნეს გადაცემის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება მახასიათებელი დინამიკური დატვირთვების განსაზღვრისათვის. გაუმჯობესებული სამუხრუჭე გადაცემის სამუხრუჭე კვანძის „იდეალური“ საანგარიშო სქემა შეიძლება წარმოდგენილ იქნეს შემდეგი სახით.

MD წევის ინერციის ძალა S_1 მისი მასათა ცენტრის მიმართ ჩაიწერება შემდეგი სახით

$$F_{n1} = -m_1 a_{S1}$$

ე.ი.

$$F_{n1} = -m_1 (\ddot{X}_{S1}^2 + \ddot{Y}_{S1}^2)^{1/2}$$

ამგვარად DB ვერტიკალური ბერკეტებისათვის მივიღებთ:

$$F_{n2} = -m_2 (\ddot{X}_{S2}^2 + \ddot{Y}_{S2}^2)^{1/2}$$

$\ddot{X}_{S1}, \ddot{Y}_{S1}, \ddot{X}_{S2}$ და \ddot{Y}_{S2} მნიშვნელობათა გათვალისწინებით ფორმულები მიიღებენ შემდეგ სახეს:

$$F_{H1} = -m_1 \left\{ \left[-r\omega^2 \cos \alpha - \frac{\ell_1}{2} (\ddot{\varphi} \sin \varphi + \dot{\varphi}^2 \cos \varphi) \right]^2 + \left[-r\omega^2 \sin \alpha + \frac{\ell_1}{2} (\ddot{\varphi} \cos \varphi + \dot{\varphi}^2 \sin \varphi) \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (26)$$

F_{H2} -ის მიმართ შეიძლება დაიწეროს

$$F_{H2} = -m_2 \left\{ \left[-r\omega^2 \cos \alpha - \frac{\ell_1}{2} (\ddot{\varphi} \sin \varphi + \dot{\varphi}^2 \cos \varphi)^2 + \frac{\ell_2 + \ell_3}{2} (\ddot{\theta} \sin \theta + \dot{\theta}^2 \cos \theta) \right]^2 + \left[-r\omega^2 \sin \alpha + \frac{\ell_1}{2} (\ddot{\varphi} \cos \varphi - \dot{\varphi}^2 \sin \varphi) + \frac{\ell_2 + \ell_3}{2} (\ddot{\theta} \sin \theta + \dot{\theta}^2 \cos \theta) \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (27)$$

ანალოგიური სახით განისაზღვრება ინერციის ძალები F_{H3} და F_{H4} , თუ გავითვალისწინებთ, რომ

$$\cos \theta = \frac{1}{\ell_1} [\ell_2 \cos \varphi + (a - r \cos \alpha)]$$

მაშინ:

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{\ell_1 \sin \theta} (r\omega \sin \alpha - \ell_2 \dot{\varphi} \cos \varphi)$$

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{\ell_1 \sin \theta} \left[\frac{1}{\ell_1} (\ell_1 \omega \sin \alpha - \ell_2 \dot{\varphi} \cos \varphi) - \dot{\theta}^2 \cos \theta \right]$$

ინერციის მომენტი S_1 და S_2 მასათა ცენტრების მიმართ განისაზღვრება გამოსახულებებით:

$$M_1 = -\frac{m_1}{12} \ell_1^2 \ddot{\varphi}$$

$$M_2 = -\frac{m_2}{12} (\ell_2 + \ell_1)^2 \ddot{\theta}$$

გაუმჯობესებული სამუხრუჭე გადაცემის კინეტიკური ენერგია

$$T = \frac{1}{2} (I_{(r+\ell)} a^2 + m_1 V_{S1}^2 + I_{S1} \dot{\varphi}^2 + m_2 V_{S2}^2 + I_{S2} \dot{\varphi}^2 + m_3 V_{S3}^2 + I_C \dot{\theta}^2) \quad (28)$$

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

მაგალითისათვის

$$I_{S1} = \frac{m_1}{12} \ell_1^2$$

$$I_{S2} = \frac{m_2}{12} (\ell_2 + \ell_3)^2$$

$$I_{(r+\ell)} = \frac{m}{12} (r + \ell)^2$$

განზოგადოებული ძალა განზოგადოებული a კოორდინატის მიმართ განისაზღვრება გამოსახულებით:

$$Q_a = M_a + G_1 V_{S1(a)} + G_2 V_{S2(a)} + G_3 V_{S3(a)} + G_4 V_{S4(a)} \quad (29)$$

სადაც G_1, G_2, G_3 , და G_4 წარმოადგენენ MD, DC, CB და BA ბერკეტების სიმძიმის ძალებს;

M_a - საერთო ამძრავის მომენტი.

ბერკეტების დინამიკური დატვირთვების განსაზღვრისათვის ლაგრანჟის მეორე რიგის დიფერენციალური განტოლების საფუძველზე

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_1} = Q_{q1} \quad (30)$$

სადაც

$$\left. \begin{aligned} q_1 &= a \\ \dot{q}_1 &= \dot{a} \\ Q_{q1} &= Q_a \end{aligned} \right\}$$

მაშინ გაუმჯობესებული სამუხრუჭე გადაცემის „იდეალური“ კვანძის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$\begin{aligned} & \frac{d}{dt} \left\{ \frac{\partial}{\partial \dot{\alpha}} \frac{1}{2} [I_{(r+\ell)} \omega^2 + m_1 V_{S1}^2 + I_{S1} \dot{\phi}^2 + m_2 V_{S2}^2 + I_{S2} \dot{\theta}^2 + m_3 V_{S3}^2 + I_{S2} \xi^2 \left(\frac{\ell_5 + \ell_6}{2} m_4 + \right. \right. \\ & \left. \left. I_{S4} \right) \dot{\psi}^2] \right\} + \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial \alpha} [I_{(r+\ell)} \omega^2 + m_1 V_{S1}^2 + I_{S1} \dot{\phi}^2 + m_2 V_{S2}^2 + I_{S2} \dot{\theta}^2 + m_3 V_{S3}^2 + I_{S4} \zeta^2 + \\ & \left. + \frac{1}{2} (m_4 (\ell_5 + \ell_6)^2 + I_{S4}) \dot{\psi}^2 \right] = M_a + G_1 V_{S1} + G_2 V_{S2} + G_3 V_{S3} + G_4 V_{S4} \end{aligned} \quad (31)$$

სადაც ζ - არის AB წვეის მობრუნების კუთხე, თუ მას უკავშირდება რთული მოძრაობა.

შეიძლება დავასკვნათ, რომ მიღებული ანალიტიკური გამოსახულება დინამიკური დატვირთვების სხვადასხვა პარამეტრებისათვის აუცილებელია გაუმჯობესებული სამუხრუჭე გადაცემის „იდეალური“ კვანძის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების კომპიუტერული გადაწყვეტისათვის.

2.1.5. ელექტრომატარებლის ვაგონის გაუმჯობესებული სამუხრუჭო გადაცემის დინამიკური მოდელის დამუშავება

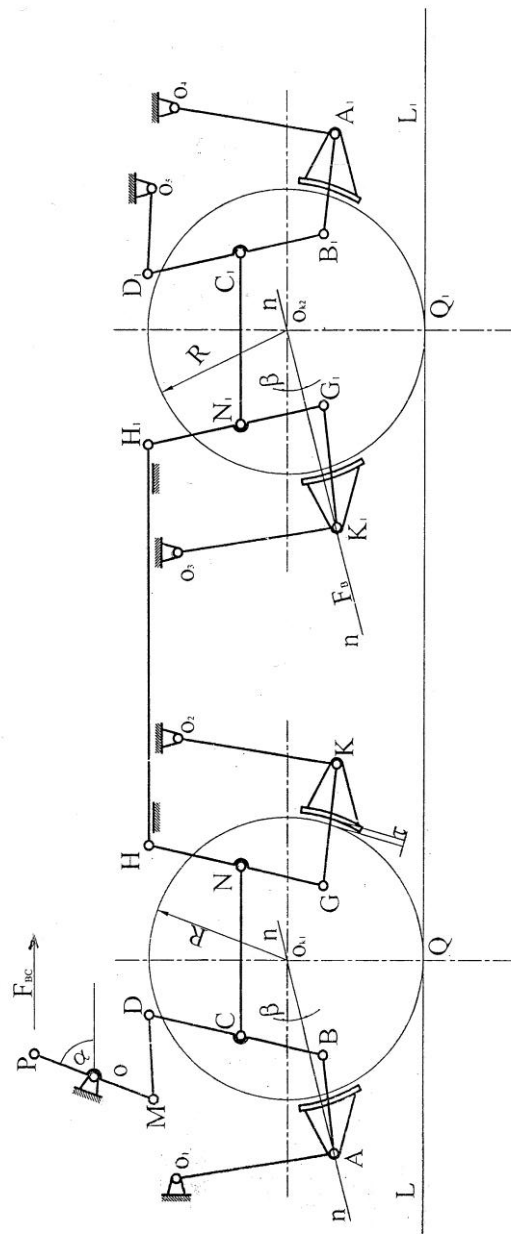
სარკინიგზო მოძრაობის შემადგენლობის მოძრაობის უსაფრთხოების უზრუნველყოფის მიზნით და სარელსო გზასთან მიმართებაში დამუხრუჭების ეფექტიანობის გაუმჯობესებისათვის, მოცემული შემადგენლობა და მათ შორის ელექტრომატარებლის ძრავიანი ვაგონი აღჭურვილია ბერკეტული სამუხრუჭე გადაცემებით.

არსებული ბერკეტული გადაცემის ოპტიმალური ახალი ვარიანტი წარმოდგენილია (ნახ. 2.9-ზე). 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 გამოსავალი პარამეტრების სიზუსტე შეძენილი დიდი ღრეჩოების გათვალისწინებით სახსრულ შეერთებებში.

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 შიგა კონტაქტის წერტილებით. მაშინ შეგვიძლია ვისარგებლოთ იგივე სქემით (იხ. ნახ. 8).

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



ნახ. 8. ელემენტარების ვაგონის გაუმჯობესებული სამუხრუჭე გადაცემის სქემა

x_1, y_1 მოძრავი სისტემა ხასიათდება განზოგადოებული ხაზობრივი x_1, y_1 და კუთხური γ_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 φ, θ, ζ და ξ ასოებით.

კონტაქტისას Δ_1 ღეროს მქონე სახსარში შეიძლება წარმოიშვას ორი სახის დამატებითი მოძრაობა - კონტაქტური და თავისუფალი, რომელთა დიფერენციალური განტოლებებიც შედგება ლაგრანჟის მეორე რიგის დიფერენციალური განტოლებების ბაზაზე.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_{q_i}, \quad (32)$$

სადაც T - ამძრავის კვანძის კინეტიკური ენერგიაა;

q_i - განზოგადოებული კოორდინატა;

\dot{q}_i - განზოგადოებული კოორდინატის სიჩქარე;

Q_{q_i} - განზოგადოებული ძალა q_i განზოგადოებული კოორდინატის მიხედვით.

ერთი სახის დამატებითი მოძრაობიდან მეორე სახის დამატებით მოძრაობაზე გადასასვლელად უნდა განისაზღვროს თანაფარდობა გარე და კუთხურ კოორდინატებს შორის.

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

(2)-დან შეიძლება დავწეროთ:

$$\left. \begin{aligned} \gamma_1 &= \arccos \frac{x_1}{\Delta_1}; \\ \gamma_1 &= \arcsin \frac{y_1}{\Delta_1}. \end{aligned} \right\}$$

განზოგადოებულ კოორდინატთა სიჩქარეთა მიმართ მივიღებთ:

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_1 &= -\Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1; \\ \dot{y}_1 &= \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1. \end{aligned} \right\}$$

მიღებული სისტემიდან შეიძლება დავწეროთ

$$\left. \begin{aligned} \dot{\gamma}_1 &= -\frac{\dot{x}_1}{\Delta_1 \sin \gamma_1}; \\ \dot{\gamma}_1 &= \frac{\dot{y}_1}{\Delta_1 \cos \gamma_1}. \end{aligned} \right\}$$

სისტემით უზრუნველყოფილია გადასვლის პირობა კონტაქტური მოძრაობიდან თავისუფალზე, ხოლო ფორმულით კი კონტაქტურზე.

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

$$F_m = UF_{\text{სვ}}$$

სადაც U - POM გადაცემის რიცხვია და უდრის

$$U = OP / OM$$

მობრუნების α ($\alpha = \text{const}$) კუთხის გათვალისწინებით თანაფარდობა მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$F_m = UF_{\text{სვ}} \cos \alpha.$$

ანალოგიური სახით D სახსრის მიმართ ვწერთ

$$F_m = UF_{\text{სვ}} \cos \alpha \cos \varphi.$$

დაწოლის ძალა ყოველ F_m განისაზღვრება შემდეგი დამოკიდებულებით:

$$F_{A(K)} = UU_1 F_{\text{სვ}} \cos \alpha \cos \varphi \cos \gamma,$$

სადაც U_1 წარმოადგენს DB ბერკეტის გადაცემის რიცხვს.

ვინაიდან M სახსარში განიხილება მხოლოდ მშრალი ხახუნის პარამეტრები, $K_{\text{სხხ}C}$ ამიტომ დამოკიდებულება ნორმალურ რეაქციის ძალას F^n და შესაბამის ხახუნის ძალებს $F_{\text{სხხ}}^{0-1}$ განისაზღვრება შემდეგი დამოკიდებულებით:

$$F_{bcb}^{0-1} = -F_1^n K_{bcb} \text{sign} \dot{\gamma}_1. \quad (33)$$

სხვადასხვა მნიშვნელობები (33) ფორმულაში, რომლებიც ახასიათებენ გამომავალ პარამეტრებს მიიღება მხოლოდ 0-1 სახსარში დამატებითი კონტაქტური მოძრაობის დროს, K_{bcb} ხახუნის კოეფიციენტის და γ_1 კონტაქტური მოძრაობის კუთხით განკერძოებული ცვალებადობით.

გარდა ამისა მოცემული დინამიკური მოდელის გამოყენებით გათვალისწინებულია გეომეტრიული და ძალური შეკავშირების პირობა. თავისუფალი დამატებითი მოძრაობის დროს ეს პირობები ჩაიწერება შემდეგი სახით:

$$\left. \begin{aligned} x_1^2 + y_1^2 < \Delta_1^2; \\ F_1^n = 0; \quad T_{bcb}^{0-1} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (34)$$

დამატებითი კონტაქტური მოძრაობის პირობა კი მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$\left. \begin{aligned} x_1^2 + y_1^2 = \Delta_1^2; \\ F_1^n > 0; \quad F_{bcb}^{0-1} > 0. \end{aligned} \right\} \quad (35)$$

ამგვარად ფორმირებულია ვაგონის გაუმჯობესებული სამუხრუჭე გადაცემის ამძრავის კვანძის დინამიკური მოდელი ერთი ღრეჩოს გათვალისწინებით ყველა მახასიათებელი პარამეტრებით.

2.2. დიზელმატარებლის ვაგონის გაუმჯობესებული ხელის მუხრუჭის შემოთავაზებული ვარიანტი, მოქმედების პრინციპი და ამძრავი კვანძის გამომავალი კინემატიკური პარამეტრების მათემატიკური ანალიზი

დიზელმატარებლის ძრავიანი ვაგონის გაუმჯობესებული ხელის მუხრუჭის ამძრავი კვანძის გამომავალი კინეტიკური პარამეტრების მათემატიკური ანალიზის ჩატარებამდე თავდაპირველად განვიხილოთ დიზელმატარებლის ძრავიანი ვაგონის ხელის მუხრუჭის გაუმჯობესებული შემოთავაზებული ვარიანტი (ნახ. 9.) და მისი მოქმედების პრინციპი.

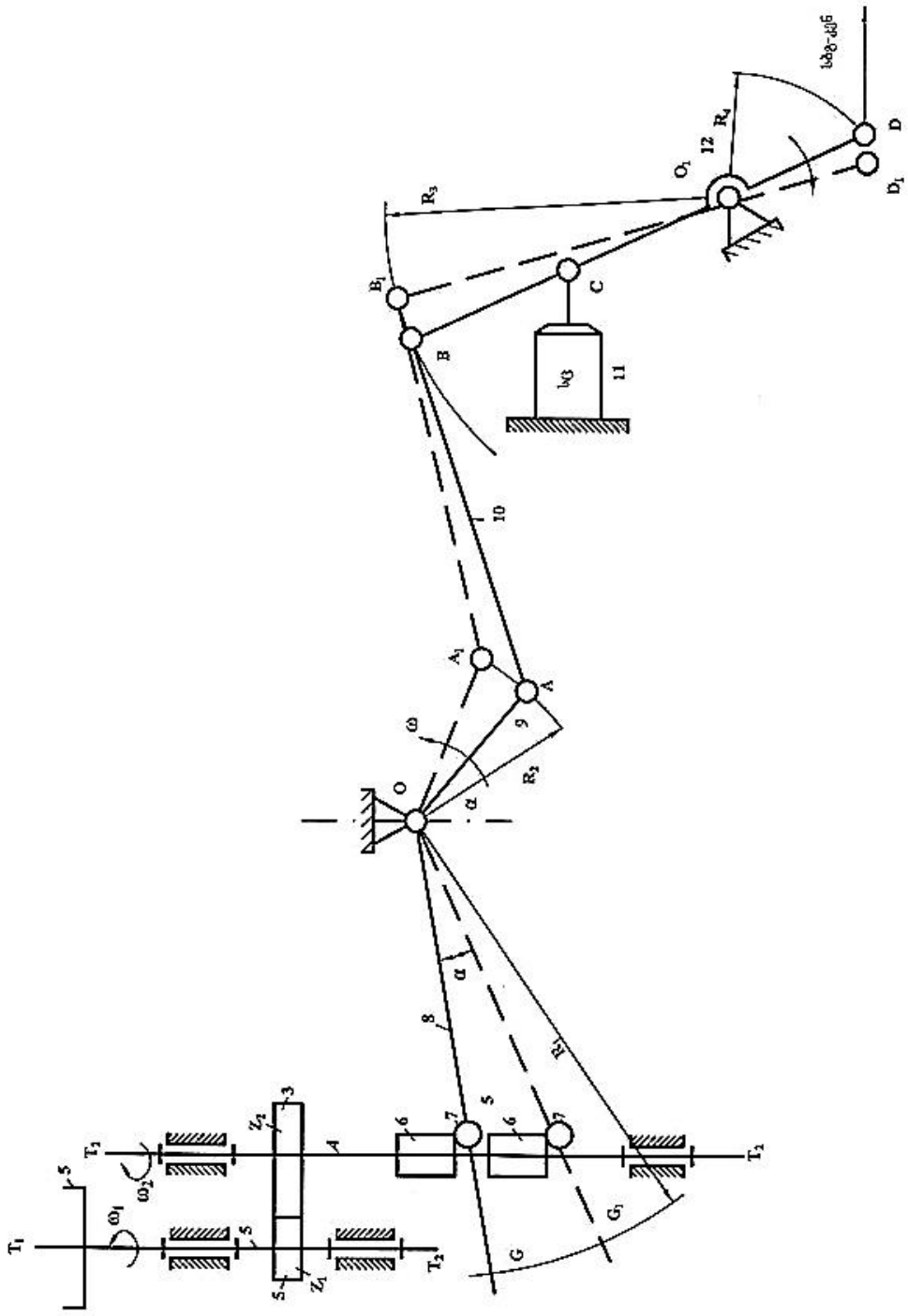
დიზელმატარებლის ძრავიანი ვაგონის არსებული ხელის მუხრუჭი შეიცავს ბერკეტებისა და ბრუნვითი შემაერთებელი კინემატიკური წყვილების (სახსრების) დიდ რაოდენობას. ეს უკანასკნელი წარმოადგენს მნიშვნელოვანსირთულეს ვინაიდან ამ ბერკეტული გადაცემის სახსრებისა და ბერკეტების არაკომპაქტურად განლაგების გამო იზრდება სამუშაო 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.

აღნიშნულის გათვალისწინებით საჭირო გახდა შექმნილიყო დიზელმატარებლის ძრავიანი ვაგონის ხელის მუხრუჭის გაუმჯობესებული ვარიანტი, რომელიც ხასიათდება უკეთესი თვისებებითა და სიმარტივით.

მოცემული ხელის მუხრუჭი შედგება შემდეგი ელემენტებისაგან: 1 - ხელის მუხრუჭის ამძრავი სახელური; 2 - ამძრავი კბილანა Z_1 ; 3 - ამყობი 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 მას გააჩნია ω 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 ამჟღადი გადიდებული კბილანა (3) Z_2 , ($Z_2 > Z_1$), ხისტად დამაგრებული Z_2 კბილანა მოქმედებაში მოიყვანს ხრახნს (4), რომლის შემობრუნებით წინსვლით მოძრაობას ასრულებს პრიზმულ განიკვეთიანი ქანჩი (6). ამის შემდეგ O ბრუნვის წერილის მქონე OG მხარი (8) ბრუნვითი სახსრის (7) საშუალებით შემობრუნდება α 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.

