

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

გონა ჩიტაიშვილი

სივრცითი გეომეტრიული ამოცანების გადაწყვეტა AutoCAD-ის
უახლესი ვერსიის გამოყენებით

წარმოდგენილია დოქტორის აკადემიური ხარისხის მოსაპოვებლად

სადოქტორო პროგრამა მანქანათმშენებლობა, მანქანათმშენებლობა და
საწარმოო ტექნოლოგიური პროცესები შიფრი 0408

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

თბილისი, 0175, საქართველო

ივლისი 2015 წელი

საავტორო უფლება © 2015 წელი, გონა ჩიტაიშვილი

თბილისი

2015 წელი

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი
სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობის ფაკულტეტი

ჩვენ ქვემოთ ხელისმომწერი ვადასტურებთ, რომ გავეცანით გოჩა ჩიტაიშვილის მიერ შესრულებულ სადისერტაციო ნაშრომს დასახელებით: „სივრცითი გეომეტრიული ამოცანების გადაწყვეტა AutoCaD-ის უახლესი ვერსიის გამოყენებით“ და ვაძლევთ რეკომენდაციას საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობის ფაკულტეტის სადისერტაციო საბჭოში მის განხილვას დოქტორის აკადემიური ხარისხის მისაპოვებლად.

2015 წელი

ხელმძღვანელი:

პროფესორი

ზურაბ ნაცვლიშვილი

პროფესორი

იოსებ ბაციკაძე

რეცენზენტი:

პროფესორი:

ზურაბ ჯაფარიძე

მთავარი მეცნიერი

სულხან იაშვილი

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

2015 წელი

ავტორი:

გონა ჩიტაიშვილი

დასახელება: „სივრცითი გეომეტრიული ამოცანების გადაწყვეტა
AutoCaD-ის უახლესი ვერსიის გამოყენებით”

ფაკულტეტი: სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობის ფაკულტეტი

ხარისხი: დოქტორი

სხდომა ჩატარდა „-----“ ----- 2015

ინდივიდუალური პიროვნების ან ინსტიტუტების მიერ ზემომოყვანილი დასახელების დისერტაციის გაცნობის მიზნით მოთხოვნის შემთხვევაში მისი არაკომერციული მიზნებით კოპირებისა და გაერცვლების 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 დაცულ მასალებზე მიღებულია შესაბამისი ნებართვა (გარდა იმ მცირე ზომის ციტატებისა, რომლების მოითხოვენ მხოლოდ სპეციფიურ მიმართებას ლიტერატურის ციტირებაში, როგორც ეს მიღებულია სამეცნიერო ნაშრომების შესრულებისას) და ყველა მათგანზე იღებს პასუხისმგებლობას.

რეზიუმე

მოძრაობის გარდაქმნის და სიმპლავრის გადაცემისთვის თანამედროვე ტექნიკაში გამოიყენება სხვადასხვა სახის ბრტყელი და სივრცითი ბერკეტული მექანიზმები. ბრტყელი მექანიზმები უკვე საფუძვლიანად არის შესწავლილი ანალიზის სინთეზის, სისტემატიზაციის თვალსაზრისით. სფერული და სივრცითი მექანიზმების გამოყენების სფერო სულ უფრო ფართოვდება ტექნიკის თითქმის ყველა დარგში. ეს აიხსნება იმით, რომ ამგვარი მექანიზმები გაცილებით ზუსტად ასახავენ მდებარეობის მოცემულ ფუნქციას, ვიდრე ბრტყელი გადამცემი მექანიზმების სისტემა; ისინი უფრო კომპაქტურია მარტივი და საიმედო მუშაობისას, და უმეტეს შემთხვევაში მოხერხებული კონსტრუქციების შექმნის საშუალებას იძლევიან.

ამ მექანიზმების კომპაქტურობის მიუხედავად, მათი რგოლების სივრცითი ტრაექტორიების განსაზღვრა დაკავშირებულია შრომატევად გამოთვლებთან. ამიტომ, თითოეული სამუშაო, რომელიც ამარტივებს სივრცითი ობიექტის პროექციულ გამოსახულებას და იძლევა საშუალებას, განახორციელოს მისი რეკონსტრუქცია ელემენტარული აგებებით, რითიც ამარტივებს მექანიზმების ანალიზსა და სინთეზს, არის აქტუალური.

საინჟინრო-ტექნიკური მუშაკებისთვის უფრო თვალსაჩინო და ხელმისაწვდომი გრაფიკული აგებები, ფართოდაა გავრცელებული პრაქტიკაში. მათგან ყველაზე მეტად გამოიყენება აგება ორთოგონალური პროექციის სისტემაში, ანუ მონჟის მეთოდის მიხედვით.

ამ სფეროში მრავალი კვლევის შედეგად ჩნდება ახალი მიმართულებები, რომლებიც საპროექტო-საკონსტრუქტურო სამუშაოების ავტომატიზირებისათვის კომპიუტერული პროგრამების გამოყენების საშუალებას იძლევა.

ხელის შემშლელ მიზეზად ამ მექანიზმების პრაქტიკაში უფრო ფართოდ დანერგვასთან დაკავშირებით შეიძლება დასახელდეს მათი კვლევის პრაქტიკული, ეფექტური და მარტივი მეთოდების არ არსებობა,

რომლებიც შეიძლება გამოყენებინა რიგით ინჟინერ-კონსტრუქტორს ყოველგვარი სპეციალური მომზადების გარეშე.

მხაზველობითი გეომეტრიის მეთოდების გამოყენებით შესაძლებელი და მოსახერხებელი ხდება ყველა დასახული ამოცანის ამოხსნა. შედეგი შეიძლება მივიღოთ სხვადასხვა მეთოდების გამოყენების გზით. ცალკეული შემთხვევების გათვალისწინებით ესა თუ ის გზა აღმოჩნდება უფრო მარტივი. სხვადასხვა გეომეტრიული ამოცანების ამოხსნისას, ესა თუ ის საშუალება გამოიყენება მრავალჯერ, ამიტომ დიდი მნიშვნელობა აქვს უფრო მარტივი და რაციონალური გზის შერჩევას.

წარმოდგენილ ნაშრომში განხილულია ბრტყელი და სივრცითი მექანიზმების მდებარეობის ფუნქციის განსაზღვრის მეთოდი. როგორც ანალიზის ასევე სინთეზის ამოცანების გადაწყვეტისას, მექანიზმის მდებარეობის ფუნქციის განსაზღვრა წარმოადგენს ძირითად პრობლემას. შემოთავაზებულია სხვადასხვა გეომეტრიული ფიგურის სფეროს ზედაპირზე მოძრაობის ამოცანების ამოხსნისადმი თვალსაჩინო და ნაკლებ შრომატევადი მიდგომა, რომელიც საშუალებას იძლევა მარტივად და ეფექტურად განისაზღვროს მექანიზმების ცალკეული წერტილების კოორდინატები.

გეომეტრიული ხასიათის თანამედროვე ტექნიკური ამოცანების ამოხსნა უმრავლეს შემთხვევაში ანალიზური მეთოდების საშუალებით ხდება. მიუხედავად იმისა, რომ ამ დროს კვლევის შედეგები მიიღება წინასწარ მოცემული სიზუსტით, მაინც უნდა აღინიშნოს გრაფიკული მეთოდებისათვის დამახასიათებელი მთელი რიგი უპირატესობები.

ამჟამად თანამედროვე კომპიუტერული ტექნიკის და პროგრამების შესაძლებლობები საშუალებას იძლევიან ახალი მათემატიკური მოდელების დამუშავების საფუძველზე გადავწყვიტოთ ნებისმიერი სირთულის ტექნიკური ამოცანა და პრაქტიკულად გამოვიყენოთ მექანიზმების კვლევის ნებისმიერი მეთოდი წინასწარ დასახული სიზუსტით.

წინამდებარე ნაშრომში წარმოდგენილი მეთოდი ხელს უწყობს ეფექტურად იქნას გამოყენებული Autodesk-ის კომპიუტერული პროგრამების

AutoCAD-ისა და Inventor-ის შესაძლებლობები, კინემატიკური ანალიზისა და ბერკეტული მექანიზმების სინთეზისათვის, რაც კონსტრუქტორს ახალი მექანიზმების დაპროექტებისას, საშუალებას აძლევს შუალედურ ამოხსნებს თვალი ადევნოს მონიტორზე. შემდეგ, შუალედური გრაფიკული აგებების შედეგების ანალიზის საფუძველზე, კონსტრუქტორს შეუძლია ჩაერიოს პროექტირების პროცესში, დაიყვანოს მიღებული გამოსახულებების ფორმა და სტრუქტურა სასურველ შედეგამდე. ასევე, მუშა პროცესის ნებისმიერ ეტაპზე შეუძლია მოახდინოს მოდელის მოდიფიცირება და ასევე შეიტანოს ცვლილებები პროექტში.

წარმოდგენილი ნაშრომის მიზანს წარმოადგენს საინჟინრო პრაქტიკისათვის მისაღები მოძრავი მექანიკური სისტემების კვლევის მარტივი და თვალსაჩინო გრაფიკული მეთოდის დამუშავება Autodesk-ის პროგრამების AutoCAD-ისა და Inventor-ის გამოყენებით.