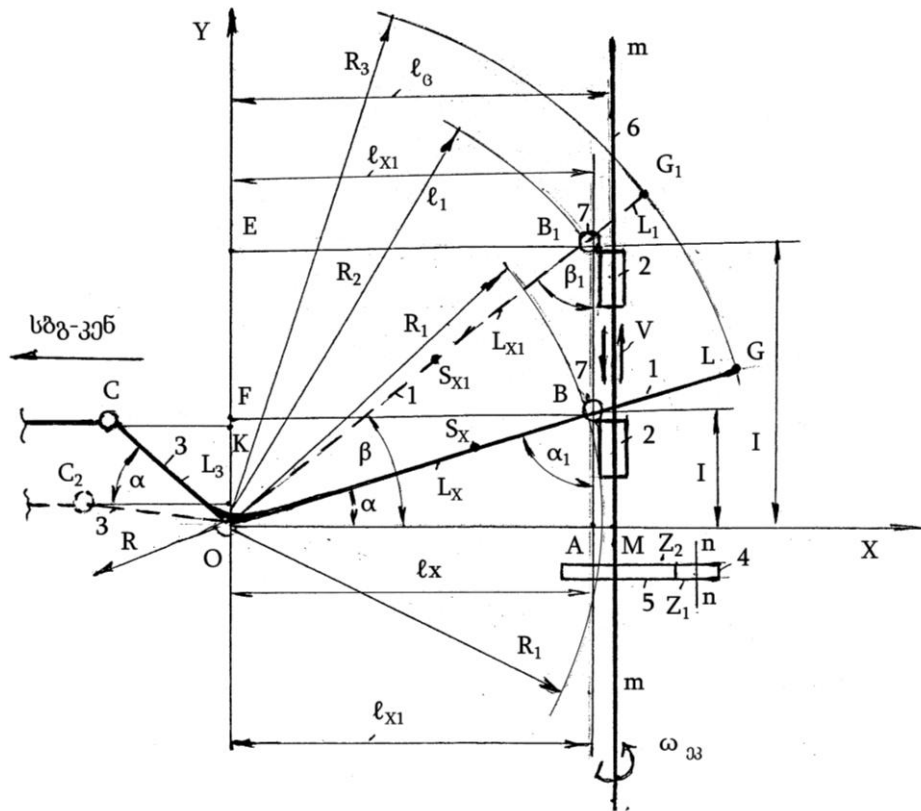
ცნობილია, რომ დიზელმატარებლის ძრავიანი ვაგონის ხელის მუხრუჭის კონსტრუქცია მეტად რთულია. ეს სირთულე გამოწვეულია ბერკეტებისა და ბრუნვითი შემაერთებელი კინემატიკური წყვილების (სახსრების) სიმრავლით. აღსანიშნავია, რომ ამ ბერკეტული გადაცემის სახსრებისა და ბერკეტების არაკომპაქტურად განლაგების გამო იზრდება სამუშაო ზონა. არსებული ხელის მუხრუჭი დატვირთულია ორი კონუსური გადაცემით და ამ გადაცემებისთვის საჭირო სამაგრი დეტალებით. საგულისხმოა, რომ კონუსური გადაცემა ართულებს სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის აწყობის სრული ტექნოლოგიური პროცესის დაცვას, რაც მუხრუჭის მოქმედებისას დაკავშირებულია გარკვეულ კინემატიკურ ცდომილებასთან. ამასთან, ტოლდამეტრიანი კონუსური გადაცემები ვერ უზრუნველყოფს მცირე ფიზიკური ძალით მუხრუჭის დროულ მოქმედებას.



ნახ. 9. დიზელმატარბლის ვაგონის გაუმჯობესებული ხელის მუხრუჭის სქემა

გამომავალი კინემატიკური პარამეტრების მათემატიკური ანალიზის გამარტივების (გაიოლების) მიზნით, ამძრავი კვანძის შემობრუნებას ვახდენთ 180° -ით, რაც განგარიშების საბოლოო შედეგებზე გავლენას ვერ მოახდენს გადაცემის სარკისებრი ასახვის

გამო. მაშინ ხელის მუხრუჭის ამძრავი კვანძის კინემატიკური პარამეტრების საანგარიშო სქემას ექნება ასეთი სახე (იხ. ნახ. 10):



ნახ. 10. დიზელმატარებლის ვაგონის გაუმჯობესებული ხელის მუხრუჭის ამძრავი კვანძის (ω_{33}) კინემატიკური პარამეტრების საანგარიშო სქემა.

ნახაზის 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. θ ბრუნვის წერტილის მქონე OG მხარი ბრუნვითი სახსრის (7) საშუალებით შემობრუნდება α კუთხით, რომლის დროსაც მანძილი ბრუნვის θ 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 α_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 0 ცენტრის გარშემო მოძრაობისას, ამიტომ OC მხარი შემობრუნდება α 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 α კუთხიდან β კუთხემდე, ე.ი.

$$H_1 = H + BB_1.$$

თავის მხრივ, H გადაადგილება წარმოადგენს ფუნქციას ხრახნის (6) ბრუნვის ω 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.

ასევე მართებულია ტოლობა

$$H_1 = H_1(n_{xBI} \cdot h).$$

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 Δ სიდიდით, ამიტომ შესაძლებელია გვექონდეს ტოლობა:

$$l_{xI} = l_x \pm \Delta_n,$$

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.

აღსანიშნავია, რომ $m-m$ ხრახნის სიმეტრიის ღერძსა და OY ღერძს შორის მანძილი მუდმივი სიდიდეა,

$$\ell_x = const.$$

მოცემული სამუხრუჭო კვანძის სქემის (იხ. ნახ.) მიხედვით შეიძლება დაიწეროს ტოლობა OG მხარის საწყისი α კუთხის მიხედვით:

$$tg\alpha = \frac{AB}{OA}.$$

ტოლობის მარჯვენა ნაწილის მნიშვნელობათა გათვალისწინებით მივიღებთ:

$$tg\alpha = \frac{H(n_{XA}; h)}{\ell_x}$$

დროის მიხედვით დიფერენცირებით ირკვევა, რომ

$$\frac{1}{\cos^2 \alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \frac{\ell_x}{\ell_x^2} \cdot \frac{d}{dt} [H(n_{XA}; h)].$$

სინუსა მექანიზმის OG მხარის მობრუნების α კუთხის მიხედვით შეიძლება მივიღოთ მისივე ბრუნვის კუთხური სიჩქარე. იგი გამოისახება ტოლობით:

$$\omega_1 = \frac{1}{\ell_x} \cos^2 \alpha \frac{d}{dt} [H(n_{XA}; h)]. \quad (36)$$

იმ შემთხვევაში, თუ ხელის მუხრუჭის მოქმედება თავიდანვე იწყება უკვე ცნობილი α კუთხით - $\alpha = const$, მაშინ (8) ტოლობიდან შეიძლება დავწეროთ:

$$\cos \alpha = \left[\frac{\omega_1 \ell_x}{H(n_{XA}; h)} \right]^{1/2}. \quad (37)$$

(142) გამოსახულებიდან კი ვწერთ:

$$\alpha = \arccos \left[\frac{\omega_1 \ell_x}{H(n_{XA}; h)} \right]^{1/2}. \quad (38)$$

სინუსა მექანიზმის L მხარის მობრუნების კუთხური აჩქარება α კუთხის მიხედვით შესაძლებელია გაანგარიშებულ იქნეს (36) ტოლობის დიფერენცირებით. მივიღებთ შესაბამის ტოლობას მობრუნების კუთხური ε_1 აჩქარებისთვის:

$$\varepsilon_1 = -\frac{\sin 2\alpha}{\ell_x^2} \omega_1 \frac{d}{dt} [H(n_{XA}; h)] + \frac{d^2}{dt^2} [H(n_{XA}; h)] \frac{1}{\ell_x} \cos^2 \alpha.$$

ანუ:

$$\varepsilon_1 = -\frac{\sin 2\alpha}{\ell_x} \omega_1 + \frac{d}{dt} [H(n_{XA}; h)] + \frac{d^2}{dt^2} [H(n_{XA}; h)] \times \left[\frac{\ell_x}{[H(n_{XA}; h)]} \right]. \quad (39)$$

B წერტილში ქვის გადაადგილებისას კუთხე $m-m$ ვერტიკალსა და მხარს შორის აისახება ტოლობით:

$$\alpha_1 = 90^\circ - \alpha,$$

ანუ (145) ფორმულის მიხედვით:

$$\alpha_1 = 90^\circ - \arccos \left[\frac{\omega_1 \ell_x}{H(n_{XB}; h)} \right]^{1/2}.$$

$\triangle OAB$ -დან

$$\ell_x = L_x \cos \alpha,$$

საიდანაც

$$L_x = (AB^2) + (CA^2). \quad (40)$$

გამოსახულებაში AB და CA მნიშვნელობათა შეტანით (40) მივიღებთ შემდეგ ტოლობას:

$$L_x = \frac{\ell_x}{[H(n_{XB}; h)]^{1/2}}.$$

ამძრავი კვანძის სქემის მიხედვით, ქანჩის გადაადგილების სიგრძე $H_1 > H$, ხოლო OG_1 მხარი OX ღერძთან ქმნის β კუთხეს.

$\triangle OB_1A$ -დან ვწერთ:

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{H_1(n_{XBI}; h)}{\ell_X}. \quad (41)$$

მაშინ (41) ტოლობის დიფერენცირებით მივიღებთ:

$$\omega_2 = \frac{1}{\ell_X} \cos^2 \beta \frac{d}{dt} [H_1(n_{XBI}; h)], \quad (42)$$

სადაც $\omega_2 = d\beta / dt$.

(42) ტოლობიდან შეიძლება დავწეროთ:

$$\cos \beta = \left[\frac{\omega_2 \ell_{XI}}{H_1(n_{XBI}; h)} \right]^{1/2}.$$

ამ ტოლობიდან

$$\beta = \arccos \left[\frac{\omega_2 \ell_{XI}}{H_1(n_{XBI}; h)} \right]^{-1/2}. \quad (43)$$

$\triangle O G_1$ მხარის კუთხური აჩქარება

$$\omega_2 = d\omega_2 / dt.$$

(42) ფორმულის გათვალისწინებით მივიღებთ ε_2 -ის

მნიშვნელობას:

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{\ell_X^2} \left\{ \frac{d}{dt} [H_1(n_{XBI}; h)] + \omega_2 \sin 2\beta_2 \times [H_1(n_{XBI}; h)] \right\} \quad (44)$$

$\triangle O B_1 A$ -დან (43) ტოლობის გათვალისწინებით მიიღება:

$$\beta_1 = 90^\circ - \arccos \left[\frac{\omega_1 \ell_{XI}}{H_1(n_{XBI}; h)} \right]^{1/2}.$$

ამავე კუთხიდან

$$\ell_{X1} = L_{XI} \cos \beta,$$

საიდანაც ვწერთ:

$$L_{XI} = \frac{\ell_{XI}}{[H_1(n_{XBI}; h)]^{1/2}}.$$

ამბრავი სამუხრუჭო კვანძის სქემიდან (იხ. ნახ.) ჩანს, რომ

$$L_{XI} > L_X,$$

$$\text{ანუ } L_{XI} - L_X = R_2 - R_1 = \frac{\ell_{XI}}{[H_1(n_{XBI}; h)]^{1/2}} - \frac{\ell_X}{[H(n_{XB}; h)]^{1/2}}. \quad (45)$$

$m-m$ ხრახნის ω_2 კუთხური სიჩქარით მობრუნებისას ქანჩის ვერტიკალური BB_1 გადაადგილება შეიძლება განისაზღვროს ΔOB_1B -დან:

$$(B_1B)^2 = L_{XI}^2 + L_X^2 - 2L_{XI}L_X \cos(\beta - \alpha). \quad (46)$$

ქვის გადაადგილება BB_1 ამავე დროს წარმოადგენს $(H_1 - H)$ სხვაობას, მაგრამ B_1B -ს განსაზღვრისთვის შეიძლება ვისარგებლოთ მხოლოდ (46) ტოლობით. (43) და (45) ტოლობების გათვალისწინებით (46) მიიღებს ასეთ სახეს:

$$(BB_1)^2 = \left(\frac{\ell_{XI}}{[H_1(n_{XBI}; h)]^{1/2}} \right)^2 + \left(\frac{\ell_X}{[H(n_{XB}; h)]^{1/2}} \right)^2 - 2 \frac{\ell_{XI}}{[H_1(n_{XBI}; h)]^{1/2}} \cdot \frac{\ell_X}{[H(n_{XB}; h)]^{1/2}} \cos(\beta - \alpha). \quad (47)$$

საბოლოოდ, (45) და (38) ტოლობების შეტანით (47)-ში, მივიღებთ ქანჩის გადაადგილების BB_1 მნიშვნელობას ამძრავი კვანძის ამოქმედებიდან საბოლოო დამუხრუჭებამდე:

$$BB_1 = \left\{ \frac{\ell_{XI}^2}{[H_1(n_{XBI}; h)]^{1/2}} + \frac{\ell_X^2}{[H(n_{XB}; h)]^{1/2}} - 4 \frac{\ell_{XI}\ell_X}{[H_1(n_{XBI}; h)]^{1/2}[H(n_{XB}; h)]^{1/2}} \times \cos \left[\arccos \left(\frac{\omega_2 \ell_{XI}}{H_1(n_{XBI}; h)} \right)^{1/2} - \arccos \left(\frac{\omega_1 \ell_X}{H(n_{XB}; h)} \right)^{1/2} \right] \right\}. \quad (48)$$

ქანჩის გადაადგილების სიჩქარე, საწყისი B მდგომარეობიდან დაბრუნების შესაბამის B_1 მდგომარეობამდე, განისაზღვრება (48) ტოლობის დროის მიხედვით დიფერენცირებით. დიფერენცირების შემდეგ BB_1 გადაადგილების წრფივი სიჩქარე გამოისახება (46) ან (48) ფორმულების დახმარებით და შედეგი იქნება ერთნაირი. მაგალითად, (46) ფორმულის გამოყენებისას ვწერთ:

$$2BB_1 V_{BB_1} = 2L_{XI} \frac{dL_{XI}}{dt} + 2L_X \frac{dL_X}{dt} - 2 \left[L_{XI}L_X \left(+ \sin(\beta - \alpha) \frac{d}{dt}(\beta - \alpha) \right) - \cos(\beta - \alpha) \left(L_X \frac{dL_X}{dt} + L_{XI} \frac{dL_{XI}}{dt} \right) \right]. \quad (49)$$

საბოლოოდ (49) ტოლობიდან მივიღებთ V_{BB_1} ხაზოვანი მოძრაობის სიჩქარეს:

$$V_{BB_1} = \frac{1}{BB_1} \left\{ L_{XI} \frac{dL_{XI}}{dt} + L_X \frac{dL_X}{dt} - [L_{XI} L_X \times \sin(\beta - \alpha) \frac{d}{dt}(\beta - \alpha) - \cos(\beta - \alpha) \times \cos(\beta - \alpha) \times \left(L_X \frac{dL_{XI}}{dt} + L_{XI} \frac{dL_X}{dt} \right)] \right\}, \quad (50)$$

BB_1 გადაადგილების ხაზოვანი აჩქარების მნიშვნელობა განისაზღვრება (50) ტოლობით გამოსახული შესაბამისი სიჩქარის დროის მიხედვით დიფერენცირებით.

ამგვარად, დადგენილია დიზელმატარებლის ძრავიანი 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.

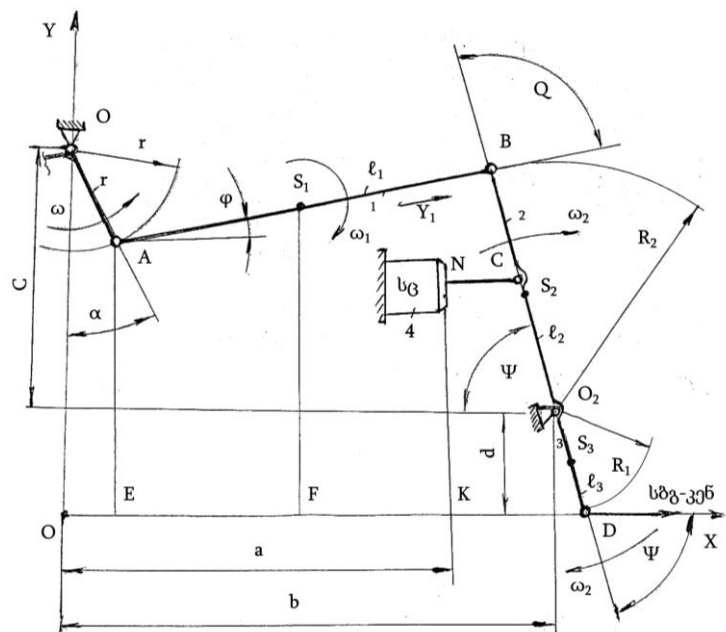
2.2.1. დიზელმატარებლის ვაგონის გაუმჯობესებული ხელის მუხრუჭის სინთეზის ამოცანის გადაწყვეტა

დიზელმატარებლის 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. 11) ანალიზიდან ჩანს, დადგენილია მისი მხოლოდ გამომავალი პარამეტრების მნიშვნელობები. სინთეზის ამოცანის გადაწყვეტისას ვსარგებლობთ იმავე სქემით და შემოგვაქვს ბრუნვითი სახსრების საკოორდინატო მნიშვნელობები.

განვიხილოთ დიზელმატარებლის ძრავიანი ვაგონის გაუმჯობესებული ხელის მუხრუჭის დაწოლის კვანძის კინემატიკური სქემა (იხ. ნახ.). მამოდრავებელი 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. 11. დიზელმატარებლის ვაგონის გაუმჯობესებული ხელის მუხრუჭის

დაწოლის კვანძის კინემატიკური სქემა.

პირველ რიგში საკოორდინატო XOY სისტემაში უნდა დადგინდეს უდიდესი θ კუთხის მნიშვნელობა შესაბამისი A , B და O_1 სახსრების მიხედვით. ამ სახსართა კოორდინატებია:

$$\left. \begin{aligned} A &= A(X_1, Y_1); \\ B &= B(X_2, Y_2); \\ O_1 &= O_1(X_3, Y_3). \end{aligned} \right\}$$

მაშინ ოპტიმალური Θ კუთხის დადგენა შესაძლებელია ასეთი კოორდინატული გარდაქმნებით:

$$\left. \begin{aligned} X_1 &= r \cos \alpha; \\ X_2 &= X_1 + \ell_1 \cos \alpha; \\ X_3 &= b. \end{aligned} \right\} \quad (51)$$

$$\left. \begin{aligned} Y_1 &= L - r \sin \alpha; \\ Y_2 &= d + \ell_3 \sin \Psi; \\ Y_3 &= d, \end{aligned} \right\} \quad (52)$$

სადაც L არის O_0O ორდინატა და შეიძლება დაიწეროს:

$$L = c + d. \quad (53)$$

(51)–(53) ტოლობის გამოყენებით შეიძლება მივიღოთ:

$$\cos \Theta = \frac{(X_2 - X_1)(X_3 - X_2) + (Y_2 - Y_1)(Y_3 - Y_2)}{\left[(X_2 - X_1)^2 + (Y_3 - Y_2)^2 \right]^{1/2} \left[(X_3 - X_2)^2 + (Y_3 - Y_2)^2 \right]^{1/2}} \quad (54)$$

თუ გავითვალისწინებთ, რომ:

$$\left. \begin{aligned} X_2 - X_1 &= \ell_1 \cos \varphi; \\ X_3 - X_2 &= b - (X_1 + \ell_1 \cos \varphi) \end{aligned} \right\} \quad (55)$$

$$\left. \begin{aligned} Y_2 - Y_1 &= d + \ell_3 \sin \Psi - L + r \sin \alpha; \\ Y_3 - Y_2 &= d - (d + \ell_3 \sin \Psi) \end{aligned} \right\} \quad (56)$$

(53)–(56) ტოლობების გამოყენებით (54) ალგებრული გამოსახულება მცირე გარდაქმნების შემდეგ მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$\cos \Theta = \frac{P}{S.G}, \quad (57)$$

სადაც $P = b\ell_1 \cos \varphi + r\ell_1 \cos \varphi \cos \alpha - \ell_1^2 \cos^2 \varphi + \ell_3 \sin \varphi + c\ell_3 \sin \Psi + r\ell_3 \cos \Psi \sin \alpha$;

$$S = (\ell_1^2 \cos^2 \varphi + \ell_3^2 \sin^2 \Psi)^{1/2};$$

$$G = \left[\ell_3^2 \sin^2 \psi - (b + r \cos \alpha + \ell_1 \cos \varphi)^2 \right]^{1/2}.$$

ამ ტოლობათა (57) ფორმულაში შეტანით მიიღება Θ კუთხის ის მნიშვნელობა, რაც აუცილებელია გაუმჯობესებული ხელის მუხრუჭის დაწოლის კვანძის ელემენტების შემობრუნებისათვის ურიკის ძირითადი ძალური და ხელსაწყოთა სახეობების განლაგების მიმართ.

$$\Theta = \arccos \left(\frac{P}{S \cdot G} \right).$$

დაწოლის კვანძის მიახლოებითი სინთეზისათვის საჭიროა უძრავ სახსრულ შეერთებასა და მოძრავ სახსრებს შორის თავისუფალი მოძრაობის პარამეტრების განსაზღვრა. ვსარგებლობთ იმავე სქემით და განვსაზღვრავთ O_0B , AO_1 , OO_1 , O_0D და OD მხრებისა და ბერკეტების მნიშვნელობებს ისევ საკოორდინატო გარდაქმნების გამოყენებით. აქედან გამომდინარე, შეიძლება დავწეროთ:

$$\left. \begin{aligned} O_0 &= O_0(X_0, Y_0); \\ A &= A(X_1, Y_1); \\ B &= B(X_2, Y_2); \\ O_1 &= O_1(X_3, Y_3); \\ O &= O(O; O); \\ D &= D(X_4; Y_4). \end{aligned} \right\} \quad (58)$$

(58) ტოლობათა გათვალისწინებით მიიღება საძიებელი ელემენტების სახსრების შემდეგი ანალიზური გამოსახულებანი:

$$\left. \begin{aligned} X_0 &= O; \\ X_1 &= r \cos \alpha; \\ X_2 &= X_1 + \ell_1 \cos \varphi; \\ X_3 &= b; \\ X_4 &= b + \ell_3 \cos \psi; \\ X_5 &= O. \end{aligned} \right\} \quad (59)$$

ასევე მიიღება:

$$\left. \begin{aligned} Y_0 &= L; \\ Y_1 &= Y_0 - r \sin \alpha; \\ Y_2 &= Y_1 + \ell_1 \sin \varphi; \\ Y_3 &= \ell_3 \sin \psi; \\ Y_4 &= O; \\ Y_5 &= O. \end{aligned} \right\} \quad (60)$$

(59) და (60) ტოლობების გათვალისწინებით გვექნება:

$$\begin{aligned} O_0B &= [(X_2 - X_0)^2 + (Y_2 - Y_0)^2]^{1/2}; \\ AO_1 &= [(X_3 - X_1)^2 + (Y_3 - Y_1)^2]^{1/2}; \\ OO_1 &= [(X_5 - X_3)^2 + (Y_5 - Y_3)^2]^{1/2}; \\ O_0D &= [(X_4 - X_0)^2 + (Y_4 - Y_0)^2]^{1/2}; \\ OD &= [(X_5 - X_4)^2 + (Y_5 - Y_4)^2]^{1/2}. \end{aligned}$$

გარკვეული ჩასმებისა და ალგებრული გარდაქმნების შედეგად ტოლობები ჩაიწერება საკოორდინატო მნიშვნელობებით ასეთი სახით:

$$\begin{aligned} O_0B &= [r \cos \alpha (\ell_1 \cos \alpha \cos \varphi + \ell_1^2)]^{1/2}; \\ AO_1 &= [b^2 + L^2 + r^2 - 2r(b \cos \alpha + L \sin \alpha)]^{1/2}; \\ OO_1 &= [b^2 + L^2 - \ell_3 \sin \psi (2L + \ell_3 \sin \psi)]^{1/2}; \\ O_0O &= [b^2 - L^2 + \ell_3 \cos \psi (2b + \ell_3 \cos \psi)]^{1/2}; \quad (61) \\ OD &= [L^2 - b^2 - \ell_3 \cos \psi (2b - \ell_3 \cos \psi)]^{1/2}; \\ OO_1 &= [b^2 + L^2 - \ell_3 \sin \psi (2L + \ell_3 \sin \psi)]^{1/2}. \end{aligned}$$

დაწოლის კვანძის A სახსარში მაქსიმალური დაწოლის ძალის შენარჩუნება წარმოადგენს უმნიშვნელოვანეს ფაქტორს. ამ მიზნით აუცილებელია სრული დამუხრუჭების ბოლოს შენარჩუნებულ იქნეს O_2A მცირე მხარისა და AB წვეის მართობულობის პირობა, ე.ი. $\angle O_2AB$ იყოს მართი ($O_2A \perp AB$).