Autodesk Inventor-ის დახმარებით ესკიზირების სტადიაზე შეიძლება მექანიზმის ძირითადი პარამეტრების ცვალებადობის გავლენის გამოკვლევა და ოპტიმალური კონსტრუქციის შერჩევა. შემდგომში პროექტირების სტადიაზე შესაძლებელია მექანიზმში შემავალ რგოლებზე პარამეტრული შეზღუდვების დამატებით მივიღოთ მექანიზმის მოდელი. ამ პროგრამაში საკმაოდ მარტივად არის ხელმისაწვდომი 3D ხელსაწყოების კომპლექტი რომელთა დახმარებით შესაძლებელია სამგანზომილებიანი მოდელების შექმნა და შემოწმება. ეს ყველაფერი ამცირებს თანამდევ ხარჯებს და იძლევა დროის ეკონომიას. სწორედ ამიტომ კვლევებისათვის გამოვიყენეთ **Autodesk Inventor-ი.**

ნაშრომში განხილულია ბრტყელი სახსრული, ასევე სივრცითი (კერძოდ სფერული) მექანიზმის აწყობის ზოგადი მეთოდური საკითხები. სტრუქტურული და კინემატიკური ანალიზისა და სინთეზის ჩასატარებლად შედგენილია სამრგოლა, ოთხრგოლა, ხუთრგოლა და მაღალი კლასის სახსრული მექანიზმების შესაბამისი ალგორითმი, კომპიუტერული პროგრამების გამოყენებით.

ეფექტობთ, რომ ჩვენს მიერ დამუშავებული კომპიუტერული მოდელები მნიშვნელოვან როლს შეასრულებს სფერული მექანიზმების დაპროექტების გამარტივებაში და ტექნიკის სხვადასხვა სფეროში მათ ეფექტიან დანერგვაში.

ნაშრომში განხილულია მეორე მესამე, მეოთხე და მეექვსე კლასის, ბრტყელი და სივრცითი სამრგოლა, ოთხრგოლა, ხუთრგოლა, ექვსრგოლა და რვარგოლა სახსრული მექანიზმები. შექმნილია მათი მოდელები და მათი საშუალებით განსაზღვრულია ზოგიერთი მათგანის ტრაექტორია და კოორდინატები.

ზემოთ აღნიშნული მექანიზმებისათვის, განსაზღვრულია ცალკეული წერტილების ტრაექტორიები და შედგენილია კოორდინატების სათანადო ცხრილები.

აქვე აღვნიშნოთ, რომ ზოგიერთი მათგანი, განსაკუთრებით მაღალი კლასის როგორც ბრტყელი ასევე სივრცითი მექანიზმები დღემდე საერთოდ არ არის შესწავლილი.

Summary

To transform the motion and transfer power in up-to-date engineering are applied the various types of planar and spatial lever mechanisms. The planar mechanisms have been thoroughly studied in terms of analysis, synthesis, systematization. The field of application of spherical and spatial mechanisms is more and more expanding in almost all fields of engineering. This can be explained by the fact that these mechanisms are more accurately reproducing the stated position function, rather than a planar transmission mechanisms system; they are more compact, simple and reliable in operation, and in most cases gives the possibility to create convenient structures.

Despite the compactness of these mechanisms, the definition of their links spatial trajectories is related with complex calculations. Therefore, each work that simplifies spatial object projective image and gives the possibility to carry out the reconstruction with elementary constructions, which simplifies the analysis and synthesis of spherical mechanisms, is topical.

For Engineers more clearly and accessible graphical constructs are widely distributed in practice. From them mostly are used the construction in orthogonal projection system, or accordingly of Monge method.

As obstructive for this mechanism's practice related with more broadly implementation would be nominated the lack of their practical, cost-effective and simple research methods that could be used without any special training by ordinary structural engineers. If four-bar, and sometimes multi-link mechanisms kinematic research is conducted without any special effort, by Descriptive Geometry methods, for spatial three-bar mechanisms, would be applied these methods.

By the application of Descriptive Geometry methods is available and convenient the solution all the tasks. Results can be achieved through the application of various methods. In some cases the certain way would be more simple. For solution of various kinematic problems certain method will be multiply used, so the great importance have a selection of simpler and more rational ways.

In the presented work are considered the determining method of position functions of plane and spatial mechanisms. For the solution of the analysis as well as synthesis problems

the determining of position function of the mechanism represents the basic problem. Is offered for a variety of geometric figures visible on the surface of sphere clear and less time-consuming approach for the tasks solution that gives the possibility to easily and efficiently mechanisms determine the coordinates of individual points of spherical mechanisms.

The solution of geometric nature modern technical problems in most cases is carried out by analytical methods. Despite that at this time the results of the research will be obtained by preliminary stated accuracy, it should be noted a number of advantages characterizing the graphical methods.

Now the possibilities of modern computer hardware and software gives the possibility grounded on new mathematical models to solve the arbitrary complexity technical task and practically apply the arbitrary research method for mechanisms with preliminary stated accuracy.

The offered in this work presented method promote to effectively apply the Autodesk computer programs AutoCAD and Inventor's abilities, for the kinematic analysis and synthesis of the lever mechanism that gives the possibility to designer to observe interim solutions onto monitor. After the analysis of interim graphic designs results, designers would intervene in the design process, reduce the obtained images shape and structure up to the desired result. Also, at any stage of the working process to modify model (prototype) and also make changes in the project.

The aim of the presented work is to develop simple and obvious as well as acceptable for engineering practices method moving mechanical systems by application of Autodesk software AutoCAD and Inventor programs.

Due Autodesk Inventor on sketching stage is possible to study influence of the basic parameters of mechanism changing as well as selection of the optimal kinematic solution. Then on the design stage by addition of parametric constraints of the mechanism constituent links to obtain a prototype of the mechanism. In this program is quite easily set of 3D tools possible by them is possible to create three-dimensional models and its inspection. All this reduces costs and allows for subsequent time. That is why for researches we use the **Autodesk Inventor**.

In the work is considered the planar hinged, as well as spatial (in particular, spherical) mechanism assembly general methodological issues. For carrying out structural job analysis and synthesis are drawn up three-bar, four-bar, five-bar and high-class hinged mechanisms appropriate algorithm using computer programs.

By our opinion developed building us computer models would play important role in facilitating the design of spherical mechanisms and in their effective implementation in various areas engineering.

In the work are considered the second, third, fourth, fifth and sixth class planar four-bar, six-bar and eight-bar hinged mechanisms. Are developed their models (prototypes) and by their means are defined trajectory and coordinates of some of them.

Also are developed spatial three-bar, four-bar, five-bar and six-bar mechanisms and their models (prototypes) and by them are defined the trajectory and the coordinates of some of them.

It should also be noted that some of them, especially high-class planar as well as spatial mechanisms has not been yet studied.

შინაარსი

შესავალი	16
თავი 1 ლიტერატურის მიმოხილვა	
1. ბრტყელი და სივრცითი ბერკეტული მექანიზმების კვლევის მეთოდების შესახებ ლიტერატურის მიმოხილვა და სამუშაოს მიზანი	26
1.1. მეორე რიგის ზედაპირების თანაკვეთა, როგორც ბერკეტული მექანიზმების წარმოქმნის გეომეტრიული აპარატი	33
1.2. ბრტყელი და სივრცითი მექანიზმების სტრუქტურული ანალიზისა და სინთეზის საკითხები	44
1.3. ბრტყელი და სივრცითი მექანიზმების კვლევის ალგორითმების შედგენის საერთო პრინციპები	52
თავი II შედეგები და განხილვა	
2. ბერკეტული მექანიზმების სტრუქტურული სინთეზის პროცესის ოპტიმიზირება Autodesk-ის კომპიუტერული სისტემური პროგრამების AutoCAD-ისა და Inventor-ის გამოყენებით	54
2.1. ბრტყელი და სივრცითი სამრგოლა მექანიზმების ანალიზი და სინთეზი კომპიუტერული სისტემური პროგრამების AutoCAD-ისა და Inventor-ის გამოყენებით	56
2.2. სამრგოლა მექანიზმების ცალკეული წერტილების ტრაექტორიების განსაზღვრა	65
2.3. სამრგოლიანი მექანიზმის კინემატიკური ანალიზი ეილერის კუთხეების დახმარებით	68
2.4. ბრტყელი და სივრცითი ოთხრგოლა ბერკეტული მექანიზმების კინემატიკური კვლევა კომპიუტერული სისტემური პროგრამების AutoCAD-ისა და Inventor-ის გამოყენებით	74

2.5.	ბრტყელი და სივრცითი ოთხრგოლა ბერკეტული მექანიზმების ბარბაცოვანი წირების აგება კომპიუტერული სისტემური პროგრამების AutoCAD-ისა და Inventor-ის გამოყენებით	81
2.6.	ბრტყელი და სივრცითი სახსრული ხუთრგოლა ბერკეტული მექანიზმების სტრუქტურული და კინემატიკური ანალიზი კომპიუტერული ტენიკის გამოყენებით.	86
2.7.	მაღალი კლასის ექვსრგოლა და რვა რგოლა ბერკეტული მექანიზმის ანალიზისა და სინთეზი კომპიუტერული სისტემური პროგრამების AutoCAD-ისა და Inventor-ის გამოყენებით	95
3.	ძირითადი დასკვნები	98
3.1.	გამოყენებული ლიტერატურა	101

ცხრილების ნუსხა

ცხრილი 1.	კვლევის შედეგების პროცენტული შეფასება -----	41
ცხრილი 2.	ბრტყელი ბერკეტული მექანიზმის სტრუქტურული სქემები კლასების მიხედვით -----	51
ცხრილი 3.	სივრცითი სამრგოლა მექანიზმების სტრუქტურული სქემები კლასების მიხედვით -----	59
ცხრილი 4.	შემავალი და გამავალი რგოლების დამაკავშირებელი მექანიზმები -----	90
ცხრილი 5.	სფერული ხუთრგოლა მექანიზმის ბარბაცაზე მდებარე C წერტილის ტრაექტორიები -----	95