დასმული ამოცანის გადაჭრის მიზნით შესაძლებელია საკოორდინატო მეთოდით სარგებლობა.

მართი O_2AB კუთხის არსებობისთვის აუცილებელია დაცულ იქნეს ტოლობა:

$$(O_2B)^2 = r^2 + \ell_1^2 \quad (62)$$

ანუ შეიძლება დაიწეროს:

$$\left. \begin{aligned} (Z)^2 &= (X_1 - X_0)^2 + (Y_1 - Y_0)^2; \\ \ell_1^2 &= (X_2 - X_1)^2 + (Y_2 - Y_1)^2. \end{aligned} \right\}$$

სადაც X_0, X_1, X_2 და Y_0, Y_1, Y_2 არის O_2, A და B სახსრების კოორდინატები.

სათანადო ჩასმების შემდეგ მიიღება ტოლობები:

$$\left. \begin{aligned} Z^2 &= r^2 \cos^2 \alpha + r^2 \sin^2 \alpha \\ \ell_1^2 &= r^2 \cos^2 \varphi + \ell_1^2 \sin^2 \varphi. \end{aligned} \right\} (63)$$

(63) სისტემის ძალით სრულდება O_2A და AB ბერკეტების მართობულობის (63) პირობა, რომლის დროსაც $\angle O_2AB = 90^\circ$.

სასურველია, რომ AB წევითა და BD საკიდით შექმნილი Θ კუთხეც იყოს მართი, რისთვისაც ვწერთ ფორმულას:

$$\theta = \arccos \frac{P}{S.G}. \quad (64)$$

Θ კუთხის მართობულობა მოითხოვს დაწოლის კვანძის ℓ_1, ℓ_2 და ℓ_3 რგოლების სიგრძეთა ზუსტ განსაზღვრას, რაც სინთეზის ამოცანის ცალკე ნაწილია.

O_2A და AB რგოლების მართობულობა შეიძლება დამტკიცდეს კოსინუსების თეორიების მიხედვითაც. ΔO_2AB -სათვის ვწერთ:

$$(O_2B)^2 = r^2 + \ell_1^2 - 2r\ell_1 \cos(\angle O_2AB).$$

მარტივი გარდაქმნების შემდეგ ამ ტოლობიდან მივიღებთ:

$$2r\ell_1 \cos(\angle O_2AB) = 0. \quad (65)$$

r და ℓ_1 მუდმივი სიდიდეებია. ამიტომ $r \neq 0$ და $\ell_1 \neq 0$, ე.ი.

$$\cos(\angle O_2AB) = 0$$

გამოდის, რომ $\angle O_2AB = 90^\circ$.

აქედან გამომდინარე, შეიძლება დავასკვნათ, რომ დიზელმატარებლის დაწოლის კვანძის ნაწილობრივი სინთეზის დროს დიდი მნიშვნელობა ენიჭება O_2A და AB , ასევე AB და BD რგოლების მართობულობის პირობას A სახსარზე მოდებული დაწოლის ძალის უდიდესი მნიშვნელობის შენარჩუნებისთვის.

2.3. ელექტრომატარებლის ვაგონის ოპტიმალური სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის ღრეჩოს დამატებითი მოძრაობებისათვის დიფერენციალური განტოლებების ფორმირება

ელექტრომატარებლის ძრავიანი ვაგონის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა მეტად რთული კონსტრუქციისაა, მასში ბევრად მეტია სახსრული შეერთებების, წევებისა და ვერტიკალური ბერკეტების რაოდენობა, რაც გარკვეულ ზემოქმედებას ახდენს სრულ სამუხრუჭო ეფექტიანობაზე, კერძოდ, სახსრულ შეერთებებში სამუხრუჭო ცილინდრის ჭოკის დაწოლის ძელის დანაკარგებზე. სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის რგოლებისა და სახსრული შეერთებების რაოდენობის შემცირებით გადაცემის მუშაობა უფრო მობილური ხდება და მცირდება ძალური დანაკარგები. რეალური გამომავალი კინემატიკური და დინამიკური პარამეტრების დადგენის მიზნით, აუცილებელია გათვალისწინებულ იქნეს ღრეჩოებიან სახსრულ შეერთებებში დიდი ცვთებით გამოწვეული ღრეჩოთა სიდიდეები, რეაქციის, ხახუნისა და გარე დატვირთვებით აღძრული დამატებითი დინამიკური ძალები. ამ რეალური ამოცანის გადაწყვეტის მიზნით აუცილებელია შედგეს დამატებით მოძრაობათა დიფერენციალური განტოლებები, მოხდეს მათი სისტემატიზაცია და განისაზღვროს საწყისი პირობები. განტოლებათა ერთობლივი ამოხსნის შედეგად განისაზღვრება რეალური გამომავალი კინემატიკური და დინამიკური პარამეტრები გაუმჯობესებული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემისათვის.

ოპტიმალური სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის შექმნით გამარტივდა სისტემის ამძრავი კვანძი, ხოლო ვერტიკალური ბერკეტების, ხუნდების და საკიდების განლაგება დარჩა უცვლელი. ამძრავი კვანძის შემადგენლობაში არსებული წევებისა და ბერკეტების რაოდენობა შემცირდა 4, ხოლო სახსრული შეერთებებისა – 5 ერთეულით (იხ. ნახ. 12).

წარმოდგენილი $PO_0 MDCBAO_1$ დინამიკური მოდელის 0-1 სახსრულ შეერთებაში მოდებულია ნორმალური რეაქციის F_i^n და შესაბამისი ხახუნის $F_{\text{სახ.}}^{0-1}$ ძალები. Δ_1 ღრეჩოს მნიშვნელობა აქ წარმოდგენილია სახსრის გარე ელემენტის რადიუსის სახით, ხოლო შიგა ელემენტი – საკონტაქტო M წერტილით. რეაქციისა და ხახუნის ძალები ℓ_1 წევასთან ადგენს δ და δ_1 კუთხეებს.

Δ_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 γ_1 კოორდინატით, ხოლო შიგა ელემენტის თავისუფალი მოძრაობისას M წერტილის მოძრაობა განისაზღვრება განზოგადებული x_1 და y_1 კოორდინატებით მოძრავ x_1, y_1 სისტემაში.

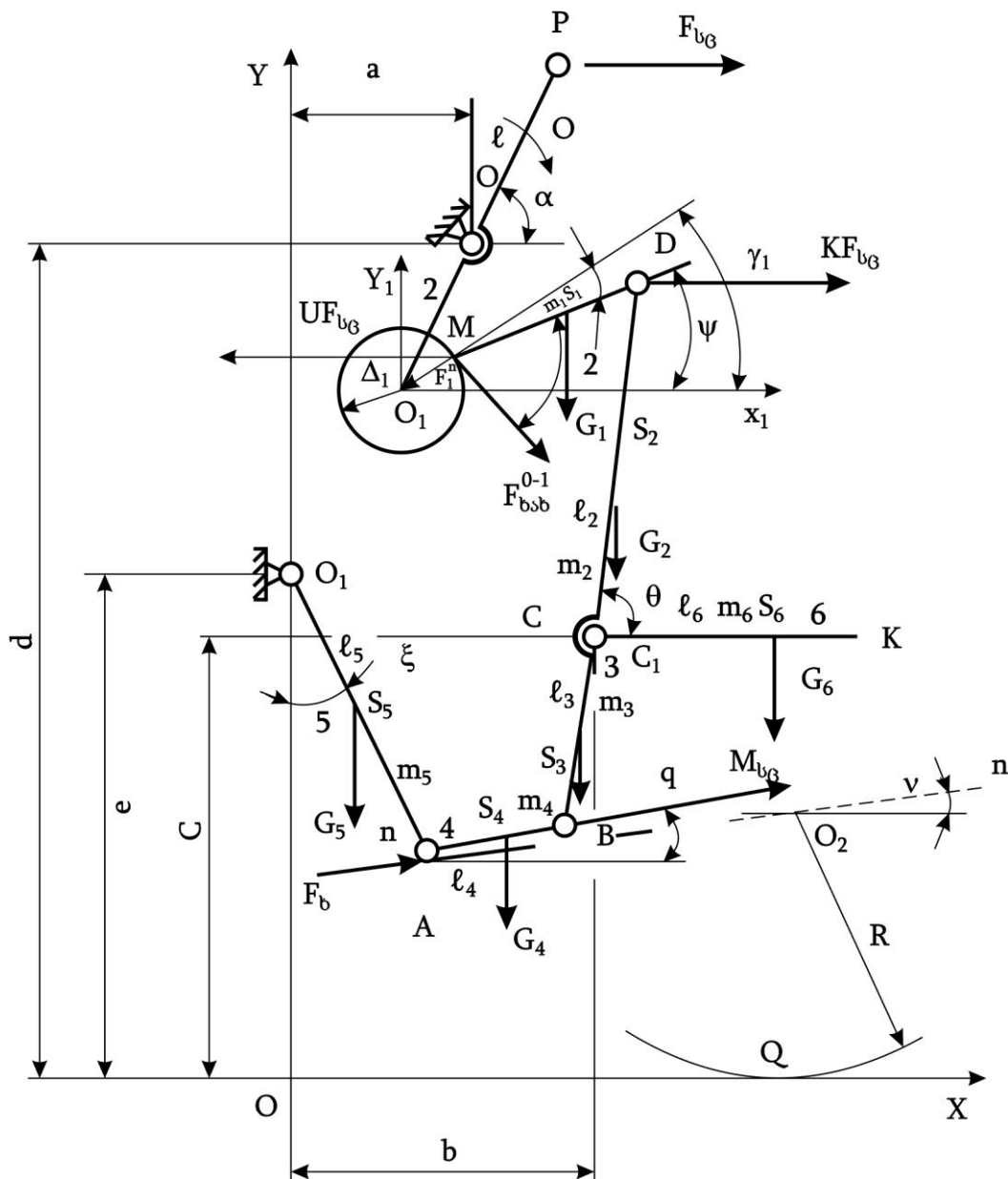
0-1 სახსარში თავისუფალი და კონტაქტური მოძრაობების მონაცვლეობა წარმოქმნის დამატებით მოძრაობებს განზოგადებული კუთხური γ_1 და წრფივი x_1, y_1 კოორდინატების მიმართ. დამატებით მოძრაობათა ორი სახე – კონტაქტური (კ.მ.) და თავისუფალი, ანუ წყვეტილი (წყ.მ.) მოძრაობები. აღიწერება მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებებით ლაგრანჟის მეორე რიგის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების ბაზაზე, რისთვისაც გამოყენებულია დამატებით მოძრაობათა კლასიფიკაცია (იხ. ცხრილი1).

ცხრილი 1.

ოპტიმალური სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის ამძრავი კვანძის დამატებით მოძრაობათა კლასიფიკაცია

დამატებითი მოძრაობის სახე	წყვეტა და კონტაქტი 0-1 სახსარში	მოძრაობის განზოგადებული კოორდინატები	განტოლებების რაოდენობა
I	კონტაქტური (კ.მ.)	γ_1	1
II	წყვეტილი (წყ.მ.)	x_1, y_1	2

I სახის კონტაქტური (კ.მ.) დამატებითი მოძრაობა აღიწერება დამატებითი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებით γ_1 კუთხური განზოგადებული კოორდინატის მიმართ. კონტაქტური მოძრაობა განისაზღვრება γ_1 კოორდინატის სიდიდის მიხედვით. მოძრაობის ხასიათი იცვლება ნორმალური რეაქციის F_1^n და შესაბამისი ხახუნის $F_{\text{სახ}}^{0-1}$ ძალების ზემოქმედების შედეგად.



ნახ. 12. ელექტრომატარებლის ვაგონის ოპტიმალური სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის ამპრაგი კვანძის დინამიკური მოდელი 0-1 სახსრულ შეერთებაში Δ_1 დრეზოს არსებობისას

კონტაქტური მოძრაობის გეომეტრიული და ძალური პირობები შეიძლება წარმოვადგინოთ შემდეგი ტოლობებით:

$$x_1^2 + y_1^2 = \Delta_1^2.$$

$$F_1^n > 0; F_{b.s.b.}^{0-1} > 0.$$

II სახის დამატებითი წყვეტილი მოძრაობა (წყ.მ.) აღიწერება დამატებითი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებებით x_1 და y_1 განზოგადებული კოორდინატების მიმართ. წყვეტილი მოძრაობის დროს რეაქციისა და ხახუნის ძალები გავლენას ვერ ახდენს მოძრაობის დინამიკაზე.

წყვეტილი დამატებითი მოძრაობის პირობები ჩაიწერება ასეთი სახით:

$$x_1^2 + y_1^2 < \Delta_1^2.$$

$$F_1^n = 0; F_{b.s.b.}^{0-1} = 0.$$

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.

გამოდის, რომ კონტაქტური დამატებითი მოძრაობა აღიწერება განზოგადებული კუთხური γ_1 კოორდინატისა და ძირითადი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების α კუთხის მიმართ. იგი დროში თანაბრად ცვლადი სიდიდეა და, შესაბამისად, $\omega = d\alpha/dt = const.$ ე. ი. კონტაქტური მოძრაობის დროს ხდება შედგება მოძრაობის ორი დიფერენციალური განტოლების შედგენა, ხოლო წყვეტილის დროს – სამისა. აღნიშნული მოძრაობების დიფერენციალური განტოლებები ზოგადი სახით ჩაიწერება შესაბამისი ტოლობებით.

კონტაქტური მოძრაობის შემთხვევაში:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{d\dot{\gamma}_1} \right) - \frac{dT}{d\gamma_1} &= Q_{\gamma_1}; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{d\dot{\alpha}} \right) - \frac{dT}{d\alpha} &= Q_{\alpha}. \end{aligned} \right\} \quad (66)$$

წყვეტილი მოძრაობის დროს:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{d\dot{x}_1} \right) - \frac{dT}{dx_1} &= Q_{x_1}; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{d\dot{y}_1} \right) - \frac{dT}{dy_1} &= Q_{y_1}; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{d\dot{\alpha}} \right) - \frac{\theta T}{\theta \alpha} &= Q_{\alpha}. \end{aligned} \right\} \quad (67)$$

სადაც T არის ამძრავი კვანძის კინეტიკური ენერგია; γ_1 – ღრეჩოიანი სახსრის შიგა ელემენტის გარე ელემენტისადმი მობრუნების კუთხე; $\dot{\gamma}_1$ – შესაბამისი მობრუნების კუთხური სიჩქარე; Q_{γ_1} – დამატებითი კონტაქტური მოძრაობისთვის განზოგადებული ძალის მნიშვნელობა; Q_{x_1}, Q_{y_1} – დამატებითი წყვეტილი მოძრაობების განზოგადებული ძალების მნიშვნელობები შესაბამისად x_1 და y_1 განზოგადებული კოორდინატების მიმართ; Q_{α} – ძირითადი მოძრაობის შესაბამისი განზოგადებული ძალა მუდმივი α კუთხის მიმართ.

განტოლებების შედგენისას მისაღებია იმის დაშვება, რომ ამძრავი კვანძის ბერკეტები აბსოლუტურად ხისტია მასების თანაბარი განაწილებით, ამიტომ მათი სიმძიმის G_1, G_2, G_3, G_4, G_5 და G_6 ძალები მოდებულია მათს გეომეტრიულ S_1, S_2, S_3, S_4, S_5 და S_6 ცენტრებში. ამძრავი ბერკეტის P სახსარი მოძრაობაში მოდის სამუხრუჭო ცილინდრის ჭოკის $F_{\text{სც}}$ ძალის ზემოქმედებით, ხუნდზე მოსული დაწოლის ძალა $F_{\text{ს}}$ მიმართულია ურიკის R რადიუსიანი თვლის ბრუნვის O_2 ცენტრისაკენ $n-n$ წირის გასწვრივ ν კუთხით.

(66) და (67) სისტემების განტოლებებში შემავალი კინეტიკური ენერგია T ტოლია მოძრავი ბერკეტების კინეტიკური ენერგიების ჯამისა, ე.ი.

$$T = T_{MD} + T_{DC} + T_{CB} + T_{AB} + T_{O_1A}. \quad (68)$$

ამძრავი კვანძის MD და AB წევები ასრულებს რთულ გადატანით და ბრუნვით მოძრაობებს ერთდროულად, l_6 წვევა – მხოლოდ გადატანითს, ხოლო DB და O_1A – ბრუნვით მოძრაობებს. ამ მოძრაობათა კინეტიკური ენერგიების ამსახველი ტოლობებით განისაზღვრება საერთო კინეტიკური T ენერგია.

განზოგადებული Q_i ძალები განისაზღვრება მუშაობის სიდიდით რაიმე ვირტუალურ გადაადგილებაზე Δ_1 ღრეჩოს გათვალისწინებით. ინერციის ძალები და მომენტები განისაზღვრება შესაბამისი F_{ox1} , F_{oy1} , M_o გამოსახულებით ბერკეტების სიმძიმის ცენტრების მიმართ [3]. რეაქციის F_1^n შემდგენისა და შესაბამისი ხახუნის F_{bsb}^{0-1} ძალის განსაზღვრის მიზნით საჭიროა მომენტების განტოლებების შედგენა D სახსრის მიმართ. ამ შემთხვევაში განიხილება მშრალი ხახუნის მოვლენა, ამიტომ:

$$F_{bsb}^{0-1} = -F_1^n K_{bsb.1}^{0-1} \text{sign} \dot{\gamma}_1. \quad (69)$$

საბოლოოდ დამატებითი და ძირითადი მოძრაობების დიფერენციალური განტოლებები ჩაიწერება ასეთი სახით:

$$\left. \begin{aligned} a_1 \ddot{x}_1 + a_2 \ddot{y}_1 + a_3 \ddot{\gamma}_1 + a_4 \ddot{\alpha} &= Q_{x1}; \\ b_1 \ddot{y}_1 + b_2 \ddot{x}_1 + b_3 \ddot{\gamma}_1 + b_4 \ddot{\alpha} &= Q_{y1}; \\ c_1 \ddot{\gamma}_1 + c_2 \ddot{x}_1 + c_3 \ddot{\gamma}_1 + c_4 \ddot{\alpha} &= Q_{\dot{\gamma}_1}; \\ d_1 \ddot{\alpha} + d_2 \ddot{\gamma} + d_3 \ddot{x} + d_4 \ddot{y} &= Q_{\alpha}. \end{aligned} \right\} \quad (70)$$

სადაც a_i , b_i , c_i , d_i არის განზოგადებული მეორე რიგის კოორდინატების კოეფიციენტები.

განტოლებათა (70) სისტემის შედგენისას გათვალისწინებული უნდა იქნეს საკოორდინატო გარდაქმნის ფორმულები:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= \Delta_1 \cos \gamma_1; \\ y_1 &= \Delta_1 \sin \gamma_1; \\ \gamma_1 &= \arccos \frac{x_1}{\Delta_1} = \arcsin \frac{y_1}{\Delta_1}. \end{aligned} \right\} \quad (71)$$

დამატებითი და ძირითადი მოძრაობების დიფერენციალური განტოლებების (70) სისტემის ამოხსნის შედეგად განისაზღვრება ოპტიმალური სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის გამომავალი დინამიკური პარამეტრები.

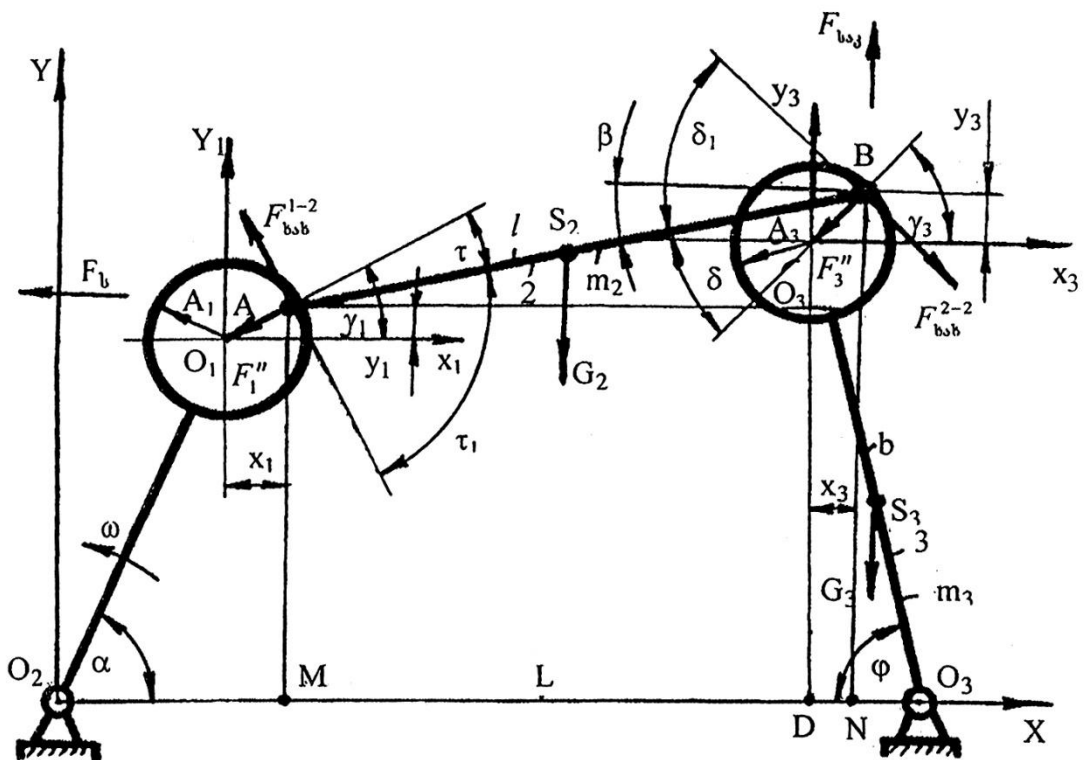
არსებული დამატებითი მოძრაობების დიფერენციალური განტოლებების შედგენის წესი მისაღებია ნებისმიერი სირთულის სამუხრუჭო ან სხვა სახის ბერკეტული გადაცემების მოძრაობის განტოლებათა მისაღებად. ამ განტოლებათა ამოხსნის შედეგად გადაწყდება ბერკეტული ღრეჩოებიანი გადაცემების გამომავალი პარამეტრების დინამიკური და კინემატიკური სიზუსტის ამოცანები.

2.3.1. გაუმჯობესებული სამუხრუჭე კვანძის ღრეჩოს დიფერენციალური განტოლებების ფორმალიზაცია

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 (ნახ. 13) რომელში მიმდინარე

პროცესიც ანალოგიურ ასახვას ჰპოვებს გაუმჯობესებულ სამუხრუჭე კვანძში.

ვსარგებლობთ ლაგრანჟეს მეორე რიგის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებით. მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების შედგენას ვახდენთ დამატებითი მოძრაობის განზოგადოებული კუთხური და ხაზოვანი კოორდინატების მიმართ შესაბამისი განზოგადოებული ძალების მხედველობაში მიღებით და ამასთანავე უნდა აღინიშნოს, რომ განტოლებათა ფორმალიზაციისათვის ოთხი სახის დამატებითი მოძრაობებიდან თავდაპირველად განხილულ იქნეს უკონტაქტო (მეოთხე სახე), შემდეგ კონტაქტურ-წყვეტილი (მესამე სახე), წყვეტილ-კონტაქტური (მეორე სახე) და კონტაქტური პირველი სახე.



ნახ. 13. სამუხრუჭე გადაცემის შემსრულებელი კვანძის დინამიკური მოდელი

განსაზღვრულია ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი კვანძის კინეტიკური ენერგია, ხოლო განზოგადოებული კოორდინატები მოდელის მიხედვით არის შემდეგი: $x_1, y_1, x_3, y_3, \gamma_1$ და γ_3 . გადაადგილების ამ

ხაზოვანი და კუთხური განზოგადოებული კოორდინატებიდან მიიღება სიჩქარის განზოგადოებული კოორდინატები: $\dot{x}_1, \dot{x}_3, \dot{y}_1, \dot{y}_3, \dot{\gamma}_1$ და $\dot{\gamma}_3$.

ცნობილია რა სამუხრუჭო კვანძის კინეტიკური ენერჯიის ტოლობაში შემავალი ყველა წევრის კერძო წარმოებულები განზოგადოებული ხაზოვანი და კუთხური კოორდინატების მიხედვით შეგვიძლია განვახორციელოთ ოთხივე სახის დამატებითი მოძრაობის დიფერენციალურ განტოლებათა ფორმალიზაცია.

2.3.2. ღრეჩოში უკონტაქტო დამატებითი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების დამუშავება

დამუხრუჭების შემსრულებელი კვანძის დინამიკური მოდელის მიხედვით დიფერენციალური განტოლებების შედგენას ვიწყებთ მეოთხე სახის თავისუფალი დამატებითი მოძრაობისათვის, რომელიც აღიწერება ხაზოვანი x_1, y_1, x_3 და y_3 განზოგადოებული კოორდინატების მიმართ. მეოთხე სახის დამატებითი თავისუფალი მოძრაობისათვის x_1 განზოგადოებული კოორდინატის მიმართ ვწერთ:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_{\beta_3}}{\partial \dot{x}_1} \right) - \frac{\partial T_{\beta_3}}{\partial x_1} = Q_{x_1}^{IV}(\beta_3) \quad (72)$$

თავის მხრივ, უკვე გამოთვლილი კერძო დიფერენციალთა მნიშვნელობების გამოყენებით, კინეტიკური T_{β_3} ენერჯიისათვის ვწერთ:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial T_{\beta_3}}{\partial x_1} &= Am_2 - \frac{m_2}{2} Btg\beta + \frac{4}{3} m_3 L - \frac{2}{3} m_3 Ftg\varphi; \\ \frac{\partial T_{\beta_3}}{\partial x_1} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (73)$$

(73) ტოლობის გათვალისწინებით მეოთხე სახის დამატებითი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება განზოგადოებული ძალების მნიშვნელობების მიხედვით მიიღებს სახეს:

$$\left(m_2 + \frac{4m_3}{3} \right) \ddot{x}_1 + \left(\frac{m_2}{2} - \frac{2m_3}{3} \right) tg\beta \ddot{y}_1 - \frac{4m_3}{3} \ddot{x}_3 + \left(\frac{2m_3}{3} - \frac{m_2}{2} \right) tg\beta \ddot{y}_3 =$$

$$\begin{aligned}
&= 2m_3 tg\beta (r\omega^2 \sin\alpha + b\dot{\phi} \cos\alpha - b\dot{\phi}^2 \sin\varphi + l\dot{\beta}^2 \sin\beta) + m_2 r\omega^2 \cos\alpha + \\
&+ \frac{m_2}{2} \left[(r\omega^2 \sin\alpha - b\dot{\phi}^2 \sin\varphi + \dot{\phi} b \cos\varphi) tg\beta + \frac{1}{l \cos^3 \beta} (b\dot{\phi} \cos\varphi + \dot{y}_3 - \dot{y}_1 - \right. \\
&- r\omega \cos\alpha) \left. \right] + \frac{4m_3}{3} (r\omega^2 \cos\alpha - l \cos\beta \dot{\beta}^2) - \frac{2m_3}{3} \left[(r\omega^2 \sin\alpha + l\dot{\beta}^2 \sin\beta) tg\beta - \right. \\
&\left. - (r\omega \cos\alpha + \dot{y}_1 - \dot{y}_3 + l\dot{\beta} \cos\beta) \frac{\dot{\phi}}{\cos^2 \beta} \right] \quad (74)
\end{aligned}$$

დამატებითი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების შედგენისათვის განზოგადოებული x_3 კოორდინატის მიმართ ვწერთ:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_{\beta_3}}{\partial \dot{x}_3} \right) - \frac{\partial T_{\beta_3}}{\partial x_3} = Q_{x_3}^{IV}(\beta_3) \quad (75)$$

ამასთანავე

$$\left. \begin{aligned}
\frac{\partial T_{\beta_3}}{\partial \dot{x}_3} &= m_3 F tg\varphi - 2m_3 L; \\
\frac{\partial T_{\beta_3}}{\partial x_3} &= 0.
\end{aligned} \right\}$$

მაშინ (75) ტოლობის ძალით და (208) სისტემის გამოყენებით მეოთხე სახის დამატებითი თავისუფალი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება x_3 კოორდინატის მიმართ ჩაიწერება ასეთი სახით:

$$\begin{aligned}
&2\ddot{x}_3 - 2\dot{x}_1 - tg\beta \dot{y}_1 - 3tg\beta \dot{y}_3 = (2\omega^2 \sin\alpha - l\dot{\beta}^2 \cos\beta) tg\beta - \\
&- \frac{\dot{\phi}}{\cos^2 \varphi} (r\omega \cos\alpha + \dot{y}_1 - \dot{y}_3 + l\dot{\beta} \cos\beta) - 2[r\omega^2 \cos\alpha + (r\omega^2 \sin\alpha + b\dot{\phi} \cos\varphi - \\
&- b\dot{\phi}^2 \sin\varphi + l\dot{\beta}^2 \sin\beta) tg\beta - l \cos\beta \cdot \dot{\beta}^2] \quad (76)
\end{aligned}$$

მეოთხე სახის დამატებითი თავისუფალი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების შედგენის მიზნით y_1 განზოგადოებული კოორდინატის მიმართ, პირველ რიგში ვსაზღვრავთ კინეტიკური ენერჯის კერძო წარმოებულებს

$$\left. \begin{aligned}
\frac{\partial T_{\beta_3}}{\partial \dot{y}_1} &= \frac{m_2}{2} \left[Atg\beta - \frac{B}{2} (1 + tg^2 \beta) + C - B + \dot{y}_1 - \frac{B}{6 \cos^2 \beta} \right] + \\
&+ \frac{m_3}{6} \left(\frac{2F}{\cos^2 \varphi} - 4Ltg\varphi \right); \\
\frac{\partial T_{\beta_3}}{\partial y_1} &= \frac{m_2}{2} \cdot \frac{B}{l \cos^3 \beta_1} \left(A - \frac{1}{2} Btg\beta \right) - \frac{2m_3}{3} LF \frac{1}{b \cos^3 \varphi_1}.
\end{aligned} \right\} \quad (77)$$

მეოთხე სახის თავისუფალი დამატებითი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება y_1 განზოგადოებული კოორდინატის მიმართ გამოისახება შემდეგი ტოლობით:

$$\begin{aligned}
& \left(\frac{m_2}{12\cos^2\beta} + \frac{2m_3}{3} \operatorname{tg}\varphi \operatorname{tg}\beta + \frac{2m_3}{3\cos^2\varphi} \right) \dot{y}_1 - \left(\frac{m_2}{2} \operatorname{tg}\beta - \frac{2m_3}{3} \operatorname{tg}\varphi \right) \dot{x}_1 - \\
& - \frac{2m_3}{3} \operatorname{tg}\varphi \dot{x}_3 - \left[\frac{m_2}{4} (1 + \operatorname{tg}^2\beta) - \frac{m_2}{12\cos^2\beta} + \frac{2m_3}{3} \operatorname{tg}\varphi \operatorname{tg}\beta + \frac{2m_3}{3\cos^2\varphi} \right] \dot{y}_3 = \\
& = \frac{m_2}{2} \left\{ (\dot{x}_1 - r\omega \sin\alpha) \frac{\dot{\beta}}{\cos^2\beta} - r\omega^2 \cos^2\alpha \operatorname{tg}\beta - \right. \\
& - \left[(b\dot{\varphi} \cos\varphi - b\dot{\varphi}^2 \sin\varphi + r\omega^2 \sin\alpha) \frac{1 + \operatorname{tg}^2\beta}{2} + \frac{\dot{\beta} \operatorname{tg}\beta}{\cos^2\beta} \times \right. \\
& \times (b\cos\varphi \cdot \dot{\varphi} + \dot{y}_3 - r\omega \cos\alpha - \dot{y}_1) \left. \right] + b\dot{\varphi} \cos\varphi + y_3 - b\dot{\varphi}^2 \sin\varphi - \\
& - \frac{1}{6\cos^2\beta} (b\dot{\varphi} \cos\varphi - b\dot{\varphi}^2 \sin\varphi + r\omega^2 \sin\alpha) + \frac{\sin\beta \cdot \dot{\beta}}{3\cos^3\beta} \times \\
& \times (b\dot{\varphi} \cos\varphi + y_3 - r\omega \cos\alpha - \dot{y}_1) \left. \right\} - \\
& - \frac{2m_3}{3} [(-r\omega^2 \cos\alpha - l\sin\beta \cdot N) \operatorname{tg}\varphi + (\dot{x}_1 - r\omega \sin\alpha - l\dot{\beta} \sin\beta - \dot{x}_3) + \\
& + 2\cos\varphi \sin\alpha \cdot \dot{\varphi} (r\omega \cos\alpha + \dot{y}_1 - \dot{y}_3 - l\dot{\beta} \cos\beta)] - \frac{m_2}{2} [(\dot{x}_1 - r\omega \sin\alpha) \times \\
& \times (b\dot{\varphi} \cos\varphi + \dot{y}_3 - r\omega \cos\alpha - \dot{y}_1) \frac{1}{l\cos^3\beta_1} + \frac{\operatorname{tg}\beta}{2l\cos^3\beta_1} \times \\
& \times (b\dot{\varphi} \cos\varphi + \dot{y}_3 - r\omega \cos\alpha - \dot{y}_1)] + \frac{2m_3}{3b\cos\varphi_1} (\dot{x}_1 - r\omega \cos\alpha - l\dot{\beta} \sin\beta - \dot{x}_3) \times \\
& \times (r\omega \cos\alpha + \dot{y}_1 - \dot{y}_3 + l\dot{\beta} \cos\beta) + \frac{1}{2} (G_2 + G_3 + 2P_{\beta_3}) \quad (78)
\end{aligned}$$

სადაც განტოლების მარჯვენა ნაწილი შეიცავს განზოგადოებულ $Q_{y_1}^{IV}$ ძალას და დიფერენციალური განტოლების წევრებს პირველი რიგის წარმოებულებით.

y_3 განზოგადოებული ხაზოვანი კოორდინატის მიმართ მეოთხე სახის თავისუფალი დამატებითი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების შედგენისათვის ვსარგებლობთ უკვე გამოთვლილი კერძო წარმოებულის გამოსახულებით y_3 და \dot{y}_3 -ის მიმართ და ვპოულობთ კინეტიკური ენერჯის კერძო წარმოებულებს \dot{y}_3 და y_3 განზოგადოებული კოორდინატებით. გვექნება:

$$\left. \begin{aligned}
\frac{\partial T_{\beta_3}}{\partial \dot{y}_3} &= \frac{m_2}{2} \left[\frac{B}{2} (1 + \operatorname{tg}^2\beta) - \operatorname{tg}\beta + C - B + y_1 + \frac{B}{6\cos^2\beta} \right] + \frac{m_3}{3} \left(2l\operatorname{tg}\varphi - \frac{F}{\cos^2\varphi} ; \right) \\
\frac{\partial T_{\beta_3}}{\partial y_1} &= \frac{m_2}{2} \left(\frac{B^2}{2} \operatorname{tg}\beta \frac{1}{l\cos^3\beta_0} - \frac{AB}{l\cos^3\beta_0} \right) + \frac{2m_3}{3} LF \frac{1}{b\cos^3\varphi_0} .
\end{aligned} \right\} 79)$$

მეოთხე სახის თავისუფალი დამატებითი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება y_3 განზოგადოებული კოორდინატის მიმართ

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_{\beta_3}}{\partial \dot{y}_3} \right) - \frac{\partial T_{\beta_3}}{\partial y_3} = Q_{y_3(\beta_3)}^{IV}$$

აიწერება გამოსახულებით:

$$\begin{aligned} & \left[\frac{m_2}{4} (1 + tg^2\beta) + \frac{m_2}{12\cos^2\beta} + \frac{m_3}{3\cos^4\varphi} \right] \ddot{y}_3 + \left(\frac{2m_3}{3} - \frac{m_2}{2} tg\beta - \frac{2m_3}{3bcos^3\varphi_0} \right) \ddot{x}_1 + \\ & + \left[\frac{m_2}{2} - \frac{m_2}{4} (1 + tg^2\beta) - \frac{m_2}{12\cos^2\beta} - \frac{m_3}{3\cos^4\varphi} \right] \ddot{y}_1 - tg\varphi \frac{2m_3}{3} \ddot{x}_3 = \\ & = \frac{m_2}{2} \left\{ \left[(\dot{x}_1 - r\omega \sin \alpha) \frac{\dot{\beta}}{\cos^2\beta} - r\omega^2 \cos \alpha \right] - \right. \\ & - \left[(b\dot{\varphi} \cos \varphi - b\dot{\varphi}^2 \sin \varphi + r\omega^2 \sin \alpha) \frac{1 + tg^2\beta}{2} + \frac{\dot{\beta}}{\cos^2\beta} \times \right. \\ & \left. \left. \times tg\beta (b\dot{\varphi} \cos \varphi + \dot{y}_3 - r\omega \cos \alpha - \dot{y}_1) \right] + r\omega^2 \sin \alpha - \right. \\ & - \frac{1}{6\cos^2\beta} (b\dot{\varphi} \cos \varphi - b\dot{\varphi}^2 \sin \varphi + r\omega^2 \sin \alpha) + \frac{\dot{\beta} \sin \beta}{3\cos^3\beta} \times \\ & \left. \left. \times (b\dot{\varphi} \cos \varphi + \dot{y}_3 - r\omega \cos \alpha - \dot{y}_1) \right\} - \right. \\ & - \frac{2m_3}{3} [(-r\omega \cos \alpha - l\dot{\beta} \sin \beta - l\dot{\beta}^2 \cos \beta) tg\varphi + \\ & + (\dot{x}_1 - r\omega \sin \alpha - l\dot{\beta} \sin \beta - \dot{x}_3) \frac{\dot{\varphi}}{\cos^2\varphi}] + \frac{m_3}{3\cos^4\varphi} \times \\ & \times [(l\cos\beta \cdot N - r\omega \sin \alpha - l\dot{\beta}^2 \sin \beta) - 2(r\omega \cos \alpha + \dot{y} - \dot{y}_3 + l\dot{\beta} \cos \beta) \times \\ & \times \dot{\varphi} \cos \varphi \sin \varphi] + \frac{m_2}{2} \left[\frac{tg\beta}{2l\cos^3\beta_1} (bcos\varphi \dot{\varphi} + \dot{y}_3 - r\omega \cos \alpha - \dot{y}_1)^2 - \right. \\ & - \frac{1}{l\cos^3\varphi_0} (b\dot{\varphi} \cos \varphi + \dot{y}_3 - r\omega \cos \alpha - \dot{y}_1) (\dot{x}_1 - r\omega \sin \alpha) \left. \right] - \frac{2m_3}{3} \times \\ & \times [(r\omega \sin \alpha + l\dot{\beta} \sin \beta + \dot{x}_1) (r\omega \cos \alpha + \dot{y}_1 - \dot{y}_3 + l\dot{\beta} \cos \beta) \times \\ & \times \frac{1}{bcos^3\varphi_0} - \frac{1}{2} (G_2 + G_3 - 2P_{\beta_3})] \end{aligned} \quad (80)$$

სადაც განტოლების მარჯვენა ნაწილი შეიცავს განზოგადოებულ $Q_{y_3}^{IV}$ ძალას, რომელიც განისაზღვრება დიფერენციალური განტოლების წევრების პირველი რიგის წარმოებულებით.

ამგვარად, მიღებულია მეოთხე სახის დამატებითი თავისუფალი მოძრაობის ამსახავი დიფერენციალური (73), (76), (78) და (79) განტოლებები შესაბამისად x_1 , x_3 , y_1 და y_3 ხაზოვანი განზოგადოებული კოორდინატების მიმართ.

2.3.3. ღრეჩოში კონტაქტურ-წყვეტილი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების დამუშავება

სამუხრუჭო ბერკეტული კვანძის მესამე სახის დამატებითი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების შედგენას ვახდენთ განზოგადოებული y_1 , x_3 და y_3 კოორდინატების მიმართ. ამ დამატებითი მოძრაობის დროს შენარჩუნებულია კონტაქტი 1-2 სახსრულ შეერთებებში და ერთდროულად წყვეტა ანუ თავისუფალი მოძრაობა 2-3 შეერთებაში. ზოგადად, ლაგრანჟეს მეორე რიგის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების მიხედვით, დამატებითი წერტილ-კონტაქტური მოძრაობის მესამე სახის განტოლებები შეიძლება წარმოვადგინოთ შემდეგი ტოლობებით:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_{\partial_3}}{\partial \dot{x}_3} \right) - \frac{\partial T_{\partial_3}}{\partial x_3} &= Q_{x_3}^{III} \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_{\partial_3}}{\partial \dot{y}_3} \right) - \frac{\partial T_{\partial_3}}{\partial y_3} &= Q_{y_3}^{III} \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_{\partial_3}}{\partial \dot{\gamma}_3} \right) - \frac{\partial T_{\partial_3}}{\partial \gamma_3} &= Q_{\gamma_3}^{III} \end{aligned} \quad (81)$$

მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების შედგენისას x_3 განზოგადოებული კოორდინატის მიმართ, იმის გამო, რომ 1-2 სახსრულ შეერთებაში კონტაქტური მოძრაობაა, უნდა მოხდეს ხაზოვანი x_1 და y_1 კოორდინატებიდან γ_1 კუთხურ კოორდინატზე გადასვლა.