ნახაზების ნუსხა

ნახ. 1	ბრუნვის კონუსი -----	34
ნახ. 2	ბრუნვის პარაბოლოიდი -----	34
ნახ. 3	ბრუნვის კონუსისა და პარაბოლოიდის თანაკვეთა -----	36
ნახ. 4	ბრუნვის კონუსისა და პარაბოლოიდის თანაკვეთა -----	40
ნახ. 5	ბრუნვის კონუსისა და პარაბოლოიდის თანაკვეთა -----	40
ნახ. 6	პირველი კლასის პირველი რიგის მექანიზმი -----	48
ნახ. 7	ნულოვანი ოჯახის შვიდრგოლა მექანიზმი -----	50
ნახ. 8	სივრცითი სამრგოლა მექანიზმი -----	61
ნახ. 9	სივრცითი სამრგოლა მექანიზმის სტრუქტურული სქემა და M წერტილის ტარექტორია -----	66
ნახ. 10	სივრცითი სამრგოლა მექანიზმის M წერტილის ტარექტორია და კოორდინატები -----	66
ნახ. 11	სივრცითი სამრგოლა მექანიზმები -----	67
ნახ. 12	სივრცითი სამრგოლა მექანიზმი -----	68
ნახ. 13	ეილერის კუთხეების განსაზღვრა კომპიუტერული პროგრამი AutoCAD-ის გამოყენებით -----	72
ნახ. 14	სივრცითი სამრგოლა მექანიზმის M წერტილის ტარექტორია და კოორდინატები -----	73
ნახ. 15	სფეროს ზედაპირზე საძიებელი წერტილების განსაზღვრა -----	74
ნახ. 16	სფერული ოთხრგოლა ბერკეტული მექანიზმი -----	75
ნახ. 17	სფეროს ზედაპირის პირობითი განფენა -----	76
ნახ. 18	$\varphi_3 = \varphi_3(\varphi_1)$ დიაგრამა -----	77
ნახ. 19	ორსადავიანი ჯგუფის რგოლების მდებარეობის განსაზღვარა -----	78
ნახ. 20	სეგმენტების ფუძეების თანაკვეთის წერტილის განსაზღვრა -----	80

ნახ. 21	ბრტყელი და სივრცითი ოთხკუთხედიანი ბერკეტული მექანიზმები -----	81
ნახ. 22	ბრტყელი ოთხკუთხედიანი სახსრული მექანიზმი -----	82
ნახ. 23	სფერული ოთხკუთხედიანი მექანიზმი -----	82
ნახ. 24	ჰუკის უნივერსალური სახსრის მექანიზმი -----	83
ნახ. 25	რობერტსის სახსრული ოთხკუთხედიანი მექანიზმი -----	84
ნახ. 26	ჩერბიშევის სახსრული ოთხკუთხედიანი მექანიზმი -----	84
ნახ. 27	ჩერბიშევის სახსრული ოთხკუთხედიანი მექანიზმი -----	85
ნახ. 28	სივრცითი ოთხკუთხედიანი ბერკეტული მექანიზმი -----	86
ნახ. 29	ორი მოძრაობის ხარისხის მქონე ხუთკუთხედიანი ბრტყელი და სფერული ბერკეტული მექანიზმები -----	88
ნახ. 30	სფერული ხუთკუთხედიანი ბერკეტული მექანიზმი -----	91
ნახ. 31	სფერული ხუთკუთხედიანი მექანიზმში მრუდხაზობის არსებობის პირობა -----	92
ნახ. 32	ბრტყელი ხუთკუთხედიანი მექანიზმის M წერტილის ტრაექტორია -----	93
ნახ. 33	ბრტყელი ხუთკუთხედიანი ბერკეტული მექანიზმი C წერტილის ტრაექტორიით -----	94
ნახ. 34	სფერული ხუთკუთხედიანი ბერკეტული მექანიზმი C წერტილის ტრაექტორიით -----	94
ნახ. 35	ბრტყელი დასფერული ხუთკუთხედიანი ბერკეტული მექანიზმი -----	96
ნახ. 36	მეოთხე კლასის, ბრტყელი და სფერული ექვსკუთხედიანი ბერკეტული მექანიზმები -----	96
ნახ. 37	მეხუთე კლასის რვარკუთხედიანი ბრტყელი ბერკეტული მექანიზმი -----	97
ნახ. 38	მეექვსე კლასის რვარკუთხედიანი ბერკეტული მექანიზმი -----	97

შესავალი

მანქანების და მექანიზმების განვითარების ისტორიის მანძილზე, არაერთხელ დაისვა და ამოიხსნა მანქანების მუშა ორგანოების ცალკეული წერტილების მოძრაობის ამოცანა, რომლებიც მოცემული კინემატიკური პარამეტრების მიხედვით, აკმაყოფილებენ ტექნოლოგიური პროცესის მოთხოვნებს. ამ ამოცანების ამოსახსნელად იქმნებოდა საკმაოდ მრავალფეროვანი მოწყობილობები გამოყენების მიზნების მიხედვით. მსგავსი მრავალფუნქციური მოწყობილობების შექმნის აუცილებლობამ, თავის მხრივ, წამოწია მანქანა-მექანიზმების პრინციპულად ახალი სქემების აგების ამოცანები.

ახალი, უფრო მწარმოებლური და თანამედროვე მრავალფუნქციური მანქანების შექმნა მოითხოვს უკვე არსებული მექანიზმების ღრმა ანალიზს, რაც აუცილებელია მათი შემდგომი გაუმჯობესებისთვის. მაგარამ, ამჟამად, ამ მექანიზმების კვლევის და პროექტირების მეთოდები არ არის სათანადოდ შემუშავებული. ამის ერთ-ერთ მიზეზად შეიძლება ჩაითვალოს კინემატიკური წყვილების და ჩაკეტილი კინემატიკური ჯაჭვების კლასიფიკაციის და მათი სტრუქტურის წარმოქმნის პრინციპების არარსებობა, ასევე, შესაბამისი კინემატიკური ჯაჭვების წარმოქმნის კანონების სისტემატური კვლევის და მათი საერთო თვისებების კვლევის არარსებობა.

თანამედროვე გამოთვლითი ტექნიკა სულ უფრო და უფრო ფართო გამოყენებას პოულობს საინჟინრო პრაქტიკაში. კომპიუტერული ტექნიკის გამოყენება იწვევს ახალი მათემატიკური მეთოდების დამუშავების აუცილებლობას, რომლებიც საშუალებას გვაძლევს გადავწყვიტოთ ტექნოლოგიური პროცესების მიმდინარეობის დროს აღძრული ნებისმიერი ტექნიკური ამოცანა.

რეალურად შესაძლებელი გახდა ისეთი ამოცანების გადაწყვეტა, როგორცაა სახსრიანი მექანიზმების ოპტიმალური ზომების დადგენა, მუშტა მექანიზმების რაციონალური ზომების შერჩევა, მრავალსაფეხურიანი პლანეტარული და რთული კბილა-ბერკეტული მექანიზმების სინთეზი, პერიოდული გაჩერებების მქონე მექანიზმებისა და ხელსაწყო-დანადგარების

მექანიზმების დინამიკური გაანგარიშება ყოველგვარი დაშვებებისა და მიახლოებების გარეშე და სხვა.

თანამედროვე მანქანების ცალკეული კვანძების შემუშავებისა და კონსტრუირების ძირითადი ამოცანა არის მაქსიმალური სამუშაო სიჩქარეების მიღწევა უახლესი კვლევების გამოყენების მეშვეობით. მაღალი წარმადობის მქონე მანქანები წარმოადგენენ, სხვსდასხვა მექანიზმების შემცველ, მრავალი მოწყობილობის ერთობლიობას, რომელთაგან შესაბამის ადგილს იკავებენ სფერული მექანიზმები. მათ კომპაქტურობას, სხვა დადებით თვისებებთან ერთად, განაპირობებს მათი გამოყენების ეფექტურობა. მანქანათმშენებლობის ტექნიკის პროგრესი და მექანიზმების ექსპლუატაციის ინტენსიფიკაცია იწვევს სწრაფმოქმედი თანამედროვე მანქანების დამუშავების მიმართ მოთხოვნების ამაღლებას, ამასთან დაკავშირებით თანამედროვე მანქანებისა და აპარტების დაპროექტებისას განსაკუთრებით მნიშვნელოვან როლს თამაშობს მექანიზმების ისეთი შერჩევა, რომ მათ უზრუნველყონ მაქსიმალური სიზუსტე მცირე გაბარიტებისას.

ბრტყელი და სივრცითი მოძრავი მექანიკური სისტემების შემსრულებელი ორგანოების გეომეტრია საშუალებას გვაძლევს ეფექტიანად გამოვიყენოთ სხვადასხვა სახის მოწყობილობები, რომელთაც ბრტყელ მექანიზმებთან შედარებით რიგი ცნობილი უპირატესობები გააჩნია, თუმცა მათი შესწავლისა და დაპროექტების მეთოდები ბევრად უფრო რთულია, რადგან მათი რგოლების ცალკეული წერტილების რთული ტრაექტორიების განსაზღვრა დაკავშირებულია შრომატევად მათემატიკურ გამოთვლებთან.

მოძრაობის გარდაქმნის და სიმძლავრის გადაცემისთვის თანამედროვე ტექნიკაში გამოიყენება სხვადასხვა სახის ბრტყელი და სივრცითი ბერკეტული მექანიზმები. ბრტყელი მექანიზმები უკვე საფუძვლიანად არის შესწავლილი ანალიზის სინთეზის, სისტემატიზაციის თვალსაზრისით; ზოგიერთი შეზღუდვებით, ეს ეხება სფერულ მექანიზმებსაც. სამეცნიერო-ტექნიკურ ლიტერატურაში იზრდება სივრცითი მექანიზმების ფუძემდებლური ნაშრომების რიცხვი. ამ მექანიზმების გამოყენების სფერო მტკიცედ ფართოვდება ტექნიკის თითქმის ყველა

დარგში. ეს აიხსნება იმით, რომ ამგვარი მექანიზმები გაცილებით ზუსტად ასახავენ მდებარეობის მოცემულ ფუნქციას, ვიდრე ბრტყელი გადამცემი მექანიზმების სისტემა; ისინი უფრო კომპაქტურია, მარტივი და საიმედო მუშაობისას, და უმეტეს შემთხვევაში მოხერხებული კონსტრუქციების შექმნის საშუალებას იძლევიან.

უკანასკნელ წლებში, ოთხრგოლიან და ხუთრგოლიან ბერკეტულ მექანიზმებთან ერთად, რომლებიც კარგადაა შესწავლილი და ფართოდ გამოიყენება წარმოებაში, მზარდი აღიარება მოიპოვეს ასევე სამრგოლიანმა მექანიზმებმა, რომელთა მთავარი უპირატესობა არის სივრცითი გადაცემის განხორციელება მექანიზმის მცირე გაბარიტების და რგოლების მინიმალური რაოდენობის (ორი მოძრავი რგოლი) შემთხვევაში. ეს ძალიან მნიშვნელოვანია დიდი რაოდენობის მექანიზმების მცირე მოცულობაში მოთავსებული მანქანებისთვის. ამჟამად, სივრცითი სამრგოლიანი მექანიზმები (განსაკუთრებით შემხები ბერკეტების მექანიზმები) ფართოდ გამოიყენება სოფლისმეურნეობის, საფეიქრო, პოლიგრაფიულ მანქანებში, საავიაციო, კავშირგაბმულობის მოწყობილობებსა და ავტომატებში, მანქანათმშენებლობის სხვადასხვა გამზომ მოწყობილობებში.

სივრცითი ბერკეტული მექანიზმები წარმოადგენენ ღეროვანი სისტემების შემდგომ ბუნებრივ განზოგადებას სამგანზომილებიან სივრცეში და გამოიყენება მყარი სხეულის სივრცითი მოძრაობის გარდასაქმნელად. სივრცითი ბერკეტული მექანიზმები ფლობენ უდავოდ უნიკალურ შესაძლებლობებს სხვადასხვა სახის მექანიკური მოძრაობის აღწარმოებაში. განსაკუთრებით მნიშვნელობა სივრცით ბერკეტულ მექანიზმებს ენიჭებათ ტექნიკის ისეთ თანამედროვე დარგებში, როგორებიცაა რობოტების და მანიპულატორების კონსტრუირება და წარმოება, რომელთა ერთ-ერთ ძირითად შემადგენელ ნაწილსაც თავად წარმოადგენენ. თუ შემაჯავალი და გამომაჯავალი რგოლების მოძრაობის კანონი, როდესაც რგოლების მოძრაობის ღერძები პარალელურია, შესაძლებელია გადაიცეს ბრტყელი მექანიზმების მეშვეობით, მაშინ ურთიერთგადამკვეთი ღერძებით ამოცანის ამოსხნისას, რაც ხშირად გვხვდება თანამედროვე მანქანებში, გამოიყენება სფერული მექანიზმები, რომელთა გამოყენება განპირობებულია, მექანიზმის

რგოლებზე მოქმედი ძალური ფაქტორების შემცირებით, მოძრაობის გადაცემის პირობების გაუმჯობესებით, მცირე გაბარიტებით, კომპაქტურობით და საიმედოობით.

ამ მექანიზმების კომპაქტურობის მიუხედავად, მათი რგოლების სივრცითი ტრაექტორიების განსაზღვრა დაკავშირებულია შრომატევად გამოთვლებთან. ამიტომ, თითოეული სამუშაო, რომელიც ამარტივებს სივრცითი ობიექტის პროექციულ გამოსახულებას და იძლევა საშუალებას, განახორციელოს მისი რეკონსტრუქცია ელემენტარული აგებებით, ამარტივებს სფერული მექანიზმების ანალიზსა და სინთეზს და არის აქტუალური.

მექანიზმის რგოლების სავარაუდო მოძრაობების მრავალფეროვნებას და სირთულეს, მათ უზარმაზარ სტრუქტურულ მრავალსახეობას, კინემატიკური წყვილების კონსტრუქციასთან დაკავშირებულ მრავალ თავისებურებებს, მივყავართ იმ დასკვნამდე, რომ დღეისათვის თეორიულად არსებობს ბრტყელი და სივრცითი ბერკეტული მექანიზმების კლასები, ოჯახები და სხვადასხვა მოდიფიკაციები, რომლებიც ჯერ არ არის შესწავლილი.

ამჟამად თანამედროვე კომპიუტერული ტექნიკის და პროგრამების შესაძლებლობები საშუალებას იძლევიან ახალი მათემატიკური მოდელების დამუშავების საფუძველზე გადავწყვიტოთ ნებისმიერი სირთულის ტექნიკური ამოცანა და პრაქტიკულად გამოვიყენოთ მექანიზმების კვლევის ნებისმიერი მეთოდი წინასწარდასახული სიზუსტით. სივრცითი ბერკეტული მექანიზმები და მათ შორის სფერული მექანიზმები გამოყენებას პოულობენ მრეწველობის სხვადასხვა დარგში და მტკიცედ იმკვიდრებენ ადგილს თანამედროვე ტექნიკაში.

ზემო აღნიშნულიდან გამომდინარე დღეისათვის არ არსებობს მანქანათმშენებლობის არცერთი დარგი სადაც არ იყოს გამოყენებული სივრცითი მექანიზმები.

ხელის შემშლელ მიზეზად ამ მექანიზმების პრაქტიკაში უფრო ფართოდ დანერგვასთან დაკავშირებით შეიძლება დასახელდეს მათი კვლევის პრაქტიკული, ეფექტური და მარტივი მეთოდების არ არსებობა,

რომლებიც შეიძლება გამოეყენებინა რიგით ინჟინერ-კონსტრუქტორს ყოველგვარი სპეციალური მომზადების გარეშე.

წინამდებარე ნაშრომში, ნულოვანი ოჯახის სამ, ოთხ, ხუთ, ექვს და რვარგოლა მექანიზმების თეორიული კვლევების საფუძველზე (აკადემიკოს ი.ი. არტობოლევსკის კლასიფიკაციის მიხედვით) გადაჭრილია მოძრაობის ერთი და ორი ხარისხის მქონე კინემატიკური ჯაჭვის წარმოქმნის საკითხები; შემუშავებულია ბრტყელი და სივრცითი ბერკეტული მექანიზმების სტრუქტურული, კინემატიკური ანალიზისა და სინთეზის მეთოდები, რომლებიც პრაქტიკული ამოცანების ამოხსნის საშუალებას იძლევიან.

ამ სფეროში მრავალი კვლევის შედეგად ჩნდება ახალი მიმართულებები, რომლებიც საპროექტო-საკონსტრუქტურო სამუშაოების ავტომატიზირებისათვის კომპიუტერული პროგრამების გამოყენების საშუალებას იძლევა.

პრაქტიკა გვიჩვენებს, რომ მექანიზმებისა და ხელსაწყოების კონსტრუირება უმრავლეს შემთხვევებში შეიძლება წავმართოთ უფრო რაციონალურად და ეფექტურად, თუ გამოვიყენებთ კომპიუტერულ ტექნიკას. სასურველია თითოეული ამოცანის გადაწყვეტისას ვისარგებლოთ ორთოგონალური გეგმილებით, რამე თუ მათი გამოყენება ტექნიკურ დარგში მოღვაწე ნებისმიერი ინჟინრისათვის ხელმისაწვდომია და არ თხოულობენ კადრების სპეციალურ მომზადებას. აქვე აღვნიშნოთ რომ, თანამედროვე კომპიუტერული პროგრამების გამოყენებით შესაძლებელი გახდა მექანიზმების კინემატიკური და დინამიკური გაანგარიშება და კონსტრუირება ჩატარდეს საინჟინრო პრაქტიკისათვის მისაღები სიზუსტით.

ამგვარად, ინჟინერ-ტექნიკურ პერსონალსა და სხვადასხვა დარგში მომუშავე კონსტრუქტორებს ეძლევათ განუსაზღვრელი შემოქმედებითი შესაძლებლობები ხელსაწყოების, მექანიზმებისა და მანქანების კვლევის მეთოდების შერჩევისას.

წინამდებარე ნაშრომში წარმოდგენილი მეთოდი ხელს უწყობს ეფექტურად იქნას გამოყენებული Autodesk-ის კომპიუტერული პროგრამების

AutoCAD-ისა და Inventor-ის შესაძლებლობები, კინემატიკური ანალიზისა და სფერული მექანიზმების სინთეზისათვის, რაც კონსტრუქტორს ახალი მექანიზმების დაპროექტებისას, საშუალებას აძლევს შუალედურ ამოხსნებს თვალი ადევნოს მონიტორზე. შემდეგ, შუალედური გრაფიკული აგებულების შედეგების ანალიზის საფუძველზე, კონსტრუქტორს შეუძლია ჩაერიოს პროექტირების პროცესში, დაიყვანოს მიღებული გამოსახულებების ფორმა და სტრუქტურა სასურველ შედეგამდე.

ზემოთ განხილული ნაშრომების ანალიზის შედეგად შესაძლებელია დაეასკენათ, რომ მიუხედავად ბევრი უცხოელი თუ ქართველი წამყვანი მეცნიერების მიერ შესრულებული წარმატებული კვლევისა და შემოთავაზებული სხვადასხვა მეთოდებისა, მექანიზმების კინემატიკური ანალიზისა და სინთეზის საკითხების კვლევა აქმდე არსებული მეთოდებით საკმაოდ რთული და შრომატევადია. ბრტყელი და სივრცითი მექანიზმების შესწავლისა და მათი პრაქტიკული გამოყენების მიზნით მრავალი მეცნიერული შრომაა ჩატარებული მაგრამ პრაქტიკის მოთხოვნებიდან გამომდინარე შეიძლება ითქვას რომ ამ მხრივ კიდევ ძალიან ბევრია გასაკეთებელი.