რიგი ალგებრული გარდაქმნების შემდეგ მესამე სახის დამატებითი წყვეტილ-კონტაქტური მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება x_3

განზოგადოებული კოორდინატის მიმართ ჩაიწერება ასეთი გამოსახულებით:

$$\begin{aligned}
 & 2\ddot{x}_3 - 3tg\beta\dot{y}_3 + (2\Delta_1 \sin \gamma_1 - tg\beta\Delta_1 \cos \gamma_1)\dot{\gamma}_1 = \\
 & = (r\omega^2 \sin \alpha - l \cos \beta \cdot N + l\dot{\beta}^2 \sin \beta)tg\beta - \\
 & - (r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \dot{\gamma}_3 + l\dot{\beta} \cos \beta) \frac{\dot{\varphi}}{\cos^2 \varphi} - 2(r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \cos \gamma_1 + \\
 & + l \sin \beta \cdot N + tg\beta\Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 + l \cos \beta^2) \quad (82)
 \end{aligned}$$

მესამე სახის დამატებითი წყვეტილ-კონტაქტური მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება y_3 განზოგადოებული კოორდინატის მიმართ:

$$\begin{aligned}
 & \left[\frac{m_2(1 + tg^2\beta)}{4} + \frac{m_2}{12\cos^2\beta} - \frac{m_3 \cos \varphi}{3\cos^4\varphi} \right] \dot{y}_3 - \frac{2m_3}{3} tg\varphi \ddot{x}_3 + \\
 & + \left[\frac{m_2}{2} \left(\Delta_1 \sin \gamma_1 tg\beta + \Delta_1 \cos \gamma_1 - \Delta_1 \cos \gamma_1 \frac{1 + tg^2\beta}{2} - \frac{\Delta_1 \cos \gamma_1}{6 \cos^2 \beta} \right) - \right. \\
 & \left. - \frac{2m_3}{3} (\Delta_1 \sin \gamma_1 tg\varphi - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \Delta_1 \cos \gamma_1 \cos \varphi) \right] \dot{\gamma}_1 = \\
 & = \frac{m_2}{2} \left\{ [(r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \cos \gamma_1)tg\beta + (r\omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1) \frac{\dot{\beta}}{\cos^2 \beta}] - \right. \\
 & \left. - [(b\dot{\varphi} \cos \varphi - b\dot{\varphi}^2 \sin \varphi + r\omega^2 \sin \alpha + \Delta_1 \sin \gamma_1 \dot{\gamma}_1^2) \frac{1 + tg^2\beta}{2} + \right. \\
 & \left. + (b\dot{\varphi} \cos \varphi + \dot{\gamma}_3 - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1) \frac{\dot{\beta} tg\beta}{\cos^2 \beta} \right] + r\omega^2 \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 - \\
 & - \frac{1}{6 \cos^2 \beta} (b\dot{\varphi} \cos \varphi - b\dot{\varphi}^2 \sin \varphi + \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 + r\omega^2 \sin \alpha) - \frac{\dot{\beta} \sin \beta}{3 \cos^3 \beta} \times \\
 & \times (b\dot{\varphi} \cos \varphi + \dot{\gamma}_3 - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1) \left. + \frac{2m_3}{3} [(r\omega^2 \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \cos \gamma_1 + \right. \\
 & \left. + l \sin \beta \cdot \dot{\beta} + l\dot{\beta}^2 \cos \beta)tg\varphi - (r\omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 + l\dot{\beta}^2 \sin \beta + l \cos \beta) \times \right. \\
 & \left. \times \left(N + \frac{\Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1}{l \cos \beta} \right) \cos \varphi + 2(r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \dot{\gamma}_3 + l\dot{\beta} \cos \beta) \dot{\varphi} \sin \varphi \right] + \\
 & + \frac{m_2}{2} \left[\frac{\sin \beta}{2l \cos^4 \beta} (b\dot{\varphi} \cos \varphi + \dot{\gamma}_3 - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1)^2 + (r\omega \sin \alpha + \right. \\
 & \left. + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1) (b\dot{\varphi} \cos \varphi + \dot{\gamma}_3 - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1) \frac{1}{l \cos^3 \beta} \right] - \\
 & - \frac{2m_3}{3} [(r\omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 + l\dot{\beta} \sin \beta)(r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \dot{\gamma}_3 +
 \end{aligned}$$

$$+l\dot{\beta} \cos \beta) \frac{1}{B \cos^3 \varphi_0}] + \frac{1}{2}(G_2 + G_3 - 2P_{b_{3j}}) \quad (83)$$

სადაც განტოლების მარჯვენა ნაწილი შეიცავს დიფერენციალური განტოლების წევრებს პირველი რიგის წარმოებულებით და ამ სახის მოძრაობის განზოგადოებულ $Q_{\gamma_3}^{III}$ ძალას განზოგადოებული γ_3 კოორდინატის მიხედვით.

მესამე სახის დამატებითი წყვეტილ-კონტაქტური სახის დიფერენციალური განტოლების შესადგენად γ_1 განზოგადოებული კუთხური კოორდინატის მიმართ:

$$\begin{aligned} & \left\{ \frac{m_2}{2} [2\Delta_1^2 \sin^2 \gamma_1 + \Delta_1^2 \sin \gamma_1 \cos \gamma_1 + \Delta_1^2 \sin \gamma_1 \cos \gamma_1 \operatorname{tg} \beta + \frac{1}{2} \Delta_1^2 \cos^2 \gamma_1 \times \right. \\ & \times (1 + \operatorname{tg}^2 \beta) - r\omega \cos \alpha \Delta_1 \cos \gamma_1 - 2\Delta_1 \cos^2 \gamma_1 + \frac{1}{6 \cos^3 \beta} \Delta_1^2 \cos^2 \gamma_1] + \\ & + \frac{4m_3}{3} \Delta_1^2 \sin^2 \gamma_1 + \frac{2m_3}{3} \Delta_1 \sin \gamma_1 \cos \gamma_1 \operatorname{tg} \varphi + \frac{2m_3}{3} \Delta_1 \cos \gamma_1 \operatorname{tg} \varphi + \\ & \left. + \frac{m_3}{3 \cos^2 \varphi} \Delta_1 \cos \gamma_1 \right\} \ddot{\gamma}_1 + [m_2 \Delta_1 \cos \gamma_1 - \frac{m_2}{4} \Delta_1 \cos \gamma_1 (1 + \operatorname{tg}^2 \beta) + \\ & + \frac{m_2}{12 \cos^2 \beta} \Delta_1 \cos \gamma_1 - \frac{2m_3}{3} \Delta_1 \sin \gamma_1 \operatorname{tg} \varphi - \frac{m_3}{3 \cos^2 \varphi} + \frac{1}{2} \Delta_1 \cos \gamma_1 (1 + \operatorname{tg}^2 \beta)] \ddot{\gamma}_3 - \\ & - \frac{2m_3}{3} (\Delta_1 \cos \gamma_1 \operatorname{tg} \varphi + 2\Delta_1 \sin \gamma_1) \ddot{x}_3 = \\ & = -\frac{m_2}{2} \{ 2(r\omega^2 \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \cos \gamma_1) \Delta_1 \sin \gamma_1 + (r\omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1) \times \\ & \times \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 + [\Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 (b\dot{\varphi} \cos \varphi + \dot{\gamma}_3 - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1) \operatorname{tg} \beta + \\ & + \Delta_1 \sin \gamma_1 (b\dot{\varphi} \cos \varphi - b\dot{\varphi}^2 \sin \varphi + \dot{\gamma}_3 + r\omega^2 \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1) + \\ & + \Delta_1 \sin \gamma_1 (b\dot{\varphi} \cos \varphi + \dot{\gamma}_3 - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1) \frac{\dot{\beta}}{\cos^2 \beta} \} - \\ & - [(r\omega^2 \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1) \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \operatorname{tg} \beta - (r\omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1) \times \\ & \times \Delta_1 \sin \gamma_1 \operatorname{tg} \beta + \Delta_1 \cos \gamma_1 (r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1) \frac{\dot{\beta}}{\cos^2 \beta}] - \frac{1}{2} \times \\ & \times [(b\dot{\varphi} \cos \varphi + \dot{\gamma}_3 - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1) \Delta_1 \cos \gamma_1 \frac{2\dot{\beta}}{\cos^2 \beta} \operatorname{tg} \beta - \\ & - (b\dot{\varphi} \cos \varphi + \dot{\gamma}_3 - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1) (1 + \operatorname{tg}^2 \beta) \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 + \Delta_1 \cos \gamma_1 \times \\ & \times (1 + \operatorname{tg}^2 \beta) (b\dot{\varphi} \cos \varphi - b\dot{\varphi}^2 \sin \varphi + r\omega^2 \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1)] + \\ & + r\omega \cos \alpha \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 + r\omega^2 \sin \alpha \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 + \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& +2[(-\Delta_1^2 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 \cos \gamma_1 - \Delta_1^2 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \sin \gamma_1) + \Delta_1 \cos \gamma_1 (b\dot{\phi} \cos \varphi - b\dot{\phi}^2 \sin \varphi + \\
& + r\omega^2 \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1) - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 (\dot{\gamma}_3 + b\dot{\phi} \cos \varphi - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1) + \\
& \quad + \Delta_1^2 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \sin \gamma_1 + \Delta_1^2 \dot{\gamma}_1^2 \cos \gamma_1 \sin \gamma_1 + 2(r\omega \sin \alpha \Delta_1 \cos \gamma_1 + \\
& + r\omega \cos \alpha \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1)] + \frac{1}{6 \cos^3 \beta} [(b\dot{\phi} \cos \varphi - b\dot{\phi}^2 \sin \varphi + \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1) \cos \beta \times \\
& \quad \times \Delta_1 \cos \gamma_1 + (b\dot{\phi} \cos \varphi + \dot{\gamma}_3 - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_3) \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_3 \cos \beta - \\
& - 2 \sin \beta \cdot \dot{\beta} (b\dot{\phi} \cos \varphi + \dot{\gamma}_3 - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1) \Delta_1 \cos \gamma_1] - \frac{4m_3}{3} (r\omega \sin \alpha + \\
& + \Delta_1 \sin \gamma_1 \dot{\gamma}_1 + l\dot{\beta} \sin \beta + \dot{x}_3) \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - (r\omega^2 \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \cos \gamma_1 - l\dot{\beta}^2 \cos \beta - \\
& \quad - l\dot{\beta} \sin \beta) \Delta_1 \sin \gamma_1] + \frac{2m_3}{3} \left[\left(-\frac{\dot{\phi}}{\cos^2 \varphi} \Delta_1 \sin \gamma_1 - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \operatorname{tg} \varphi \right) \times \right. \\
& \times (r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \dot{\gamma}_3 + l\dot{\beta} \cos \beta) - \Delta_1 \sin \gamma_1 \operatorname{tg} \varphi (l\dot{\beta} \cos \beta - l\dot{\beta}^2 \sin \beta - \\
& \quad - r\omega^2 \sin \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1) \left. \right] + \frac{4m_3}{3} [(r\omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 + l\dot{\beta} \sin \beta + \dot{x}_3) \times \\
& \quad \times \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - (r\omega^2 \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \cos \gamma_1 - l\dot{\beta}^2 \cos \beta - l\dot{\beta} \sin \beta) \Delta_1 \sin \gamma_1] + \\
& + \frac{2m_3}{3} \left[\left(-\frac{\dot{\phi}}{\cos^2 \varphi} \Delta_1 \sin \gamma_1 - \Delta_1 \cos \gamma_1 \dot{\gamma}_1 \operatorname{tg} \varphi \right) (r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \dot{\gamma}_3 + \right. \\
& \quad + l\dot{\beta} \cos \beta) - \Delta_1 \sin \gamma_1 \operatorname{tg} \varphi (l\dot{\beta} \cos \beta - l\dot{\beta}^2 \sin \beta - r\omega^2 \sin \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1) \left. \right] + \\
& + \frac{2m_3}{3} \left[(r\omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 + l\dot{\beta} \sin \beta + \dot{x}_3) \left(\Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - \frac{\dot{\phi}}{\cos^2 \varphi} \Delta_1 \cos \gamma_1 \right) + \right. \\
& \quad + (r\omega^2 \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 + l\dot{\beta}^2 \cos \beta + l\dot{\beta} \sin \beta) \Delta_1 \cos \gamma_1 \operatorname{tg} \varphi \left. \right] - \\
& - \frac{m_3}{3 \cos^3 \varphi} [(r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \dot{\gamma}_3 + l\dot{\beta} \cos \beta) (l\dot{\beta} \cos \beta - l\dot{\beta}^2 \sin \beta - \\
& \quad - r\omega^2 \sin \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1) \cos \varphi + (r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \dot{\gamma}_3 + l\dot{\beta} \cos \beta) \times \\
& \quad \times \dot{\phi} \sin \varphi] + \frac{m_2}{2} \{ 2(r\omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1) \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - [(b\dot{\phi} \cos \varphi + \dot{\gamma}_3 - \\
& \quad - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1) \left(r\omega \sin \alpha \frac{\Delta_1 \cos \gamma_1}{l \cos^3 \beta_0} - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \operatorname{tg} \beta + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 \times \right. \\
& \quad \times \left. \frac{\Delta_1 \cos \gamma_1}{l \cos^3 \beta_0} \right) - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 (r\omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1) \operatorname{tg} \beta] + \frac{1}{2} [(b\dot{\phi} \cos \varphi + \\
& \quad + \dot{\gamma}_3 - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1) \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 (1 + \operatorname{tg}^2 \beta) - \\
& \quad - (b\dot{\phi} \cos \varphi + \dot{\gamma}_3 - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1)^2 2 \operatorname{tg} \beta \frac{\Delta_1 \cos \gamma_1}{l \cos^3 \beta_0}] + \\
& + r\omega \cos \alpha \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 (b\dot{\phi} \cos \varphi + \dot{\gamma}_3 - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 + \\
& \quad + 2r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1) + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 \cos \gamma_1 + 3\Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \cos \gamma_1 \Delta_1 \sin \gamma_1 +
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + \frac{1}{6 \cos^2 \beta} (b\dot{\varphi} \cos \varphi + \dot{y}_3 - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1) \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 \left. \vphantom{\frac{1}{6 \cos^2 \beta}} \right\} - \frac{4m_3}{3} \times \\
& \quad \times (r\omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 + l\dot{\beta} \sin \beta + \dot{x}_3) \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 + \frac{2m_3}{3} \times \\
& \times [(r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 + \dot{y}_3 - l\dot{\beta} \cos \beta) \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \operatorname{tg} \varphi - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 \times \\
& \quad \times (r\omega \sin \alpha + \Delta_1 \sin \gamma_1 + l\dot{\beta} \sin \beta + \dot{x}_3) \operatorname{tg} \varphi + \\
& \quad + (r\omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 + l\dot{\beta} \sin \beta + \dot{x}_3) (r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \dot{y}_3 + \\
& \quad + l\dot{\beta} \cos \beta) \frac{\Delta_1 \cos \gamma_1}{b \cos^3 \varphi_0}] - \frac{m_3}{3 \cos^2 \varphi} (r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \dot{y}_3 + \\
& + l\dot{\beta} \cos \beta) \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - \Delta_1 \left[\frac{G_2}{2} - \frac{\cos \beta (r g \beta \cos \gamma_1 - \sin \gamma_1)}{\sin \beta - \operatorname{tg} \varphi \cos \beta} - \left(\frac{G_3}{2} + P_{b\alpha\beta} \right) \times \right. \\
& \quad \left. \times \frac{\cos \varphi (\sin \gamma_1 - \operatorname{tg} \beta \cos \gamma_1)}{\sin \varphi - \operatorname{tg} \beta \cos \varphi} - F_1 \cos \gamma_1 - F_{b\alpha\beta}^{(1-2)} \right] \quad (84)
\end{aligned}$$

2.3.4. ღრეჩოში დამატებითი წყვეტილ-კონტაქტური მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების დამუშავება

შემსრულებელი კვანძის მეორე სახის დამატებითი წყვეტილ-კონტაქტური მოძრაობის დროს შენარჩუნებულია კონტაქტი 2-3 სახსრულ შეერთებაში და ერთდროულად წყვეტა ანუ თავისუფალი მოძრაობა 1-2 შეერთებაში. ამიტომ ასეთი სახის მოძრაობა აღიწერება მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებებით ხაზოვანი x_1 , y_1 და კუთხური γ_3 განზოგადოებული კოორდინატების მიმართ.

ლაგრანჟეს მეორე რიგის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების მიხედვით მეორე სახის დამატებითი წყვეტილ-კონტაქტური მოძრაობა შემსრულებელი კვანძებისათვის აღიწერება ზოგადი სახის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების სისტემით:

$$\left. \begin{aligned}
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_{\beta_3}}{\partial \dot{x}_1} \right) - \frac{\partial T_{\beta_3}}{\partial x_1} &= Q_{x_1}^{\text{II}} \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_{\beta_3}}{\partial \dot{y}_1} \right) - \frac{\partial T_{\beta_3}}{\partial y_1} &= Q_{y_1}^{\text{II}} \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_{\beta_3}}{\partial \dot{\gamma}_1} \right) - \frac{\partial T_{\beta_3}}{\partial \gamma_1} &= Q_{\gamma_1}^{\text{II}}
\end{aligned} \right\} \quad (85)$$

მეორე სახის წყვეტილ-კონტაქტური დამატებითი მოძრაობა x_1 განზოგადოებული კოორდინატის მიმართ:

$$\begin{aligned}
& \left(m_2 + \frac{4m_3}{3}\right)\ddot{x}_1 + \left(\frac{m_2}{2} - \frac{2m_3}{3}\right)tg\beta\dot{y}_1 + \\
& + \left[\left(\frac{2m_3}{3}\Delta_3 \cos \gamma_3 - \frac{m_2}{2}\Delta_3 \cos \gamma_3\right)tg\beta + \frac{4m_3}{3}\Delta_3 \cos \gamma_3\right]\dot{y}_3 = m_2r\omega^2 \cos \alpha + \\
& + \frac{m_2}{2}[(r\omega^2 \sin \alpha - \Delta_3 \sin \gamma_3 - b\dot{\phi}^2 \sin \varphi + b\dot{\phi} \cos \varphi)tg\beta + \\
& + \frac{1}{l \cos^3 \beta} (b\dot{\phi} \cos \varphi + \Delta_3\dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - \dot{y}_1 - r\omega \cos \alpha)^2] - \frac{4m_3}{3} \times \\
& \times (\Delta_3\dot{\gamma}_3^2 \cos \gamma_3 - r\omega \cos \alpha - l \sin \beta \cdot N - \Delta_3\dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 tg\beta - l\dot{\beta}^2 \cos \beta) \\
& + \\
& + \frac{2m_3}{3} [(\Delta_3\dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 tg\beta - r\omega^2 \sin \alpha - l\dot{\beta}^2 \sin \beta + l \cos \beta \cdot N + \\
& + \Delta_3\dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3)tg\beta + (r\omega \cos \alpha + \dot{y}_1 - \Delta_3\dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + \\
& + l\dot{\beta} \cos \beta) \frac{\dot{\phi}}{\cos^2 \varphi}] \quad (86)
\end{aligned}$$

მიღებული დიფერენციალური განტოლება x_1 განზოგადოებული კოორდინატის მიმართ არ შეიცავს განზოგადოებულ ძალას, რადგან x_1 -ის მიმართ მუშაობა არ სრულდება და იგი ნულის ტოლია.

მეორე სახის დამატებითი კონტაქტურ-წყვეტილი მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების შედგენას y_1 -ის მიმართ:

$$\begin{aligned}
& \left(\frac{m_2}{12 \cos^2 \beta} + \frac{2m_3}{3}tg\varphi tg\beta + \frac{2m_3}{3 \cos^2 \varphi}\right)\dot{y}_1 - \left(\frac{m_2}{2}tg\beta - \frac{2m_3}{3}tg\varphi\right)\ddot{x}_1 - \\
& - \left[\frac{2m_3}{3}tg\varphi\Delta_3 \sin \gamma_3 + \frac{m_2}{4}(1 + tg^2\beta)\Delta_3 \cos \gamma_3 - \frac{m_2}{12 \cos^2 \beta}\Delta_3 \cos \gamma_3 - \right. \\
& \left. - \frac{2m_3}{3}tg\varphi tg\beta\Delta_3 \cos \gamma_3 - \frac{2m_3}{3 \cos^2 \varphi}\Delta_3 \cos \gamma_3\right]\dot{y}_3 = \frac{m_2}{2}\{r\omega \cos \alpha tg\beta - \\
& - (\dot{x}_1 - r\omega \sin \alpha) \frac{\dot{\beta}}{\cos^2 \beta} + [(b\dot{\phi} \cos \varphi - b\dot{\phi}^2 \sin \varphi - \Delta_3\dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 + \\
& + r\omega^2 \sin \alpha \frac{1 + tg\beta}{2} + (b\dot{\phi} \cos \varphi + \Delta_3\dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - r\omega \cos \alpha - \dot{y}_1) \frac{\dot{\beta}}{\cos^2 \beta} tg\beta] + \\
& + r\omega^2 \sin \alpha + b\dot{\phi} \cos \varphi + \Delta_3\dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 - r\omega^2 \sin \alpha + b\dot{\phi}^2 \sin \varphi +
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + \frac{1}{6\cos^2\beta} (b\ddot{\varphi} \cos \varphi - b\dot{\varphi}^2 \sin \varphi - \Delta_3\dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - r\omega \sin \alpha) - \\
& - \frac{\dot{\beta} \sin \beta}{3 \cos^3 \beta} (b\dot{\varphi} \cos \varphi + \Delta_3\dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - r\omega \cos \alpha - \dot{\gamma}_1) \} + \frac{2m_3}{3} [(\Delta_3\dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 - \\
& - r\omega^2 \cos \alpha + \Delta_3\dot{\gamma}_3^2 \cos \gamma_3 - l \sin \beta \cdot N - \Delta_3\dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 \operatorname{tg}\beta - l\dot{\beta}^2 \cos \beta) \operatorname{tg}\varphi + \\
& + (\dot{x}_1 - r\omega \sin \alpha - l\dot{\beta} \sin \beta + \Delta_3\dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3) \frac{\dot{\varphi}}{\cos^2 \varphi}] \\
& + \frac{m_2}{2} [(\dot{x}_1 - r\omega \sin \alpha)(b\dot{\varphi} \cos \varphi + \\
& + \Delta_3\dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - r\omega \cos \alpha - \dot{\gamma}_1) \frac{1}{l \cos^3 \beta_0} - \frac{\operatorname{tg}\beta}{2l \cos^3 \beta_0} (b\dot{\varphi} \cos \varphi + \\
& + \Delta_3\dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - r\omega \cos \alpha - \dot{\gamma}_1)] - \frac{2m_3}{3b \cos^3 \varphi_0} (l\dot{\beta} \cos \beta - r\omega \sin \alpha) + \\
& + \frac{1}{2} (G_2 + G_3 - 2P_{\mathcal{B}_3}). \tag{87}
\end{aligned}$$

ალგებრული ჩასმებისა და გარდაქმნების შედეგად მივიღებთ მეორე სახის დამატებითი წყვილ-კონტაქტური მოძრაობის დიფერენციალურ განტოლებას γ_3 განზოგადოებული კოორდინატის მიმართ. გვექნება:

$$\begin{aligned}
& \left(\frac{m_2}{4} \Delta_3^2 \cos^2 \gamma_3 + \frac{4m_3}{3} \Delta_3^2 \sin^2 \gamma_3 + \frac{4m_3}{3} \operatorname{tg}\beta \Delta_3^2 \cos \gamma_3 \sin \gamma_3 + \right. \\
& + \frac{4m_3}{3} \operatorname{tg}\varphi \Delta_3^2 \cos \gamma_3 \sin \gamma_3 + \frac{2m_3}{3} \operatorname{tg}\varphi \operatorname{tg}\beta \Delta_3^2 \cos^2 \gamma_3 - \frac{2m_3}{3} \operatorname{tg}\varphi \Delta_3^2 \sin^2 \gamma_3 + \\
& + \frac{m_3}{3 \cos^3 \varphi} \Delta_3^2 \cos^2 \gamma_3 + \frac{m_3}{3 \cos^3 \varphi} \Delta_3^2 \sin \gamma_3 \cos \gamma_3 \left. \right) \dot{\gamma}_3 + \left(\frac{2m_3}{3} \operatorname{tg}\varphi \Delta_3 \cos \gamma_3 + \right. \\
& + \frac{4m_3}{3} \Delta_3 \sin \gamma_3 \left. \right) \ddot{x}_1 + \left(\frac{m_2}{2} \Delta_3 \cos \gamma_3 - \frac{m_2}{4} \Delta_3 \sin \gamma_3 - \frac{m_2}{12 \cos^2 \beta} \Delta_3 \cos \gamma_3 + \right. \\
& + \frac{4m_3}{3} \operatorname{tg}\beta \Delta_3 \sin \gamma_3 + \frac{2m_3}{3} \operatorname{tg}\varphi \operatorname{tg}\beta \Delta_3 \cos \gamma_3 + \frac{4m_3}{3} \operatorname{tg}\varphi \Delta_3 \sin \gamma_3 - \\
& \left. - \frac{2m_3}{3 \cos^3 \varphi} \Delta_3 \sin \gamma_3 - \frac{m_3}{3 \cos^3 \varphi} \Delta_3^2 \sin \gamma_3 \cos \gamma_3 \right) \dot{\gamma}_1 = \\
& = - \frac{m_2}{2} \Delta_3 \cos \gamma_3 \left\{ \frac{1}{2} [r\omega^2 \sin \alpha - \Delta_3 \sin \gamma_3 \dot{\gamma}_3^2 - (b \cos \varphi \dot{\varphi} + b \cos \varphi \dot{\varphi} \operatorname{tg}^2 \beta - \right. \\
& \left. - \beta \dot{\varphi}^2 \sin \varphi) + 2(b\dot{\varphi} \cos \varphi + \Delta_3 \cos \gamma_3 - r\omega \cos \alpha - \dot{\gamma}_1) \operatorname{tg}\beta \frac{\dot{\beta}}{\cos^2 \beta}] + \right. \\
& \left. + \left(r\omega^2 \cos \alpha \operatorname{tg}\beta + r\omega \sin \alpha \operatorname{tg}\beta \frac{\dot{\beta}}{\cos^2 \beta} \right) + \frac{1}{6 \cos^3 \beta} \times \right. \\
& \left. \times [(r\omega^2 \sin \alpha + \Delta_3\dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - \Delta_3\dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 - b\dot{\varphi}^2 \sin \varphi + b\dot{\varphi} \cos \varphi) \cos \beta + \right.
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& +2\dot{\beta} \sin \beta (b\dot{\varphi} \cos \varphi + \Delta_3 \cos \gamma_3 \dot{\gamma}_3 - r\omega \cos \alpha - \dot{\gamma}_1)] \} + \frac{m_2}{2} \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 \times \\
& \times \left[\frac{1}{2} (b\dot{\varphi} \cos \varphi + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - r\omega \cos \alpha - \dot{\gamma}_1) (1 + tg^2 \beta) - \right. \\
& - (\dot{x}_1 - r\omega \sin \alpha) tg \beta + r\omega \cos \alpha + \dot{\gamma}_1 + \frac{1}{6 \cos^2 \beta} (b\dot{\varphi} \cos \varphi + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - \\
& - r\omega \cos \alpha - \dot{\gamma}_1) - \frac{4m_3}{3} [(\dot{x}_1 - r\omega \sin \alpha - l\dot{\beta} \cos \beta + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3) \times \\
& \times \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + (\Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - r\omega^2 \cos \alpha - l \sin \beta N - tg \beta \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 - \\
& - l\dot{\beta}^2 \cos \beta) \Delta_3 \sin \gamma_3] - \frac{2m_3}{3} tg \varphi [(\Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \cos \gamma_3 - r\omega^2 \cos \alpha - l \sin \beta N - \\
& - tg \beta \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 - l\dot{\beta}^2 \cos \beta) \Delta_3 \cos \gamma_3 + r\omega \sin \alpha - \dot{x}_1 + l\dot{\beta} \sin \beta - \\
& - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 + (\Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 - r\omega^2 \sin \alpha - l\dot{\beta}^2 \cos \beta + l \cos \beta N + \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3) \times \\
& \times \Delta_3 \sin \gamma_3 + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 (r\omega \cos \alpha + \dot{\gamma}_1 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + l\dot{\beta} \cos \beta)] - \\
& - \frac{2m_3}{3} [(\dot{x}_1 - r\omega \sin \alpha - l\dot{\beta} \sin \beta + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3) \Delta_3 \cos \gamma_3 + (r\omega \cos \alpha + \dot{\gamma}_1 - \\
& - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + l\dot{\beta} \cos \beta) \Delta_3 \sin \gamma_3] \frac{\dot{\varphi}}{\cos^2 \varphi} + \frac{m_3}{3 \cos^3 \varphi} [(l \cos \beta N - \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 - \\
& - r\omega^2 \sin \alpha - l\dot{\beta}^2 \sin \beta + \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3) \Delta_3 \cos \gamma_3 - (r\omega \cos \alpha + \dot{\gamma}_1 - \\
& - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + l\dot{\beta} \cos \beta) \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 \cos \varphi + 2 \sin \varphi \cdot \dot{\varphi} (r\omega \cos \alpha + \dot{\gamma}_1 - \\
& - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + l\dot{\beta} \cos \beta) \Delta_3 \cos \gamma_3] - \frac{m_2}{2} \{ (\dot{x}_1 - r\omega \sin \alpha) [\Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 tg \beta - \\
& - (b\dot{\varphi} \cos \varphi - r\omega \cos \alpha - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - \dot{\gamma}_1) (1 + tg^2 \beta) \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 + \\
& + \frac{1}{2} (b\dot{\varphi} \cos \varphi + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - r\omega \cos \alpha - \dot{\gamma}_1)^2 \cdot \frac{\Delta_3 \cos \gamma_3}{b \cos^3 \beta_0} tg \beta - r\omega \cos \alpha - \\
& - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 - \frac{1}{6 \cos^2 \beta} (b\dot{\varphi} \cos \varphi + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - r\omega \cos \alpha - \dot{\gamma}_1) \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 \} - \\
& - \frac{m_3}{3} \{ 4(\dot{x}_1 - r\omega \sin \alpha - l\dot{\beta} \sin \beta + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3) \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - 2[(\dot{x}_1 - r\omega \sin \alpha - \\
& - l\dot{\beta} \sin \beta + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3) \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 tg \varphi + (r\omega \cos \alpha + \dot{\gamma}_1 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + \\
& + l\dot{\beta} \cos \beta) \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 tg \varphi - \frac{\Delta_3 \cos \gamma_3}{b \cos^3 \beta_0} (\dot{x}_1 - r\omega \sin \alpha - l\dot{\beta} \sin \beta + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3) \times \\
& \times (r\omega \cos \alpha + \dot{\gamma}_1 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + l\dot{\beta} \cos \beta) \} + \frac{1}{\cos^2 \varphi} (r\omega \cos \alpha + \dot{\gamma}_1 - \\
& - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3) \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 \} - \Delta_3 \left[\frac{G_2}{2} \cos \beta \frac{2 \sin \gamma_3 - \cos \gamma_3 tg \varphi}{\sin \beta - tg \varphi \cos \beta} + \right. \\
& \left. + \cos \varphi \frac{\cos \gamma_3 tg \beta - \sin \gamma_3}{\sin \varphi - tg \beta \cos \varphi} \left(\frac{G_3}{2} + 2P_{b\omega_3} \right) - F_{\delta\omega b}^{2-3} \right] \quad (88)
\end{aligned}$$

მიღებული მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება, რომელიც ასახავს დამატებითი წყვეტილ-კონტაქტური მეორე სახის მოძრაობას γ_3 განზოგადოებული კოორდინატის მიმართ, ტოლობის მარჯვენა ნაწილში შეიცავს წევრებს პირველი რიგის წარმოებულებით და ამ მოძრაობის განზოგადოებულ ძალას.

ამგვარად მიღებულია სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი კვანძის მეორე სახის დამატებითი წყვეტილ-კონტაქტური მოძრაობის ამსახველი დიფერენციალური განტოლებები შესაბამისად x_1 , y_1 და γ_3 განზოგადოებული ხაზოვანი და კუთხური კოორდინატების მიმართ. ამ განტოლებების ამოხსნის შემდეგ დადგინდება კვანძზე მოქმედი ყველა დინამიკური დატვირთვა და გამომავალი პარამეტრების ფუნქციონალური სიზუსტე.

2.3.5. ღრეჩოში კონტაქტური მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების დამუშავება

მოცემული კვანძის პირველი სახის დამატებითი კონტაქტური მოძრაობა იმის გამო, რომ ორივე 1-2 და 2-3 სახსრულ შეერთებებში გვაქვს ერთდროული კონტაქტი, γ_1 და γ_3 განზოგადოებული კოორდინატების მიმართ მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებათა სისტემით, რომლის ზოგადი სახე ასეთია:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_{\beta_2}}{\partial \dot{\gamma}_1} \right) - \frac{\partial T_{\beta_2}}{\partial \gamma_1} &= Q_{\gamma_1(\beta_2)}^I \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_{\beta_2}}{\partial \dot{\gamma}_3} \right) - \frac{\partial T_{\beta_2}}{\partial \gamma_3} &= Q_{\gamma_3(\beta_2)}^I \end{aligned} \right\} \quad (89)$$

სადაც γ_1 და γ_3 განზოგადოებული კოორდინატების შესაბამისი $Q_{\gamma_1(\beta_2)}^I$ და $Q_{\gamma_3(\beta_2)}^I$ განზოგადოებული ძალების მნიშვნელობებია.

შემსრულებელი კვანძის პირველი სახის დამატებითი კონტაქტური მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება γ_1 განზოგადოებული

კოორდინატის მიმართ შედგება სისტემის პირველი ზოგადი დიფერენციალური განტოლების მიხედვით.

მოცემული მოთხოვნების გათვალისწინებით, რიგი ალგებრული ჩასმებისა და გარდაქმნების შედეგად, მივიღებთ პირველი სახის დამატებითი კონტაქტური მოძრაობის ამსახავ დიფერენციალურ განტოლებას γ_1 განზოგადოებული კოორდინატის მიმართ. ვწერთ:

$$\begin{aligned}
& [m_2 \Delta_1^2 \sin^2 \gamma_1 - \frac{m_2}{2} \Delta_1^2 \sin \gamma_1 \cos \gamma_1 + \frac{m_2}{2} tg\beta \Delta_1^2 \sin \gamma_1 \cos \gamma_1 - \\
& - \frac{m_2}{4} \Delta_1^2 \cos \gamma_1 (1 + tg^2 \beta) \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 + \frac{m_2}{4} \Delta_1^2 \cos^2 \gamma_1 (1 + tg^2 \beta) - \\
& - \frac{m_2}{2} \Delta_1^2 \cos \gamma_1 + \frac{m_2}{12 \cos^3 \beta} (b\dot{\varphi} \cos \varphi + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1) \times \\
& \times \Delta_1 \sin \gamma_1 \cos \beta + \frac{4m_3}{3} \Delta_1^2 \sin \gamma_1 + \frac{4m_3}{3} tg\varphi \Delta_1^2 \sin \gamma_1 \cos \gamma_1 - \\
& - \frac{2m_3}{3} tg\beta \Delta_1^2 \cos \gamma_1 \sin \gamma_1 + \frac{m_3}{3 \cos^2 \varphi} \Delta_1 \cos \gamma_1 (r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \\
& - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + l\dot{\beta} \cos \beta) - \frac{m_2}{2} r\omega \cos \alpha \Delta_1 \cos \gamma_1] \ddot{\gamma}_1 + \left[\frac{m_2}{2} tg\beta \Delta_1 \cos \gamma_1 \Delta_3 \cos \gamma_3 - \right. \\
& - (1 + tg^2 \beta) \frac{m_2}{4} \Delta_1 \cos \gamma_1 \Delta_3 \cos \gamma_3 + \frac{m_2}{2} \Delta_1 \cos \gamma_1 \Delta_3 \cos \gamma_3 - \frac{m_2}{12 \cos^2 \beta} \times \\
& \times \Delta_1 \cos \gamma_1 \Delta_3 \cos \gamma_3 - \frac{4m_3}{3} \Delta_1 \sin \gamma_1 \sin \gamma_3 - \frac{2m_3}{3} tg\varphi \Delta_1 \sin \gamma_1 \cos \gamma_3 + \\
& + \frac{2m_3}{3} tg\varphi \Delta_1 \cos \gamma_1 \sin \gamma_3 + \frac{2m_3}{3} tg\varphi \Delta_1^2 \cos^2 \gamma_1 - \frac{m_3}{3 \cos^3 \varphi} (r\omega \cos \alpha + \\
& + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + l\dot{\beta} \cos \beta) \cos \varphi \Delta_3 \cos \gamma_3] \ddot{\gamma}_3 = \\
& = - \frac{m_2}{2} \{ 2(r\omega^2 \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1) \Delta_1 \sin \gamma_1 + (r\omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1) \times \\
& \times \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 (b\dot{\varphi} \cos \varphi - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1) tg\beta + \\
& + \Delta_1 \sin \gamma_1 (b\dot{\varphi} \cos \varphi - b\dot{\varphi}^2 \sin \varphi + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 + r\omega^2 \sin \alpha + \\
& + \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1) + \Delta_1 \sin \gamma_1 (b\dot{\varphi} \cos \varphi + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - r\omega \cos \alpha - \\
& - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1) \frac{\dot{\beta}}{\cos^2 \beta} - [(r\omega^2 \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1) \Delta_1 \cos \gamma_1 tg\beta - \\
& - (r\omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1) \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 tg\beta + \Delta_1 \cos \gamma_1 (r\omega \sin \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1) \times \\
& \times \frac{\dot{\beta}}{\cos^2 \beta} \left. \right] + \frac{1}{2} [(b\dot{\varphi} \cos \varphi + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - \Delta_1 \cos \gamma_1) \frac{2\dot{\beta}}{\cos^2 \beta} tg\beta + \\
& + (b\dot{\varphi} \cos \varphi + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - r\omega \cos \alpha) (1 + tg^2 \beta) \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - \Delta_1 \cos \gamma_1 \times
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \times (1 + tg^2\beta)(\Delta_3\dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 + b\dot{\phi} \cos \varphi - b\dot{\phi}^2 \sin \varphi + r\omega^2 \sin \varphi - \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \alpha)] + \\
& \quad + r\omega \cos \alpha \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 + r\omega^2 \sin \alpha \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - 4\Delta_1^2 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 \cos \gamma_1 + \\
& \quad + \Delta_1 \cos \gamma_1 (b\dot{\phi} \cos \varphi - b\dot{\phi}^2 \sin \varphi - \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 + r\omega^2 \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1) - \\
& \quad - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 (\Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + b\dot{\phi} \cos \varphi - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1) + \\
& \quad + 2\Delta_1^2 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 \cos \gamma_1 + 2(r\omega^2 \sin^2 \alpha \Delta_1 \cos \gamma_1 + r\omega \cos \alpha \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1) - \\
& \quad - \frac{1}{6 \cos^3 \beta} [(b\dot{\phi} \cos \varphi - b\dot{\phi}^2 \sin \varphi - \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 + r\omega^2 \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1) \times \\
& \quad \times \cos \beta \Delta_1 \cos \gamma_1 + 2\dot{\beta} \sin \beta (b\dot{\phi} \cos \varphi + \Delta_3 \dot{\phi}_3 \cos \gamma_3 - r\omega \cos \alpha - \\
& \quad - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1)] - \frac{4m_3}{3} [(r\omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 + l\dot{\beta} \sin \beta - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3) \times \\
& \quad \times \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - (r\omega^2 \cos \alpha - \Delta_1 \cos \gamma_1 \dot{\gamma}_1^2 - l^2 \dot{\beta}^2 \cos \beta \sin \beta + \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \cos \gamma_3) \times \\
& \quad \times \Delta_1 \sin \gamma_1] + \frac{2m_3}{3} \left[\left(-\frac{\dot{\phi}}{\cos^2 \varphi} \Delta_1 \sin \gamma_1 - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 tg\varphi \right) (r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \right. \\
& \quad - \\
& \quad - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + l\dot{\beta} \cos \beta) - \Delta_1 \sin \gamma_1 tg\varphi (\Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 - r\omega^2 \sin \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 + \\
& \quad \left. + l \cos \beta \left(N + \frac{1}{l \cos \beta} \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 + \frac{1}{l \cos \beta} \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 \right) - l\dot{\beta}^2 \sin \beta \right] - \\
& \quad - \frac{2m_3}{3} [(\Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 - r\omega \sin \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - l\dot{\beta} \sin \beta) \left(\frac{\dot{\phi}}{\cos^2 \varphi} \Delta_1 \cos \gamma_1 - \right. \\
& \quad - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 tg\varphi) - r\omega^2 \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \cos \gamma_1 - l \sin \beta \left(N + \frac{1}{l \cos \beta} \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 + \right. \\
& \quad \left. + \frac{1}{l \cos \beta} \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 \right) - (l\dot{\beta}^2 \cos \beta + \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \cos \gamma_3) \Delta_1 \cos \gamma_1 tg\varphi] - \frac{m_3}{3 \cos^3 \varphi} \times \\
& \quad \times [(r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + l\dot{\beta} \cos \beta) (\Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 - r\omega \sin \alpha - \\
& \quad - \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 + l \cos \beta \left(N + \frac{1}{l \cos \beta} \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 + \frac{1}{l \cos \beta} \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 \right) - \\
& \quad - l\dot{\beta}^2 \sin \beta \cos \varphi + (r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + l\dot{\beta} \cos \beta) \dot{\phi} \sin \varphi] + \\
& \quad + \frac{m_2}{2} \{ 2\Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 (r\omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1) - [(b\dot{\phi} \cos \varphi + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 \\
& \quad - r\omega \cos \alpha - \\
& \quad - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1) \left(r\omega \sin \alpha \frac{\Delta_1 \cos \gamma_1}{l \cos^3 \beta_0} - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 tg\beta + \Delta_1^2 \dot{\gamma}_1 \frac{\sin \gamma_1 \cos \gamma_1}{l \cos^3 \beta_0} \right) + \\
& \quad + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 (r\omega \sin \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1) tg\beta] + \frac{1}{2} [(b\dot{\phi} \cos \varphi + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 \\
& \quad - r\omega \cos \alpha - \\
& \quad - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1) (1 + tg^2\beta) \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - (b\dot{\phi} \cos \varphi + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1)^2 \times
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \times 2tg\beta \left[\frac{\Delta_1 \cos \gamma_1}{l \cos^3 \beta_0} \right] + r\omega \cos \alpha \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 (b\dot{\varphi} \cos \varphi + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - \\
& - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 + 2r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1) + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 2 \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 + \\
& + \frac{1}{6 \cos^2 \beta} (b\dot{\varphi} \cos \varphi + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1) \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 \} - \\
& - \frac{4m_3}{3} (\Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 - r\omega \sin \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - l\dot{\beta} \sin \beta) \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 + \frac{2m_3}{3} \times \\
& \times [-\Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 (r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + l\dot{\beta} \cos \beta) tg\varphi \\
& - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 \times \\
& \times (\Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 - r\omega \sin \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - l\dot{\beta} \sin \beta) tg\varphi + (\Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 - r\omega \sin \alpha - \\
& - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - l\dot{\beta} \sin \beta) (r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 \\
& + l\dot{\beta} \cos \beta) \left. \frac{\Delta_1 \cos \gamma_1}{l \cos^3 \varphi_0} \right] - \\
& - \frac{m_3}{3 \cos^2 \varphi} [(r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + l\dot{\beta} \cos \beta) (-\Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1)] - \\
& - \Delta_1 \left[\frac{G_2}{2} \cdot \frac{\cos \beta (tg\beta \cos \gamma_1 - \sin \gamma_1)}{\sin \beta - tg\varphi \cos \beta} + \left(\frac{G_3}{2} + P_{b_3} \right) \frac{\cos \varphi (\sin \gamma_1 tg\beta \cos \gamma_1)}{\sin \varphi - tg\varphi \cos \varphi} - \right. \\
& \left. - F_b \cos \gamma_1 - F_{b_3}^{(1-2)} \right] \quad (90)
\end{aligned}$$

მოდრაობის დიფერენციალური განტოლების მარჯვენა ნაწილი შეიცავს განტოლების წევრებს პირველი რიგის წარმოებულთა და γ_1 განზოგადებული კოორდინატის შესაბამისი $Q_{\gamma_1}^I$ ძალას.