სადისერტაციო ნაშრომის მიზანს წარმოადგენს საინჟინრო პრაქტიკისათვის მისაღები მოძრავი მექანიკური სისტემების კვლევის მარტივი და თვალსაჩინო გრაფიკული მეთოდის დამუშავება Autodesk-ის პროგრამების AutoCAD-ისა და Inventor-ის გამოყენებით.

AutoCAD-ი მსოფლიოში გამოჩენისთანავე ყველაზე პოპულარული საინჟინრო პროგრამული პაკეტი გახდა. დღესდღეობით კი იგი ლიდერია. სისტემის სახელწოდება არის შეკვეცილი სახელი Automated Computer Aided Drafting and Design—ავტომატური კომპიუტერული ხაზვა და დაპროექტება.

Autodesk-ი არის მსოფლიოში პროგრამების მწარმოებელი ერთ-ერთი უდიდესი კომპანია. CAD (computer-aided design ავტომატიზებული დაპროექტება). Autodesk-ის ტექნოლოგია გამოიყენება შესაქმნელი კონსტრუქციის ციფრული მოდელების ვიზუალიზაციისათვის, მოდელირებისა და ანალიზისათვის დაპროექტების სტადიაში. იგი გვაძლევს

არა მარტო მოდელის ეკრანზე დანახვის, არამედ მისი გამოცდის საშუალებასაც. ამჟამად მსოფლიოში Autodesk-ს ცხრა მილიონზე მეტი მომხმარებელი ჰყავს.

კომპანია Autodesk-ი ჩამოაყალიბა ჯონ უოლკერმა (John Walker) 1982 წელს თანამოაზრეებთან ერთად. Autodesk-ის ცენტრი მდებარეობს სან-რაფაელში (კალიფორნიის შტატი, აშშ).

Autodesk-ის პირველი პროდუქტია AutoCAD-ი, რომელიც 1982 წელს შეიქმნა. AutoCAD-ის ავტომატიზებული დაპროექტების სისტემა, იმ დროისათვის განკუთვნილი იყო მიკროკომპიუტერისათვის, რომელსაც შემდგომში პერსონალური კომპიუტერი ეწოდა. იგი იძლეოდა ნახაზისა და მოდელების შექმნის საშუალებას. 1992 წელს კომპანიას სათავეში ჩაუდგა პირველი ქალი პრეზიდენტი კეროლ ბარცი. მან მიზნად დაისახა, რომ 1999 წლისათვის კომპანიის ღირებულებას მიეღწია ერთი მილიარდისათვის და შეემცირებინა კომპანიის დამოკიდებულება AutoCAD-ზე, რომელიც წარმოადგენდა კომპანიის ძირითადი შემოსავლის წყაროს. იმავე წელს Autodesk-მა შეწყვიტა ახალი ვერსიების შექმნა ოპერაციული სისტემებისათვის UNIX, APPLE MACINTOSH, ხოლო 1997 წლიდან MS-DOS-ისათვის და გააგრძელა მუშაობა მხოლოდ MICROSOFT WINDOWS-ისათვის, მაგრამ 2010 წლიდან, ახალი პრეზიდენტის დანიშვნის შემდეგ, Autodesk-მა განაახლა ახალი ვერსიების შექმნა სხვა ოპერაციული სისტემებისათვისაც. 1990 წლიდან Autodesk-მა გაააქტიურა AutoCAD-ის სპეციალიზებული ვერსიების შექმნა სხვადასხვა სფეროსათვის. კერძოდ როგორცაა სამოქალაქო მშენებლობა, არქიტექტურა, მანქანათმშენებლობა და ა.შ. 2000 წელს კომპანიამ გამოუშვა ახალი პროდუქტები, რომლებიც არ არის დაფუძნებული AutoCAD-ზე. ეს პროდუქტებია შენობის ინფორმაციული მოდელირების სისტემა REVIT (გამოცოცხლება, აღდგენა, მოდერნიზაცია) და ციფრული მოდელის (პროტოტიპის) ტექნოლოგიის საწყისები INVENTOR (გამომგონებელი).

2004 წელს AutoCAD-ი გახდა მსოფლიოში ერთ-ერთი ყველაზე გამოსაყენებელი, ლიდერი პროგრამა. ფაილების ფორმატი DWG და DXF,

რომლებიც შექმნილი იყო სპეციალურად ამ პაკეტისათვის, ასევე გახდა ფართოდ გამოსაყენებელი მონაცემების გაცვლისათვის სხვა CAD პროგრამებისთვისაც (მაგ: ArchiCAD, ZWCAD Professional, imsi TurboCAD Professional, VariCAD, Ashampoo 3D CAD, CorelDraw Graphics Suite და ა.შ.).

დღეს Autodesk-ი უშვებს დაახლოებით ას სხვადასხვა პროგრამას. Autodesk-ის ძირითადი პროდუქტია AutoCAD-ი.

AutoCAD-ი არის ავტომატიზებული დაპროექტირების სისტემა ორ-და სამგანზომილებიანი პროექტებისა და ხაზვისათვის. AutoCAD-ის ძველი ვერსიები ოპერირებდნენ ელემენტარული ობიექტების საშუალებით (როგორცაა წრეწირი, წრფე და ა.შ., რომლებიც შემდგომში ქმნის უფრო რთულ ობიექტებს). თანამედროვე ეტაპზე პროგრამას შეუძლია კომპლექსური სამგანზომილებიანი მოდელირება, მათ შორის ზოგადი ფორმების, სამგანზომილებიანი ზედაპირების მოდელის შექმნა და რედაქტირება. AutoCAD-ში შესაძლებელია პარამეტრული ხაზვაც. რაც საშუალებას გვაძლევს ობიექტს მივანიჭოთ გეომეტრიული და ზომების შეზღუდვები. ეს ნიშნავს, რომ პროექტში ნებისმიერი ცვლილების შეტანის დროს გარკვეული პარამეტრები და ადრე შექმნილ ობიექტებს შორის დამყარებული კავშირები შენარჩუნებული იქნება.

აქვე უნდა აღვნიშნოთ რომ ნებისმიერი მექანიზმების დაპროექტების დროს უმჯობესია გამოვიყენოთ AutoCAD Mechanical. ეს არის სპეციალიზებული პროგრამა მრეწველობისათვის ბაზირებული AutoCAD-ზე განკუთვნილი მექანიკური სისტემების პროექტებისათვის. იგი შეიცავს დამატებით ხელსაწყოებს და ბიბლიოთეკას ორიენტირებულს მანქანათმშენებლობაზე. ხოლო სამგანზომილებიანი მოდელის, პროტოტიპებისა და კვანძების შესაქმნელად უმჯობესია გამოვიყენოთ კომპანია Autodesk-ის მიერ შექმნილი პროგრამა Inventor-ი.

Autodesk Inventor – ეს არის კომპანია Autodesk-ის სისტემა სამგანზომილებიანი მყარი სხეულებისა და ზედაპირების პარამეტრული პროექტირებისათვის. იგი განკუთვნილია სამრეწველო პროდუქციის ციფრული პროტოტიპების შესაქმნელად. Inventor-ი საშუალებას გვაძლევს

შექმნათ არა მარტო დიზაინისა და პროექტირების სრული ციკლი, არამედ ასევე შესაძლებელია საპროექტო დოკუმენტაციის შექმნაც.

Inventor-ში შესაძლებელია:

- ორ და სამგანზომილებიანი მოდელირება (2D/3D);
- პროდუქციის შექმნა ფურცლოვანი მასალისაგან და მისი განფენის მიღება;
- ელექტრო და მილსადენი სისტემების შექმნა;
- პლასტმასის პროდუქციის ჩამოსასხმელი სამარჯვების პროექტირება;
- დინამიური მოდელირება;
- კვანძში შემავალი დეტალების და თვით კვანძის დაძაბულობისა და დეფორმაციის პარამეტრული განსაზღვრა;
- პროდუქციის ვიზუალიზაცია;
- საპროექტო დოკუმენტაციის ავტომატური განახლება (დოკუმენტაციის გაფორმება ЕСКД-სთან შესაბამისობაში. Единая система конструкторской документации საკონსტრუქტორო დოკუმენტაციის ერთიანი სისტემა. ISO-სთან International Organization for Standardization სტანდარტიზაციის საერთაშორისო ორგანიზაცია)

Autodesk Inventor-ის დახმარებით ესკიზირების სტადიაზე შეიძლება მექანიზმების ძირითადი პარამეტრების ცვალებადობის გავლენის გამოკვლევა და ოპტიმალური კინემატიკური გადაწყვეტის შერჩევა. მექანიზმების სხვადასხვა ვარიანტების შეფასება ხდება, ორგანზომილებიანი კინემატიკური მოდელირებით, რომელიც მიღებულია ესკიზური ბლოკების კომბინირებით. ეს ბლოკები წარმოადგენენ მექანიზმის უძრავ და მოძრავ კომპონენტებს. შემდგომში პროექტირების სტადიაზე შესაძლებელია ამ ბლოკებისაგან პარამეტრული შეზღუდვების დამატების შემდეგ მივიღოთ მექანიზმის სამგანზომილებიანი მოდელი. ამ პროგრამის 3D ხელსაწყოების დახმარებით შესაძლებელია სამგანზომილებიანი მოდელირების შექმნა და შემოწმება. ეს ყველაფერი ამცირებს თანამდევ ხარჯებს და იძლევა დროის ეკონომიას. სწორედ ამიტომ კვლევებისათვის გამოვიყენეთ Autodesk Inventor-ი.