პირველი სახის დამატებითი კონტაქტური მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება γ_3 განზოგადებული ძალის მიმართ:

$$\begin{aligned}
& \left[-\frac{m_2}{4} (1 + tg^2 \beta) \Delta_1 \cos \gamma_1 - \frac{m_2}{2} tg\beta \Delta_1 \sin \gamma_1 + \frac{4m_3}{3} tg\beta \Delta_1 \cos \gamma_1 \Delta_3 \cos \gamma_3 - \right. \\
& - \frac{4m_3}{3} \Delta_1 \sin \gamma_1 \Delta_3 \sin \gamma_3 + \frac{2m_3}{3} tg\varphi tg\beta \Delta_1 \cos \gamma_1 \Delta_3 \cos \gamma_3 - \frac{2m_3}{3} tg\varphi \Delta_1 \sin \gamma_1 \times \\
& \times \Delta_3 \cos \gamma_3 + \frac{2m_3}{3} tg\varphi \Delta_1 \cos \gamma_1 \Delta_3 \sin \gamma_3 - \frac{m_3}{3 \cos \varphi} \Delta_1 \cos \gamma_1 \Delta_3 \cos \gamma_3 + \\
& \left. + \frac{m_3}{3 \cos \varphi} \Delta_1 \sin \gamma_1 \Delta_3 \cos \gamma_3 - \frac{2m_3}{3} tg\varphi \Delta_1^2 \cos^2 \gamma_1 \right] \dot{\gamma}_1 + \left(\frac{m_2}{12 \cos^3 \beta} \cos \beta \Delta_3 \cos \gamma_3 \right. \\
& + \\
& \left. + \frac{4m_3}{3} \Delta_3^2 \sin^2 \gamma_3 + \frac{4m_3}{3} tg\beta \Delta_3^2 \cos \gamma_3 \sin \gamma_3 + \frac{2m_3}{3} tg\varphi \Delta_3^2 \sin \gamma_3 \cos \gamma_3 + \right.
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + \frac{2m_3}{3} tg\varphi tg\beta \Delta_3^2 \cos^2 \gamma_3 - \frac{2m_3}{3} tg\varphi \Delta_3^2 \sin^2 \gamma_3 + \frac{m_3}{3 \cos^3 \varphi} \Delta_3^2 \cos^2 \gamma_3 \cos^2 \varphi + \\
& + \frac{m_3}{3 \cos \varphi} \Delta_3^2 \cos^2 \gamma_3 \Big) \ddot{\gamma}_3 = - \frac{m_2}{2} \left\{ \frac{1}{2} [(r\omega^2 \sin \alpha + \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 + \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 + \right. \\
& + b\dot{\varphi} \cos \varphi)(1 + tg^2 \beta) + 2(b\dot{\varphi} \cos \varphi + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - \\
& \quad \left. - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1) \frac{\dot{\beta}}{\cos^2 \beta} \right] \\
& \quad + [(-r\omega^2 \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1) tg\beta + (r\omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1) \times \\
& \quad \times tg\beta \frac{\dot{\beta}}{\cos \beta}] - r\omega^2 \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 + \frac{1}{6 \cos^3 \beta} [(r\omega \sin \alpha - \\
& - \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 + \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 - b\dot{\varphi}^2 \sin \varphi + b\dot{\varphi} \cos \varphi) \cos \beta + 2\dot{\beta} \sin \beta (b\dot{\varphi} \cos \varphi + \\
& \quad + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1)] \Big\} + \frac{m_2}{2} \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 \left[\frac{1}{2} (b\dot{\varphi} \cos \varphi + \right. \\
& + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1)(1 + tg^2 \beta) + (r\omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1) tg\beta + \\
& \quad + r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 \frac{1}{6 \cos^2 \beta} (b\dot{\varphi} \cos \varphi + \\
& \quad + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - r\omega \cos \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1) \Big] - \frac{4m_3}{3} \times \\
& \quad \times [(\Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 - r\omega \sin \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - l\dot{\beta} \sin \beta) \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + \\
& \quad + (\Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \cos \gamma_3 - r\omega^2 \cos \alpha - l \sin \beta) \left(N + \frac{1}{l \cos \beta} \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 + \right. \\
& \quad + \frac{1}{l \cos \beta} \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 \Big) - (l\dot{\beta}^2 \cos \beta - \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \cos \gamma_1) \Delta_3 \sin \gamma_3] - \frac{2m_3}{3} tg\varphi \times \\
& \quad \times \left[\left(\Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \cos \gamma_3 - r\omega^2 \cos \alpha - l \sin \beta \left(N + \frac{1}{l \cos \beta} \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 + \frac{\Delta_3 \sin \gamma_3}{l \cos \beta} \dot{\gamma}_3^2 \right) - \right. \right. \\
& \quad - (l\dot{\beta}^2 \cos \beta - \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \cos \gamma_1) \Delta_3 \cos \gamma_3 + r\omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 + l\dot{\beta} \sin \beta - \\
& \quad - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 + (\Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - r\omega^2 \sin \alpha - b\dot{\beta}^2 \sin \beta + l \cos \beta \times \\
& \quad \times \left(N + \frac{1}{l \cos \beta} \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 + \frac{1}{l \cos \beta} \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 \right) \Big) \Delta_3 \sin \gamma_3 + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 \times \\
& \quad \times (r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + l\dot{\beta} \cos \beta) \Big] - \frac{2m_3}{3} \times \\
& \quad \times [(\Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 - r\omega \sin \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - l\dot{\beta} \sin \beta) \Delta_3 \cos \gamma_3 + \\
& + (r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + l\dot{\beta} \cos \beta) \Delta_3 \sin \gamma_3] \frac{\dot{\varphi}}{\cos^2 \varphi} + \frac{m_3}{3 \cos^3 \varphi} \times \\
& \quad \times \{ [(\Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3 - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - r\omega^2 \sin \alpha - l\dot{\beta}^2 \sin \beta) + l \cos \beta \left(N + \frac{1}{l \cos \beta} \times \right.
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \times \Delta_1 \dot{\gamma}_1^2 \sin \gamma_1 + \frac{1}{l \cos \beta} \Delta_3 \dot{\gamma}_3^2 \sin \gamma_3) \Delta_3 \cos \gamma_3 - (r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 + \\
& + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + l \dot{\beta} \cos \beta) \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3] \cos^2 \varphi + 2\dot{\varphi} \sin \varphi (r\omega \cos \alpha + \\
& + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + l \dot{\beta} \cos \beta) \Delta_3 \cos \gamma_3 \} + \frac{m_3}{3} \{ 4(-r\omega \sin \alpha - \\
& - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3) \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - 2[(-r\omega \sin \alpha - \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 - l \dot{\beta} \sin \beta + \\
& + \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 \Delta_1 \dot{\gamma}_1) \sin \gamma_1 \operatorname{tg} \varphi + (r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 - l \dot{\beta} \cos \beta) \times \\
& \times \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + (r\omega \sin \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_1 + l \dot{\beta} \sin \beta - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3) (r\omega \cos \alpha + \\
& + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3 + l \dot{\beta} \cos \beta)] - \frac{1}{\cos^2 \varphi} (r\omega \cos \alpha + \Delta_1 \dot{\gamma}_1 \cos \gamma_1 - \\
& - \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \cos \gamma_3) \Delta_3 \dot{\gamma}_3 \sin \gamma_3 \} - \Delta_3 \left[\frac{G_2}{2} \cos \beta \frac{2 \sin \gamma_3 - \operatorname{tg} \varphi \cos \gamma_3}{\sin \beta - \operatorname{tg} \varphi \cos \beta} + \left(\frac{G_3}{2} + P_{b3} \right) \times \right. \\
& \left. \times \cos \varphi \frac{\cos \gamma_3 \operatorname{tg} \beta - \sin \gamma_3}{\sin \varphi - \operatorname{tg} \beta \cos \varphi} - F_{bab}^{(2-3)} \right] \quad (91)
\end{aligned}$$

სადაც განტოლების მარჯვენა ნაწილი შეიცავს წევრებს პირველი რიგის წარმოებულთ და γ_3 -ის შესაბამის განზოგადოებული ძალას.

ამგვარად, შედგენილია სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემის შემსრულებელი კვანძის ოთხივე სახის დამატებითი მოძრაობის 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 შევაფასოთ ბერკეტული გადაცემის საიმედო მუშაობა ვაგონის მუშაობის უსაფრთხოების თვალსაზრისით.

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 დრეჩოებიან შეერთებებში მახასიათებელი პარამეტრების სიზუსტის მნიშვნელობები.

3. დასკვნა

- 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 ენერგია;
- შექმნილ იქნა ელექტრომატარებლის ვაგონის გაუმჯობესებული სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემის დინამიკური დატვირთვის სქემა, მოხდა მისი სრული გაანალიზება და საბოლოო სახით ფორმირება;
- შექმნილ იქნა დიზელმატარებლის ვაგონების 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.

გამოყენებული ლიტერატურა

1. Вершинский С.В., Данилов В.Н., Челноков И.И. Динамика вагона. М.; Транспорт, 1978. – 352 с.
2. Вершинский С.В., Данилов В.Н., Хусидов В.Д. Динамика вагона. М.; Транспорт, 1991. – 360 с.
3. Давиташвили Н.С. Основы теории погрешности и точности шарнирно-рычажных механизмов. Тбилиси: Технический университет, 1999. - 386 с.
4. Вагоны. Конструкция, теория и расчет. Под ред. Л.А. Шадура. М.; Транспорт, 1982. – 222 с.
5. Соколов М.М., Хусидов В.Д., Минкин Ю.Г. Динамическая нагруженность вагона. М.; Транспорт, 1981. – 512 с.
6. Гарт В.К., Дуккапати Р.В. Динамика подвижного состава. Пер. с Англ. М.; Транспорт, 1988. – 425 с.
7. Давиташвили Н.С., Шарашенидзе Г.С., Шарвашидзе А.М. Исследование динамики исполнительного узла торможения тормозной рычажной передачи вагона с односторонним нажатием колодок. // Проблемы прикладной механики. Тбилиси, 2001, №1 (2), с. 32-39.
8. Ушкалов В.Ф. Проблемы динамики железнодорожного транспорта. Днепропетровск. 1980. – 160 с.
9. Блохин У.П., Манашкин Л.А. Динамика поезда. М.; Транспорт, 1982. – 436 с.
10. Хусидов В.Д. Об использовании численных методов в решении задач нелинейных колебаний. Труды МИИТ-а. Вып. 368, 1971, с. 3-17.
11. Никольский Л.Н. Вопросы исследования надежности и динамики элементов транспортных машин и подвижного состава. Труды БИТМа, с. 88-89.
12. Албегов Н.А., Фокин М.Д., Ясенцев В.Ф. Электропневматические тормоза. М.; Транспорт, 1971. – 226 с.
13. Крылов В.И., Крылов В.В. Автоматические тормоза подвижного состава. М.; Транспорт, 1972. – 320 с.
14. Крылов В.И., Крылов В.В. и др. Тормозное оборудование железнодорожного подвижного состава. М.; Транспорт, 1989. – 487 с.

15. Крылов В.И., Крылов В.В. Автоматические тормоза подвижного состава. М.; Транспорт, 1983. – 360 с.
16. Гребнюк Н.Т., Клыков Е.В. Тормозные расчеты подвижного состава. М.; Транспорт, 1989. – 317 с.
17. Иноземцев В.Г., Гребнюк Н.Т. Нормы и методы расчета автотормозов. М.; Транспорт, 1971. – 261 с.
18. Казаринов В.М., Иноземцев В.Г., Ясенцев В.Ф. Теоретические основы проектирования и эксплуатации автотормозов. М.; Транспорт, 1961. – 312 с.
19. Триангель рычажной передачи тележек грузовых вагонов. Руководство по ремонту. Р. 01 ПКБ. ЦВ-97 РК. – 56 с.
20. Фокин М.Д., Ясенцев В.Ф. Автотормоза подвижного состава. Альбом. М.; Транспорт, 1981. – 167 с.
21. Davitashvili N.S., Sharashenidze G.S. An analysis of hinger lever systems for railcars broking with one-sided and two-sided press of the shoes. // Problems of Applied Mechanics. Tbilisi. 2003, №4 (13), pp. 9-18.
22. Sharashenidze G.S., Sharashenidze S.G. On optimization of a brake lever linkage with two side press of the shoes on a railcar wheel. // Problems of Applied Mechanics. Tbilisi. 2003, №2 (11), pp. 39-45.
23. Банах Л.Я. Некоторые явления, возникающие при движении вала в подшипнике с зазором.// Машиноведение. 1965, №1, с. 70-77.
24. Боуден Ф.П., Теибор Д. Природа контакта между ударяющимися телами. – Сб. «Трение и граничная смазка», 1953, с. 115-141.
25. Дубовски С. Описание динамических эффектов, вызванных зазорами в плоских механизмах. // Труды АОИМ. 1974, №1, с. 229-236.
26. Бидерман В.Л. Теория удара. М.: Машгаз, 1952 – 351 с.
27. Кожевников С.Н., Гранаткин Ю.Г. Исследование влияния формы соударяющихся тел на коэффициент восстановления скорости. // Теория механизмов и машин. Харьков: Изд-во Харьковского ун-та. 1971, вып. 11, с. 3-7.
28. Луканин В.Н., Гаврилин В.В. К анализу ударных явлений в шатунном подшипнике. Изв. Вузов, Машиностроение, №7, 1971, с. 41-45.
29. Пановко Я.Г. Введение в теорию механического удара. М.: Наука, 1977. – 224 с.

30. Быковский М.Л. Точность механизмов, у которых положение звеньев описывается дифференциальными уравнениями. Изв. АН СССР, ОТН. 1947. №1, с. 1455-1512.
31. Бруевич Н.Г., Сергеев В.И. К проблеме точности в теории надежности. // Изв. АН СССР. Механика и машиностроение. 1964. №2, с. 78-81.
32. Фокин М.Д., Ясенцев В.Ф. Автотормоза подвижного состава. Альбом. М.; Транспорт, 1981. – 167 с.
33. Давиташвили Н.С., Шарашенидзе Г.С. Некоторые вопросы динамического исследования точности сферических механизмов с зазорами. // Труды XXVIII Международного научного colloквиума технического университета г. Ильменау (ГДР), Ильменау, 1983. Том 3, с. 157-160.
34. Давиташвили Н.С., Шарашенидзе Г.С., Абаишвили В.В. Динамическое исследование сферического кривошипноползунного механизма с учетом в кинематических парах. // Вопросы прикладной механики. Тбилиси: Изд-во Тбилисского университета. 1983. Вып. 1, с. 31-62.
35. Таунсенд, Мансур. Маятниковая модель механизмов с зазорами во вращательных парах. Труды АОИМ, №1, 1975, с. 344-348.
36. Мансур, Таунсенд. Спектры и интенсивность ударов в быстродействующих механизмах. Труды АОИМ, №1, 1975, с. 336-343.
37. Мейдема, Мансур. Исследование механизмов с зазорами: Модель трех форм движения. Труды АОИМ, №4, 1976, с. 174-179.
38. Дубовски С., Фрейденштейн Ф. Динамический расчёт механических систем с зазорами. Ч. II. Движение систем // Труды АОИМ (Русский перевод), №1, 1971, с. 252-258.
39. Дубовски С., Фрейденштейн Ф. Динамический расчёт механических систем с зазорами. Ч. I. Составление динамической модели // Труды АОИМ (Русский перевод), №1, 1971, с. 247-252.
40. Сергеев В.И., Юдин К.М. Исследование динамики плоских механизмов с зазорами. М.: Наука, 1963. – 112 с.
41. Середа В.Т. Опытное изучение динамики шатунно-кривошипного механизма при больших зазорах в подшипниках шатуна. Труды Харьковского института инженеров ж/д транспорта. Вып. XXVI, 1956, с. 66-79.

42. Юдин К.М. Динамическое исследование модели механизмов с зазорами // *Машиноведение*, №2, 1971, с. 58-60.
43. Бруневич Н.Г. Точность механизмов, М.: Гостхиздат, 1946. – 332 с.
44. Бруневич Н.Г. Доступов В.И. Метод определения ошибок скоростей и ускорений механизмов. *Машиностроение*, №3, 1976, с. 27-34.
45. Креинин Г.В., Бессонов А.П., Воскресенский В.В. и др. Кинематика, динамика и точность механизмов. Справочник. М.: Машиностроение, 1984. – 224 с.
46. Давиташвили Н.С., Шарашенидзе Г.С. Исследование сферического и плоского четырехзвенных шарнирных механизмов с учетом зазоров в кинематических парах // *Труды ГПИ им. Ленина «Теория механизмов и машин»*. Тбилиси. 1982, №1 (246), с. 21-27.
47. Шарашенидзе Г.С., Абаишвили В.В. Програмный комплекс исследования динамики сферического кривошипно-ползунного механизма с зазорами // *Вопросы прикладной механики*. Тбилиси: Изд-во Тбилисского ун-та. 1986. Вып. 4, с. 59-65.
48. Davitashvili N.S., Sharashenidze G.S. Dynamic study of a spherical four-bar crank-and-rocter link mechanism with clearces // *VII World congr. of theory of mach. and mech. Serilla*, 1987, Vol. 1, pp. 545-548.
49. Артоболевский М.И. Роль теорий и механизмов в проблемах конструирования машин. - сб. «Теоретические основы конструирования машин». ГИТТЛ. 1957. с. 5-36.
50. Давиташвили Н.С., Шарашенидзе Г.С. Основы динамического анализа рычажной системы торможения вагонов. Тбилиси: Комитет ИФТОММа Грузии, 2004, – 264 с.
51. G. Sharashenidze, G. Mgebrishvili. “Improvied system of a braking lever transmission for trail-cars”. // *Trans. of the ASME RTDF 2008. Tech. Conference*. P. Number: RTDF 2008-74006. Chicago, 24-25 September, Illinois. USA, 2008.
52. G. Sharashenidze, P. Kurtanidze, S. Sharashenidze, T. Nadiradze. “On expedience of choice and elaboration of optimal schemes of railcars braking lever transmissions”. // *Trans. of the GTU*, №2 (472), Tbilisi, 2009, pp. 96-99.
53. G. Sharashenidze, G. Mgebrishvili, P. Kurtanidze. “Perspektive schemes of passenger car brake mechanical systems and dynamic analysis tasks”. // *Trans.*

of the ASME JRC 2010 Conference, University of Illinois at Urbana-Champaign, IL, USA. April 27-29, 2010, PN: JRC 2010.

54. G. Sharashenidze, O. Gelashvili. "Principles of development and foundations of dynamical analysis optimal brake leverage systems of passenger carriages". // Trans. of the ASME 2010 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, November 12-18, 2010, Vancouver, British Columbia, Canada. PN: IMECE 2010 - 37731.

სასარგებლო მოდელის პატენტი „რკინიგზის ვაგონის
სამუხრუჭე ბერკეტული გადაცემა“ და მისი აღწერილობა



(19) საქართველოს
ინტელექტუალური
საკუთრების
ეროვნული ცენტრი
საქპატენტი



(11) GE U 2014 1813 Y

(10) AU 2014 13121 U

(51) Int. Cl. (2006)
B 61 H 13/20

(12) **სასარბელო მოდელზე პატენტის აღწერილობა**

(21) AU 2013 13121

(22) 2013 06 18

(24) 2013 06 18

(44) 2014 02 10 №3

(45) 2014 05 27 №10

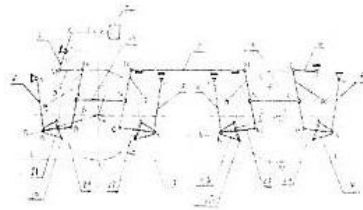
(73) გიორგი უსანეთაშვილი (GE)
სოფ. თელიანი, 2608, კასპის რ-ნი (GE);
ლევან ლომსაძე (GE)
დიდი დილომი, III მკრ. კორპ. 17, ბ.31,
0131, თბილისი (GE);
გური შარაშენიძე (GE)
ცოდნისკარის ქ. 1 ა. 0178,
თბილისი (GE)

(56) 1. რუსეთის პატენტი
2121933 20.11.1998
2. საქართველოს პატენტი
3736 10.01.2006

(72) გიორგი უსანეთაშვილი (GE);
ლევან ლომსაძე (GE);
გური შარაშენიძე (GE)

(54) *რკინიგზის ვაგონის სამუხრუჭო
ბერკეტული ბადაცემა*

(57) გადაცემა შეიცავს სამუხრუჭო ცილინდრს 1 დაკავშირებულს ამძრავ ბერკეტულ კვანძთან, ვაგონის ურიკის თითოეულ მხარეს განლაგებულ წვევებს, ბერკეტულ საკიდარს, რომელიც შედგება ვერტიკალური ბერკეტების, სულ მცირე, ორი წვევილისაგან 6, 7, 8 და 9, სადაც ყოველი ბერკეტი ერთი ბოლოთი სახსრულად მიერთებულია საყრდენთან, ხოლო მეორე ბოლოზე დამაგრებულია ბუნიკი 11,12,13 და 14 სამუხრუჭო ხუნდებით 10. ვერტიკალური ბერკეტების თითოეულ წვევილს შორის განლაგებულია ხუნდების მიმჭერი სახსრულ-ბერკეტული კვანძი, რომელიც შესრულებულია ორი - შიდა და გარე პარალელურად განლაგებული ბერკეტისა 17, 18,19, 20 და მათთან სახსრულად შეერთებული შემკვრელის 15 და 16 სახით, ამასთან, თითოეული სახსრულ-ბერკეტული მექანიზმის თითოეული ბერკეტის ქვედა ბოლო წვევათი



GE U 2014 1813 Y

დაკავშირებულია შესაბამისი ვერტიკალური ბერკეტის იმ ბოლოსთან, რომელზეც ბუნიკია დამაგრებული. გარდა ამისა, ვაგონის ურეკის თითოეულ მხარეს განლაგებული სახსრულ-ბერკეტული მექანიზმის შიგა ბერკეტების ზედა ბოლოები სახსრულადაა შეერთებული მათ დამაკავშირებელ შუალედურ წვევასთან 5, ხოლო გარე ბერკეტებიდან ერთი წვევათი 4 დაკავშირებულია საყრდენთან, ხოლო მეორე, ასევე წვევათი 3, ამძრავ ბერკეტულ კვანძთან 2.