1. ბრტყელი და სივრცითი ბერკეტული მექანიზმების კვლევის მეთოდების შესახებ ლიტერატურის მიმოხილვა და სამუშაოს მიზანი

დღეისათვის ტექნიკაში გამოიყენება რამოდენიმე ათასი ბრტყელი და სივრცითი ბერკეტული მექანიზმი სიმპლავრის გადაცემისა და მოძრაობის გარდაქმნის მიზნით. ბრტყელი მექანიზმები უკვე ძირფესვიანად არის შესწავლილი ანალიზის სინთეზის სისტემატიზაციის თვალსაზრისით. მცირეოდენი შეზღუდვით ეს შეეხება აგრეთვე სფერულ მექანიზმებსაც. სამეცნიერო-ტექნიკურ ლიტერატურაში განუხრელად იზრდება ფუნდამენტალური ხასიათისა და სპეციალური სამუშაოების რიცხვი სივრცითი მექანიზმების შესახებაც. ამ მექანიზმების გამოყენების სფერო სულ უფრო და უფრო ფართოვდება ტექნიკის თითქმის ყველა დარგში. ეს აიხსნება იმით რომ ასეთი მექანიზმები უფრო ზუსტად ახორციელებენ მოცემულ მდებარეობის ფუნქციას ვიდრე ბრტყელი გადამცემი მექანიზმების სისტემები. ისინი უფრო კომპაქტური, მარტივი და საიმედო არიან მუშაობაში და საშუალებას იძლევიან უმრავლეს შემთხვევაში შექმნან უფრო და უფრო მიმზიდველი კონსტრუქციები.

სივრცითი მექანიზმების წარმოშობისა და თეორიის განვითარების ისტორია ას წელზე მეტს მოიცავს. დღეისათვის სხვადასხვა მეცნიერების მიერ ამ დარგში გამოქვეყნებულ ნაშრომთა რაოდენობა უამრავია.

მანქანებისა და მექანიზმების შესახებ თეორიის სკოლის წარმოშობის პერიოდად შეიძლება დასახელდეს მე-19 საუკუნის შუა წლები.

ერთ-ერთი პირველი სამეცნიერო ნაშრომები ამ დარგში ეკუთვნის პ.ჩებიშევს [106] და ა.ერშოვს [69]. პ.ჩებიშევს ნაშრომი სუფთა მათემატიკურ ხასიათს ატარებს. მან მრავალი სამეცნიერო კვლევის თეორიის განვითარებას დაუდაო საფუძველი. ა.ერშოვის სამეცნიერო ნაშრომში, მექანიზმები დაყოფილია ორ ნაწილად. პირველ ნაწილში განიხილება მოძრაობის

გადამცემი მექანიზმები, ხოლო მეორე ნაწილში მოძრაობის გარდამქმნელი მექანიზმები.

სივრცითი სახსროვანი მექანიზმების განვითარება და ჩამოყალიბება ლოგიკურად წარმოადგენს ბრტყელი მექანიზმების თეორიის გაგრძელებასა და განვითარებას.

სივრცითი ბერკეტული მექანიზმების თეორიის განვითარების პირველ ნაბიჯად უნდა ჩაითვალოს ვ.პ. გორიაჩინის [46] კვლევები. რომელიც მუშაობდა სოფლის მეურნეობის მანქანების შექმნის საკითხებზე.

სივრცითი მექანიზმების თეორიის განვითარებასა და შესწავლაში დიდი დამსახურება მიუძღვის პროფ. ნ.ი მერცალოვს. შემდგომში მისი იდეები მოცემულ სფეროში განავრცეს მისმა მოწაფეებმა, განსაკუთრებით აღსანიშნავია აკადემიკოს ი.არტობოლევსკის დამსახურება, რომელმაც თავისი კვლევების უდიდესი ნაწილი სივრცითი მექანიზმების შესწავლას დაუთმო.

აკადემიკოსმა ი.არტობოლევსკიმ [29,30,31,32,37] თავისი გამოკვლევების დიდი ნაწილი მიუძღვნა სფერული მექანიზმების სინთეზის საკითხებს. მან დაამუშავა სივრცული კინემატიკური ჯაჭვების წარმოქმნის თეორია, მათი სტრუქტურა და კლასიფიკაცია. მის მიერ შემუშავებული პრინციპები ხელს უწყობს კინემატიკური და კინეტოსტატიკური გამოთვლების ჩატარებას. მან დაამტკიცა, რომ იმ მექანიზმების სტრუქტურა, რომლებიც ასრულებენ სფერულ მოძრაობას, ისეთივეა, როგორც ბრტყელი მექანიზმების სტრუქტურა. აკად. ი.არტობოლევსკი ამტკიცებს, რომ ბრტყელი მექანიზმები წარმოადგენენ მექანიზმების ზოგიერთი ზოგადი ჯგუფის კერძო შემთხვევებს. მან დაამუშავა სხვადასხვა კლასის მექანიზმების, პირველ რიგში, სფერული მექანიზმების კინემატიკური გამოკვლევის ზოგადი მეთოდები, რომელთა მიღების შესაძლებლობა ბრტყელი მექანიზმების ანალოგიურია.

შემდგომში პროფ. ვ.დობროვოლსკიმ, თავის ნაშრომებში, არტობოლევსკის იდეები მიიყვანა მათ ლოგიკურ დასასრულამდე, რამაც საშუალება მოგვცა განვიხილოთ სივრცითი მექანიზმები არა როგორც მექანიზმების მაგალითები, როდესაც თითოეული მათგანისათვის საჭიროა

კვლევების სპეციალური მეთოდების შემუშავება, არამედ ადგილის შესაბამისად, რომელიც თითოეულ მათგანს უჭირავს ამ სისტემაში.

ვდობროვოლსკიმ შეიმუშავა სფერული მექანიზმების თეორიის ძირითადი დებულებები, მის მიერ წარმოდგენილი მექანიზმების სისტემასთან შესაბამისად, წარმოაჩინა სფერული გეომეტრიის და კინემატიკის, სფერული მექანიზმების ანალიზისა და სინთეზის მექანიზმები, სივრცითი მექანიზმების კინემატიკური და კინეტოსტატიკური ამოცანების ამოხსნისას სფერული გამოსახულების მეთოდის გამოყენება. ვდობროვოლსკიმ [57,59,61,62], ჩამოაყალიბა ამ თეორიის ძირითადი დებულებანი. სფეროს სიბრტყესთან შესაბამისობაზე დაყრდნობით მან შეძლო მოეცა ყველა აუცილებელი აგება სიბრტყეზე, ნაცვლად სამგანზომილებიანი სივრცისა. ამგვარად, ეყრდნობა რა გაეგმილთ სიბრტეში აგებებს, პროფ. ვდობროვოლსკი, სფერული მოძრაობის გეომეტრიას განიხილავს როგორც სფეროს კინემატიკას და აყალიბებს მის ძირითად დებულებებს. სფერული მექანიზმების გულმოდგინე ანალიზის შედეგად იგი ადგენს, რომ მათი გამოკვლევა უნდა ჩატარდეს ბრტყელი მექანიზმების სტრუქტურის მიხედვით და არა როგორც სივრცითი მექანიზმების კერძო სახე. ამასთან, სფერული მექანიზმების კინემატიკური ანალიზისთვის საჭირო ყველა გრაფიკული აგება დაიყვანება გეგმილთ სიბრტეზე აგებამდე.

უნდა აღინიშნოს სივრცითი მექანიზმების კერძო სახეების გაანგარიშების მეთოდების დამუშავებისადმი მიძღვნილი არა ერთი ნაშრომი. ვდობროვოლსკი, მექანიზმების კინემატიკური და კინეტოსტატიკური ამოცანების ამოსახსნელად იყენებს სტერეოგრაფიულ მეთოდს.

გ.გ.ბარანოვი აღრმავებს სივრცითი ბერკეტული მექანიზმების თეორიას და გვთავაზობს გრაფიკულ მეთოდს შვიდრგოლა სივრცითი ბერკეტული მექანიზმების მდებარეობის გეგმის აგებისათვის, რის საფუძველზეც მის მიერ დამუშავებული იქნა უფრო მარტივი გარფიკული მეთოდი სივრცითი მექანიზმების სხვადასხვს მოდიფიკაციის მექანიზმებისათვის.

ნ.გ.ბრუევიჩი ზემოთ ჩამოთვლილი ავტორებისაგან და სუფთა გრაფიკული მეთოდებისაგან განსხვავებით ამჟღავნებს გაანგარიშების გრაფონალიზურ მეთოდს.

საინტერესოა პროფ. ფ.დიმენტბერგის [50,55] სამუშაოები, რომლებიც მოიცავენ ბრტყელ და სფერულ მექანიზმებს შორის შესაბამისობას. მან დაადგინა, რომ ბრტყელი და სფერული მექანიზმების გამავალი რგოლების შესაბამისი კუთხეების ტანგენსები წრფივ დამოკიდებულებაშია. აქედან გამომდინარე, მან მიუთითა ამ მექანიზმების მსგავსებაზე და სფერული მექანიზმების კინემატიკური ანალიზისა და სინთეზის რიგი ამოცანების მათი შესაბამისი ბრტყელი მექანიზმების დახმარებით ამოხსნის შესაძლებლობაზე.

პროფესორების ე.ე.პეისახისა და ვ.ანესტეროვის მიერ აღწერილია, ბრტყელი ბერკეტული მექანიზმების, სტრუქტურული და კინემატიკური ანალიზისა და სინთეზის ურთიერთ დაკავშირებული ამოცანების ამოხსნის მეთოდებისა და ალგორითმების დაპროექტების სისტემა. მოყვანილია ბრტყელი ბერკეტული მექანიზმების, სხდასხვა სტრუქტურული სქემების, შეფასების კრიტერიუმები, რომლებიც საშუალებას იძლევიან განახორციელონ სინთეზირებული მექანიზმის სტრუქტურული სქემების რაციონალური შერჩევა. მოყვანილია მაღალი კლასის ბერკეტული მექანიზმების ანალიზისა და აწყოების იდენტიფიკაციის ალგორითმები.

ე.ე.პეისახის მიერ განსაზღვრულია ორსადავიანი და სამსადავიანი ნულოვანი ჯგუფების რგოლების მდებარეობი. განსაკუთრებით მნიშვნელოვანია ბერკეტული მექანიზმებისათვის მოძრაობის გადაცემის კრიტერიუმები, ასევე განხილულია ბერკეტული მექანიზმების ოპტიმიზირებულ სინთეზთან დაკავშირებული გაანგარიშებისა და კონსტრუირების საკითხები.

პროფესორ უ.ა.ჯოლდასბეკოვის მიერ განხილულია მაღალი კლასის ბრტყელი ბერკეტული მექანიზმების კინემატიკა. დამუშავებულია მაღალი კლასის ბერკეტული მექანიზმების ანალიზისა და სინთეზის გრაფონალიზური მეთოდი.

მეცნიერებისა და ტექნიკის დამსახურებული მოღვაწე საქართველოს მეცნიერებათა აკადემიის აკადემიკოსი დავით თავხელიძე არის ერთადერთი ქართველი მეცნიერი მექანიკოსი, რომელიც შეტანილია ბიოგრაფიულ ცნობარში „მათემატიკოსები და მექანიკოსები“, აღიარებული ცნობილი მეცნიერების – აკად. ი.არტობოლევსკის აკად. ბრუევიჩის და სხვათა გვერდით. აკად. დ.თავხელიძის [92, 93,94,96] ნაშრომები ძირითადად ეხება სივრცითი და, მათ შორის, სფერული მექანიზმების სინთეზის ამოცანების ამოხსნას. გამოიყენა რა მის მიერ შემოთავაზებული რგოლების მდებარეობის განსაზღვრის მეთოდი, ავტორმა მიიღო მუდმივი პარამეტრების მნიშვნელობები, რომლებიც საშუალებას იძლევა ამყოს რგოლს გადასცეს თანაბარი, შენელებული ან აჩქარებული მოძრაობა.

მნიშვნელოვანი წვლილი, სფერული მექანიზმების თეორიაში, შეიტანეს მისმა მოწაფეებმაც. მათი ნაშრომები ეძღვნება სფერული ოთხრგოლიანი, ხუთრგოლიანი, ექვსრგოლიანი და შვიდრგოლიანი მექანიზმების კინემატიკურ ანალიზსა და სინთეზს. პროფესორი ს.გამრეკელის კვლევის ძირითადი ობიექტია სივრცითი მექანიზმების ბრტყელი ანალოგები [1,2,3]. მან გეომეტრიული სხეულების (მექანიზმების ტოპოლოგიური სივრცის) სიბრტყეზე გაშლის საფუძველზე დაამუშავა სივრცითი მექანიზმის ბრტყელი ანალოგის წარმოქმნის პრინციპი. ეს საშუალებას იძლევა ბრტყელი ანალოგის სტრუქტურული თვისებების გამოყენებით გამოყვანილ იქნეს ანალიზური დამოკიდებულება შემავალი და გამავალი რგოლების მობრუნების კუთხეებს შორის.

პროფ. ნ.დავითაშვილი [6,7,8,48,49] შრომებში განიხილავს სფერული მექანიზმის სინთეზის ამოცანების ამოხსნის მეთოდებს. მან შექმნა სივრცითი ოთხრგოლა მექანიზმებისათვის მიღებული ფორმულები დაემუშავებინა და გარდაექმნა ისეთნაირად, რომლებიც შეესაბამება სფერულ მექანიზმებს.

მეცნიერული სიახლითა და პრაქტიკული მნიშვნელობით ყურადღებას იპყრობს ჯ.უფლისაშვილის [98,99,100,103] შრომები, სადაც შემოთავაზებულია სივრცითი მექანიზმების ბრტყელი მოდელირების მეთოდები სივრცის გეომეტრიული გარდაქმნის გამოყენებით. ამ გარდაქმნის

გამოყენება მრავალრიგობა სივრცითი მექანიზმების ანალიზისა და სინთეზის რთული სივრცითი ამოცანების ამოხსნისას განაპირობებენ ბრტყელი მექანიზმების თეორიის შედეგების გადატანას სივრცითზე.

ნ.ჯავახიშვილმა თავის სადისერტაციო ნაშრომში შემოგვთავაზა მეთოდები, რომლებიც საშუალებას იძლევა მივიღოთ სფერული მექანიზმების სხვადასხვა მოდიფიკაციის ბრტყელი მოდელების სქემები და ამით კინემატიკური ანალიზისა და სინთეზის ამოცანის ამოხსნა გადავიტანოთ სივრციდან სიბრტყეზე. ავტორის მიერ შემოთავაზებული სფერული ოთხრიგობა ბერკეტიანი მექანიზმების ბრტყელი მოდელების მეთოდი ადგენს ინვერსიულ გარდაქმნებზე დაყრდნობილ ურთიერთშესაბამისობას ბრტყელ და სფერულ ოთხრიგობა მექანიზმებს შორის.

პროფ. მ.დემეტრაშვილმა თავის სადისერტაციო ნაშრომში გადაწყვიტა სივრცითი მექანიზმების კინემატიკურ ანალიზთან და სინთეზთან დაკავშირებულ კონკრეტული ამოცანები. განსაკუთრებით აღსანიშნავია, რომ მ.დემეტრაშვილის ინვერსიული გარდაქმნის მეთოდი წარმატებით გამოიყენება მრავალრიგობა სივრცითი მექანიზმების გამოკვლევისას. მეთოდი ემყარება მექანიზმის რგოლების დანაწევრებას ორ კონტურად და მათი შეპირაპირების პირობების განსაზღვრას.

პროფესორების ი.პაპალაშვილის და ლ.ზურაბიშვილის მიერ დამუშავებულია სხვადასხვა მოდიფიკაციისა და ზოგიერთი სახის სივრცითი სამრიგობა, ოთხრიგობა და ხუთრიგობა მექანიზმების კინემატიკური პარამეტრების გაანგარიშების მეთოდიკა.

პროფესორ გ.ნამგალაძის მიერ სივრცითი მექანიზმების ბრტყელი მოდელების თეორიის გამოყენების საფუძველზე, დამუშავებულია წყვეტილი სფერული ბერკეტული მექანიზმების სტრუქტურული ანალიზისა და სინთეზის ამოცანები.

ზემოთ განხილული ნაშრომების ანალიზის შედეგად შესაძლებელია დავასკვნათ, რომ ბევრი მათგანი მიძღვნილია სფერული მექანიზმების კინემატიკური ანალიზისა და სინთეზის საკითხების შესწავლისადმი. შემოთავაზებულია სხვადასხვა მეთოდები ამ ამოცანების ამოხსნის ალგორითმების გასამარტივებლად. ეს მეთოდები საშუალებას იძლევა

წარმატებით ამოიხსნას რთული ამოცანების მთელი რიგი, რომლებიც გვხვდება მრავალრგოლა სფერული მექანიზმების სინთეზის გამოკვლევისას.

სფერული მექანიზმების დაპროექტების დარგში არსებული გარკვეული მიღწევების მიუხედავად, ამ მიმართულებით გრძელდება უფრო მეტად ხელმისაწვდომი და თვალსაჩინო მეთოდების ძიება. საკითხის ასე დასმის დროს განსაკუთრებით აქტუალურია მეთოდები, რომლებიც თანამედროვე პერსონალური კომპიუტერების უშუალო გამოყენების საშუალებას იძლევა, რაც არსებითად განაპირობებს კონსტრუირების პროცესის ავტომატურ რეჟიმში გადავიყვანას.

ახალი, უფრო მწარმოებლური და თანამედროვე მრავალფუნქციური მანქანების შექმნა მოითხოვს უკვე არსებული მექანიზმების ღრმა ანალიზს, რაც აუცილებელია მათი შემდგომი გაუმჯობესებისთვის. მაგარამ, ამჟამად, ამ მექანიზმების კვლევის და პროექტირების მეთოდები არ არის სათანადოდ შემუშავებული. ამის ერთ-ერთ მიზეზად შეიძლება ჩაითვალოს კინემატიკური წყვილების და ჩაკეტილი კინემატიკური ჯაჭვების კლასიფიკაციის და მათი სტრუქტურის წარმოქმნის პრინციპების არარსებობა, ასევე, შესაბამისი კინემატიკური ჯაჭვების წარმოქმნის კანონების სისტემატური კვლევის და მათი საერთო თვისებების კვლევის არარსებობა.

უკანასკნელ პერიოდში გაძლიერდა კომპიუტერული ტექნიკის როლი სპეციალისტების მომზადების გაუმჯობესების საქმეში. უმაღლეს სასწავლებლებში იგი წარმოებს სასწავლო პროცესის სრულყოფისა და კომპლექსური მიზნობრივი მიდგომის საფუძველზე, რაც ხელს უწყობს სწავლების ტექნიკური საშუალებებისა და პროგრესული მეთოდების დანერგვას. სწორედ ამ მიზნით არის შემოთავაზებული ახალი მიდგომა სწავლების მეთოდის გასაუმჯობესებლად.

ამოცანების გაანგარიშების ალგორითმი ისეთნაირად არის შედგენილი, რომ შესაძლებელია მათი გამოყენება ამჟამად არსებული უახლესი კომპიუტერული ტექნიკის მეშვეობით. მექანიზმებისა და მანქანების დაპროექტების თანამედროვე მეთოდების გამოყენება და მის ბაზაზე მანქანათმშენებლობის დარგში მომავალი სპეციალისტების მომზადება

უთუოდ წინ გადადგმული ნაბიჯი იქნება ტექნიკური პროგრესისა და მეურნეობის შემდგომი აღმავლობის საქმეში.