მუხლები: 1 დამოუკიდებელი

3 დამოკიდებული

ფიგურა : 2

სასარგებლო მოდელზე პატენტის აღწერილობა

სასარგებლო მოდელი განეკუთვნება სარკინიგზო ტრანსპორტს, კერძოდ, მოძრავი შემადგენლობების მუხრუჭებსა და სამუხრუჭო ბერკეტულ გადაცემებს.

ცნობილია რკინიგზის ვაგონის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა, რომელიც შეიცავს სამუხრუჭო ცილინდრს, რომლის ჭოკი სახსრულადაა დაკავშირებული ამძრავ ბერკეტულ კვანძთან, წვევების წვეილს, რომლებიც სახსრულადაა დაკავშირებული, ერთის მხრივ, ამძრავ ბერკეტულ კვანძთან, ხოლო მეორეს მხრივ - სამუხრუჭო ხუნდების მიმჭერ ბერკეტულ სისტემასთან, რომელიც, თავის მხრივ, შედგება ვერტიკალური ბერკეტების, სულ მცირე, ორი წვევილისაგან, რომელთა თითოეული წვევილის ვერტიკალური ბერკეტები ურთიერთდაკავშირებულია შემკვერელით და, სულ მცირე, ერთი სახსრულადაა დაკავშირებული საყრდენთან, ვერტიკალური ბერკეტების ბოლოებზე განთავსებულ ბუნიკს სამუხრუჭო ხუნდებით. ამასთან, თითოეული წვევა სახსრულად დაკავშირებულია ვერტიკალური ბერკეტების ერთი რომელიმე წვევილის ერთ-ერთ ვერტიკალურ ბერკეტთან.

აღნიშნული ბერკეტული გადაცემის უარყოფითი მხარეა კონსტრუქციის სირთულე, რაც განპირობებულია ამძრავი კვანძის შემადგენლობაში შემავალი ბერკეტებისა და მათი შემაერთებელი სახსრების დიდი რაოდენობით, ეს კი უარყოფით გავლენას ახდენს საექსპლუატაციო მანევრებლებზე, კერძოდ, სახსრულ შეერთებებში ხახუნის ძალების გამო დამუხრუჭების ეფექტურობა მცირეა და, შესაბამისად, დაბალია საიმედოობა.

ცნობილია, აგრეთვე, სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა, რომელიც შეიცავს სამუხრუჭო ცილინდრს, რომლის ჭოკი სახსრულადაა დაკავშირებული ამძრავ ბერკეტულ კვანძთან, წვევების წვეილს, რომლებიც სახსრულადაა დაკავშირებული, ერთის მხრივ, ამძრავ ბერკეტულ კვანძთან, ხოლო მეორეს მხრივ - სამუხრუჭო ხუნდების მიმჭერი ბერკეტული სისტემის ვერტიკალური ბერკეტების ერთი რომელიმე წვევილის ერთ-ერთ ვერტიკალურ ბერკეტთან, ამასთან, ხუნდების მიმჭერი ბერკეტული სისტემის ვერტიკალური ბერკეტების თითოეული წვეილი ურთიერთდაკავშირებულია შემკვერელით, ხოლო ყოველი ვერტიკალური ბერკეტის ბოლოზე განთავსებულია ბუნიკი სამუხრუჭო ხუნდებით, ამძრავი კვანძისა და თითოეული ვერტიკალური ბერკეტის წვევილის დამაკავშირებელი წვევები დაკავშირებულია ერთმანეთთან სახსრულად, გარდა ამისა, წვევების დამაკავშირებელი სახსარი უძრავია ან აქვს გრძივი გადაადგილების შესაძლებლობა, ამძრავი კვანძი კი მუხრულულია ერთმანეთთან კუთხით განლაგებული და სახსრულად დაკავშირებული ორი ბერკეტისაგან ან ბრტყელი პარალელოგრამის სახით, რომლის გვერდებს

წარმოადგენს ბერკეტები, ხოლო წვეროებს - მათი დამაკავშირებელი სახსრები. სამუხრუჭო ბერკეტულ გადაცემაში ერთმანეთთან კუთხით განლაგებული და სახსრულად დაკავშირებული ორი ბერკეტის თავისუფალი ბოლოები შესაბამისად დაკავშირებულია საყრდენთან და წვევების დამაკავშირებელი გრძივი გადაადგილების შესაძლებლობის მქონე სახსართან, სამუხრუჭო ცილინდრის ტოკი კი სახსრულად მიერთებულია ამძრავი ბერკეტული კვანძის ბერკეტების დამაკავშირებელ სახსართან.

ამ გადაცემის უარყოფით მხარეს წარმოადგენს ის, რომ ხუნდებიანი სამუხრუჭო ბუნიკები განლაგებულია უშუალოდ სამუხრუჭო ხუნდების მიმჭერი ბერკეტული სისტემის ბერკეტებზე, რომლებიც, ამავე დროს, წარმოადგენს ბერკეტულ საკიდარს, ეს კი აუარესებს მთლიანად გადაცემის დინამიკურ მახასიათებლებს. გარდა ამისა, ასეთი კონსტრუქციის ნაკლია, აგრეთვე, ვაგონის ურიკის თვალზე სამუხრუჭო ხუნდების მიჭერის ძალის შესაძლო უთანაბრობა და დანაკარგები.

სახარგებლო მოდელის ამოცანას წარმოადგენს საიმედო საექსპლუატაციო მანქანებლების მქონე, კვანძური სამუხრუჭო გადაცემის შექმნა.

აღნიშნული ამოცანა მიიღწევა რკინიგზის ვაგონის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემით, რომელიც შეიცავს სამუხრუჭო ცილინდრს. დაკავშირებულს ამძრავ ბერკეტულ კვანძთან, ვაგონის ურიკის თითოეულ მხარეს განლაგებულ წვევებს, ბერკეტულ საკიდარს, რომელიც შედგება ევრტიკალური ბერკეტების, სულ მცირე, ორი წვეილისაგან. სადაც ყოველი ბერკეტი ერთი ბოლოთი სახსრულად მიერთებულია საყრდენთან, ხოლო მეორე ბოლოზე დამაგრებულია ბუნიკი სამუხრუჭო ხუნდებით. ევრტიკალური ბერკეტების თითოეულ წვეილს შორის განლაგებულია ხუნდების მიმჭერი სახსრულ-ბერკეტული კვანძი, რომელიც შესრულებულია ორი, შიგა და გარე, პარალელურად განლაგებული ბერკეტისა და მათთან სახსრულად შეერთებული შემკვრელის სახით, ამასთან, თითოეული სახსრულ-ბერკეტული მექანიზმის თითოეული ბერკეტის ქვედა ბოლო წვევათი დაკავშირებულია შესაბამისი ევრტიკალური ბერკეტის იმ ბოლოსთან, რომელზეც ბუნიკია დამაგრებული, გარდა ამისა, ვაგონის ურიკის თითოეულ მხარეს განლაგებული სახსრულ-ბერკეტული მექანიზმის შიგა ბერკეტების ზედა ბოლოები სახსრულადაა შეერთებული მათ დამაკავშირებელ შუალედურ წვევასთან, ხოლო გარე ბერკეტებიდან ერთი წვევათი დაკავშირებულია საყრდენთან, ხოლო მეორე, ასევე წვევათი - ამძრავ ბერკეტულ კვანძთან.

თითოეული სახსრულ-ბერკეტული მექანიზმი დახრილია ვერტიკალური სიბრტყის მიმართ, ხოლო ვაგონის ურიკის ერთ მხარეს განთავსებული სახსრულ-ბერკეტული მექანიზმები განლაგებულია ერთმანეთის მიმართ სარკულად.

ამძრავი ბერკეტული კვანძი შესრულებულია ორმხარა ბერკეტის სახით, ამასთან, იგი განლაგებულია დახრილად საყრდენ წერტილზე გამავალი პორიზონტალური სიბრტყის მიმართ.

ამძრავი ბერკეტული კვანძი შესრულებულია ორი ორმხარა ბერკეტის სახით, რომლებთანაც სახსრულადაა დაკავშირებული მათი მაყრთებელი ბერკეტი.

სასარგებლო მოდელი გახსნილია ნახაზებით:

ფიგ. 1-ზე გამოსახულია სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა სასარგებლო მოდელის განხორციელების ერთი მაგალითის მიხედვით;

ფიგ. 2-ზე გამოსახულია სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა სასარგებლო მოდელის განხორციელების სხვა მაგალითის მიხედვით.

სასარგებლო მოდელის განხორციელების ერთი მაგალითის მიხედვით (ფიგ. 1) სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა შეიცავს სამუხრუჭო ცილინდრს 1 ჭოკით, ამძრავ ბერკეტულ კვანძს, რომელიც შესრულებულია ორმხარა ბერკეტის 2 სახით, წვეების 3 და 4, და შუალედურ წვეას 5, ბერკეტულ საკიდარს, რომელიც სასარგებლო მოდელის განხორციელების ამ მაგალითში შესრულებულია ვერტიკალური ბერკეტების ორი წვეილის სახით, შესაბამისად 6 და 7, 8 და 9, რომლებიც ერთი ბოლოთი სახსრებით O_1 O_2 O_3 O_4 დაკავშირებულია საყრდენთან, ხოლო ყოველი მათგანის მეორე ბოლოზე, ასევე სახსრულად, დამაგრებულია სამუხრუჭო ხუნდებიანი 10 ბუნიკი, შესაბამისად 11, 12, 13 და 14. ვერტიკალური ბერკეტების თითოეულ წვეილს შორის განლაგებულია ხუნდების მიმჭერი სახსრულ-ბერკეტული კვანძი, რომელიც შედგება ერთმანეთთან შემკვრელით 15 და 16 დაკავშირებული შიგა ბერკეტებისაგან 17 და 18, და გარე ბერკეტებისაგან 19 და 20. შიგა ბერკეტების ზედა ბოლოები ერთმანეთთან დაკავშირებულია სახსრულად შუალედური წვეათი 5, ხოლო გარე ბერკეტების ზედა ბოლოები კი წვეებით 3 და 4 დაკავშირებულია ამძრავ ბერკეტულ კვანძთან და საყრდენთან. ცხადია, რომ ეს შეერთებები სახსრულია. ზედა და ქვედა ბერკეტების ქვედა ბოლოები სახსრულად წვეების 21, 22, 23 და 24 მეშვეობით დაკავშირებულია შესაბამის მხარეს მდებარე ვერტიკალური ბერკეტების იმ ბოლოებთან, რომლებზეც ხუნდებიანი ბუნიკებია დამაგრებული. თითოეული სახსრულ-ბერკეტული კვანძი დახრილია ვერტიკალურ სიბრტყეში ისეთნაირად, რომ ვაგონის ურიკის ერთ მხარეს განთავსებული სახსრულ-ბერკეტული მექანიზმები განლაგებულია ერთმანეთის მიმართ სარკულად.

ფიგ. 1-ზე მოყვანილი აღნიშვნები P, O, M, D, C, B, A, O₁, H, N, G, K, O₂, O₃, K₁, G₁, N₁, H₁, D₁, C₁, B₁, A₁, O₁ სახსრული შეერთებების ანუ სახსრების აღნიშვნებია, ხოლო 25 კი სამუხრუჭო ხუნდებია.

სასარგებლო მოდელის განხორციელების მეორე მაგალითი (იხ. ფიგ. 2), უკვე განხილული განხორციელების პირველი მაგალითისაგან კონსტრუქციულად განსხვავდება მხოლოდ ამძრავი ბერკეტული კვანძით, რომელიც შესრულებულია ორი ორმხარა ბერკეტის სახით 2 და 26, რომელთაგან ერთი განლაგებულია დახრილად, ხოლო მეორე კი შვეულად, ამასთან, აღნიშნული ორმხარა ბერკეტები ერთმანეთთან დაკავშირებულია მაერთებელი ბერკეტით 27.

კონსტრუქციის დანარჩენი ელემენტები შესრულებულია ანალოგიურად და აღნიშნულია იგივე ციფრობრივი აღნიშვნებით. გარდა ამისა, ფიგ. 2-ზე მოყვანილი დამატებითი აღნიშვნები T, O₄ და E სახსრული შეერთებების ანუ სახსრების აღნიშვნებია.

აღნიშნული სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა მუშაობს შემდეგნაირად:

სამუხრუჭო ცილინდრის 1 ჭოკით (ფიგ. 1), ვაგონის ურიკის ორივე მხარეს განლაგებულ ორმხარა ბერკეტზე ზემოქმედების შედეგად ეს უკანასკნელი შემობრუნდება საყრდენი წერტილის მიმართ გარკვეული კუთხით. ორმხარა ბერკეტი 2 წარიტაცებს წევას 3, რომლებიც გარე ბერკეტზე 19 ზემოქმედების შედეგად მოქმედებაში მოიყვანს ხუნდების მიმკერ ერთ-ერთ სახსრულ-ბერკეტულ კვანძს, იმავდროულად შუალედური წევის 5 მეშვეობით მოქმედებაში მოდის მეორე სახსრულ-ბერკეტული კვანძი. სახსრულ-ბერკეტული კვანძები, თავისი შიგა და გარე ბერკეტებით, წარიტაცებენ წევებს 21, 22, 23, 24 და ხუნდები 12 ერთდროულად მიეჭირება თვლებს. მუხრუჭის მოხსნა ანუ ხუნდების თვლებიდან მოცილება დამუხრუჭების უკუპროცესია.

განხორციელების მეორე მაგალითში სამუხრუჭო ცილინდრის 1 ჭოკით (ფიგ. 2), ვაგონის ურიკის ორივე მხარეს განლაგებულ ორმხარა ბერკეტზე 26 ზემოქმედების შედეგად ეს უკანასკნელი შემობრუნდება საყრდენ წერტილში განლაგებულ სახსარში O₄ გარკვეული კუთხით, მაერთებელი ბერკეტით იმოქმედებს რა მეორე ორმხარა ბერკეტზე 2 შემობრუნებს მასაც საყრდენ წერტილში განთავსებულ სახსარში O. ხსენებული ორმხარა ბერკეტი წარიტაცებს წევას 3 და შემდგომი პროცესი მიმდინარეობს ზემოთ აღწერილის ანალოგიურად. მუხრუჭის მოხსნა ანუ ხუნდების თვლებიდან მოცილება დამუხრუჭების უკუპროცესია.

სასარგებლო მოდელის ფორმულა

1. რკინიგზის ვაგონის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა, რომელიც შეიცავს სამუხრუჭო ცილინდრს დაკავშირებულს ამძრავ ბერკეტულ კვანძთან, ვაგონის ურიკის თითოეულ მხარეს განლაგებულ წვევებს, ბერკეტულ საკიდარს, რომელიც შედგება ვერტიკალური ბერკეტების, სულ მცირე, ორი წყვილისაგან, სადაც ყოველი ბერკეტი ერთი ბოლოთი სახსრულად მიერთებულია საყრდენთან, ხოლო მეორე ბოლოზე დამაგრებულია ბუნიკი სამუხრუჭო ხუნდებით, განსხვავდება იმით, რომ ვერტიკალურ ბერკეტების თითოეულ წყვილს შორის განლაგებულია ხუნდების მიმჭერი სახსრულ-ბერკეტული კვანძი, რომელიც შესრულებულია ორი, შიგა და გარე, პარალელურად განლაგებული ბერკეტისა და მათთან სახსრულად შეერთებული შემკვრელის სახით, ამასთან, თითოეული სახსრულ-ბერკეტული მექანიზმის თითოეული ბერკეტის ქვედა ბოლო წვევათი დაკავშირებულია შესაბამისი ვერტიკალური ბერკეტის იმ ბოლოსთან, რომელზეც ბუნიკია დამაგრებული, გარდა ამისა, ვაგონის ურიკის თითოეულ მხარეს განლაგებული სახსრულ-ბერკეტული მექანიზმის შიგა ბერკეტების ზედა ბოლოები სახსრულადაა შეერთებული მათ დაკავშირებულ შუალედურ წვევასთან, ხოლო გარე ბერკეტებიდან ერთი წვევათი დაკავშირებულია საყრდენთან, ხოლო მეორე ასევე წვევათი ამძრავ ბერკეტულ კვანძთან.

2. რკინიგზის ვაგონის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა მ.1-ის მიხედვით განსხვავდება იმით, რომ თითოეული სახსრულ-ბერკეტული მექანიზმი დახრილია ვერტიკალური სიბრტყის მიმართ, ხოლო ვაგონის ურიკის ერთ მხარეს განთავსებული სახსრულ-ბერკეტული მექანიზმები განლაგებულია ერთმანეთის მიმართ ხარკულად.

3. რკინიგზის ვაგონის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა მ.1-2-ის მიხედვით განსხვავდება იმით, რომ ამძრავი ბერკეტული კვანძი შესრულებულია ორმხარა ბერკეტის სახით, ამასთან, იგი განლაგებულია დახრილად საყრდენ წერტილზე გამავალი პორიზონტალური სიბრტყის მიმართ.

4. რკინიგზის ვაგონის სამუხრუჭო ბერკეტული გადაცემა მ.1-2-ის მიხედვით განსხვავდება იმით, რომ ამძრავი ბერკეტული კვანძი შესრულებულია ორი ორმხარა ბერკეტის სახით, რომლებიც სახსრულადაა დაკავშირებული მათ დაერთებულ ბერკეტთან.

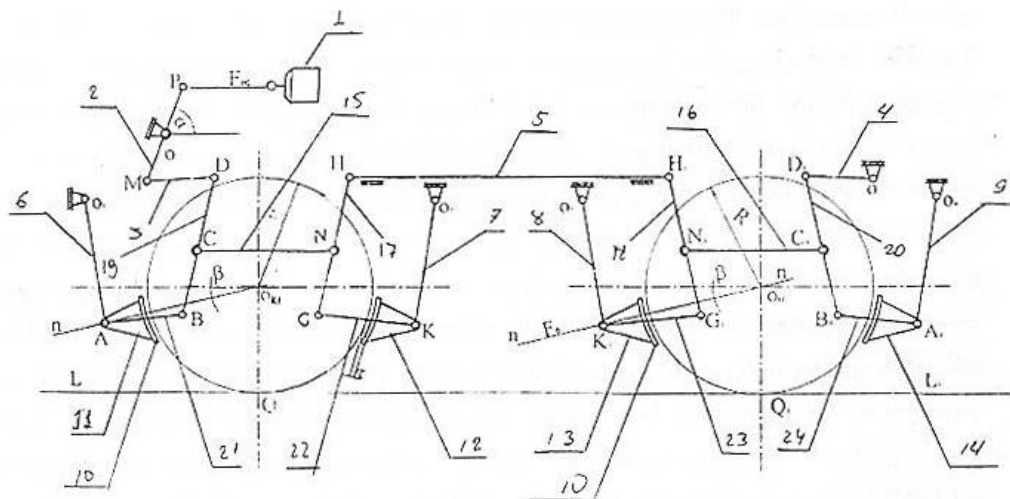


Fig. 1

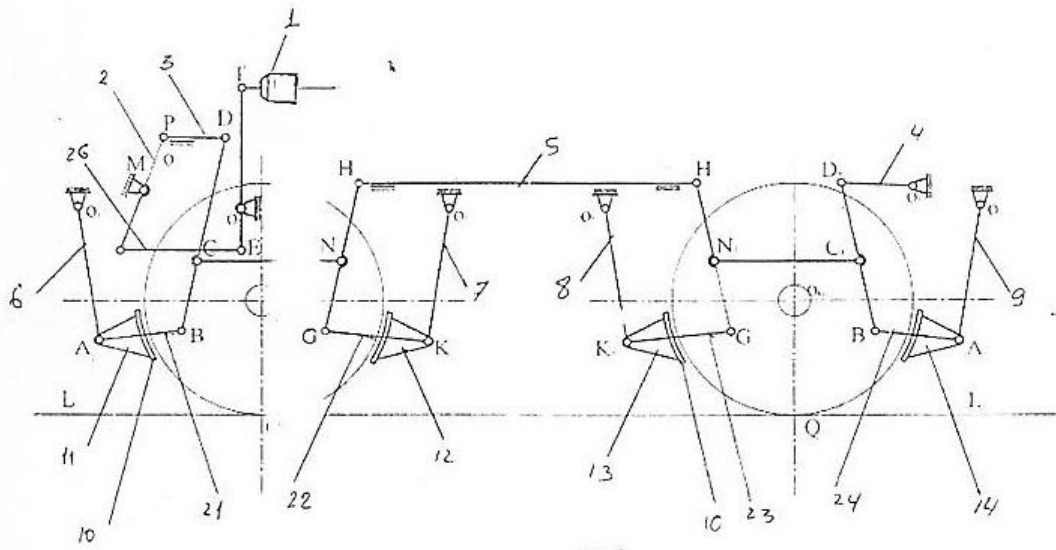


Figure 2