ამგვარად ზემოთ აღნიშნული საკითხების ანალიზიდან გამომდინარე ჩვენს მიერ შემოთავაზებული მეთოდოლოგია უნდა ჩაითვალოს დროულად და აქტუალურად.

1.1. მეორე რიგის ზედაპირების თანაკვეთა, როგორც ბერკეტული მექანიზმების წარმოქმნის გეომეტრიული აპარატი

ტექნიკის განვითარების თანამედროვე ეტაპზე გეომეტრიული ხასიათის ამოცანების ამოხსნა ხდება გრაფიკული ან ანალიზური მეთოდებითა და კომპიუტერული ტექნიკის გამოყენებით.

მათემატიკური თვალსაზრისით, ზედაპირის განმარტების ქვეშ იგულისხმება იმ წერტილთა სიმრავლე, რომელთა კოორდინატებს შორის შეიძლება დამყარდეს ფუნქციონალური დამოკიდებულებანი $F(X,Y,Z) = 0$ სახით, სადაც $F(X,Y,Z) - n$ ხარისხის მრავალწევრი-პოლინომია.

მსაზველობით გეომეტრიაში გეომეტრიული ფიგურები მოცემულია გრაფიკულად. ამიტომ მიზანშეწონილია ზედაპირი განხილულ იქნას, როგორც რაიმე წირის სივრცეში თანამიმდევრული გარკვეული კანონით გადაადგილების შედეგი.

მეორე რიგის ზედაპირს ისეთ ზედაპირს უწოდებენ, რომელიც დეკარტის სისტემის მიმართ გამოისახება მე-2 ხარისხის სამცვლადიანი ალგებრული განტოლებით. მისი ზოგადი სახეა:

$$Ax^2 + By^2 + Cz^2 + Dxy + Exz + Fyz + Gx + Hy + Lz + K = 0 \quad (1)$$

იმის მიხედვით, თუ როგორი მნიშვნელობა აქვს A, B, C, \dots, K კოეფიციენტებს, მივიღებთ ხვადასხვა სახის ზედაპირს.

მეორე რიგის ზედაპირები მეორე რიგის წირების ერთგვარ ანალოგს წარმოადგენენ, ამიტომ ისინი შეისწავლება იმავე მეთოდებით, როგორც მე-2 რიგის წირები.

როცა (1) განტოლების მარცხენა მხარე იშლება I ხარისხის ორ ნამდვილ მამრავლად, მაშინ ასეთ განტოლებას შეესაბამება ორი სიბრტყის ერთობლიობა. შესაძლებელია აგრეთვე, რომ (1) განტოლება იძლეოდეს ორ თანამთხვეულ სიბრტყეს, წერტილს ან წარმოსახვით გეომეტრიულ ადგილს. ასეთ შემთხვევას უწოდებენ მე-2 რიგის ზედაპირების გადაგვარებას.

თუ (1) განტოლება არ წარმოადგენს მე-2 რიგის ზედაპირის გადაგვარების ერთ-ერთ შემთხვევას, მაშინ კოორდინატთა სისტემის მოხერხებული შერჩევით აღნიშნული განტოლება შეიძლება დავიყვანოთ ერთერთ ჩვენთვის სასურველ სახეზე.

ზედაპირების ფორმების შესწავლის თვალსაზრისით იყენებენ კვეთის მეთოდს. შეისწავლიან განსახილავი ზედაპირის კვეთას რომელიმე საკოორდინატო სიბრტყის, მაგალითად xy სიბრტყის პარალელური სიბრტყეებით. ანალიზურად ეს ნიშნავს შემდეგ განტოლებათა სისტემის შედგენას:

$$F(x, y, z) = 0; \quad Z = n.$$

სადაც n ნებისმიერი მუდმივია. ზედაპირის ასეთი სიბრტყით კვეთა, ცხადია, წარმოადგენს წირს. სწორედ ასეთი წირების შესწავლით შეიძლება დავადგინოთ თვით ზედაპირის ფორმაც. ასევე შეისწავლება ზედაპირის კვეთა $x = n$ ან $y = n$ სიბრტყეებთან. განვიხილოთ ზოგიერთი მაგალითი.

მე-2 რიგის კონუსის უმარტივესი სახის განტოლებაა: $\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} - \frac{z^2}{c^2} = 0$

a, b, c დადებითი რიცხვებია. მივიღოთ $a \neq b$. თუ გადავკვეთთ $z = h$ სიბრტყით მივიღებთ ელიფსს.

$$\frac{x^2}{\frac{a^2 h^2}{c^2}} + \frac{y^2}{\frac{b^2 h^2}{c^2}} = 1$$

სადაც $\frac{ah}{c}$ და $\frac{bh}{c}$ ელიფსის ნახევარღერძებია

ადვილი შესამჩნევია, რომ ზემოთ აღნიშნული განტოლება არის კონუსური ზედაპირი, რომელიც აღნიშნულ ელიფსზე გადის და რომლის

წვერო კოორდინატა სათავეშია. როცა $a = b$ მაშინ მივიღებთ წრიულ კონუსს oz ღერძით.

ელიფსური პარაბოლოიდი. მისი უმარტივესი სახის კანონიკური განტოლებაა:

$$\frac{x^2}{q} + \frac{y^2}{p} = 2z$$

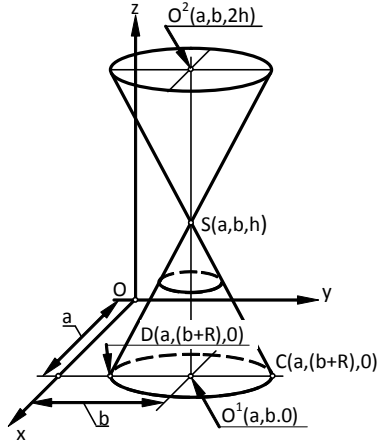
სადაც p და q დადებითი რიცხვებია. ამასთან, $p \neq q$ ეს განტოლება შეიცავს მხოლოდ x და y კოორდინატებს კვადრატებში, ამიტომ ზედაპირი სიმეტრიულია yoz და xoz სიბრტყეების მიმართ. თუ $x = 0$ და $y = 0$ სიბრტყეები გადაკვეთს განსახილველ ზედაპირს $y^2 = 2pz$ და $x^2 = 2qz$ პარაბოლებზე $z = h > 0$ სიბრტყით გადაკვეთა იძლევა ელიფსს.

$$\frac{x^2}{2qh} + \frac{y^2}{2ph} = 1 \quad \text{ნახევარღერძებით} \quad a\sqrt{2ph} \quad \text{და} \quad b\sqrt{2qh} \quad \text{ზედაპირი}$$

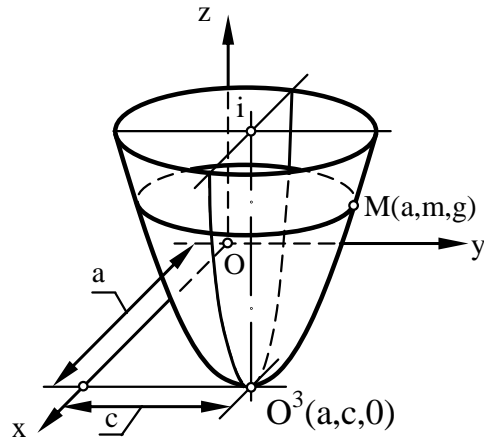
მოთავსებულია xoy სიბრტყის ზემოთ და გადის კოორდინატა სათავეზე, ე.ი. ელიფსური პარაბოლოიდი შეიძლება წარმოვიდგინოთ როგორც ზედაპირი, მიღებული იმ ელიფსების მოძრაობით, რომელთა სიბრტყეები xoy სიბრტყის პარალელურია და რომლებიც თავის თავის მსგავსი რჩებიან, ხოლო მისი წვეროები სრიალებენ ზემოთმოყვანილ პარაბოლებზე (ნახ. 2), როცა $a = b$ აღნიშნული ელიფსი წრეწირად გადაიქცევა და ზედაპირი $y^2 = 2pz$ პარაბოლის oz ღერძის გარშემო ბრუნვით მიიღება.

ბრუნვის კონუსი, (ნახ. 1) რომლის ფუძის ცენტრია $O_1(a, b, 0)$, წრეწირის რადიუსი R და წვერო $S(a, b, h)$ განისაზღვრება შემდეგი განტოლებით

$$\left. \begin{aligned} (x-a)^2 + (y-b)^2 &= \frac{R^2}{h^2} (z-h)^2 \\ z &= 2h \end{aligned} \right\} \quad (1)$$



ნახ. 1



ნახ. 2

აქ ყოველი ფიქსირებული z შეირჩევა $z = h_z \in [0, 2h]$ შუალედიდან oxy სიბრტყის პარალელური $z = h_z$ სიბრტყის კონუსთან გადაკვეთისას მიღებული წრეწირის რადიუსი R_z იქნება

$$R_z = \frac{R}{h} |h_z - h| \quad (2)$$

პარაბოლა, რომლის წვერო $O^3(a, c, 0)$ წერტილშია $x = a$ და oyz სიბრტყის პარალელურია განისაზღვრება განტოლებით: $2pz = (y - c)^2$.

პარაბოლის p პარამეტრის საპოვნელად საჭიროა ვიცოდეთ პარაბოლაზე მდებარე რომელიმე M წერტილის კოორდინატები.

მაგალითად $M = M(a, m, g)$, მაშინ $P = \frac{m - c}{2g}$ და

პარაბოლის განტოლება შემდეგ სახეს მიიღებს

$$z = \frac{g}{(m - c)^2} (y - c)^2 \quad (3)$$

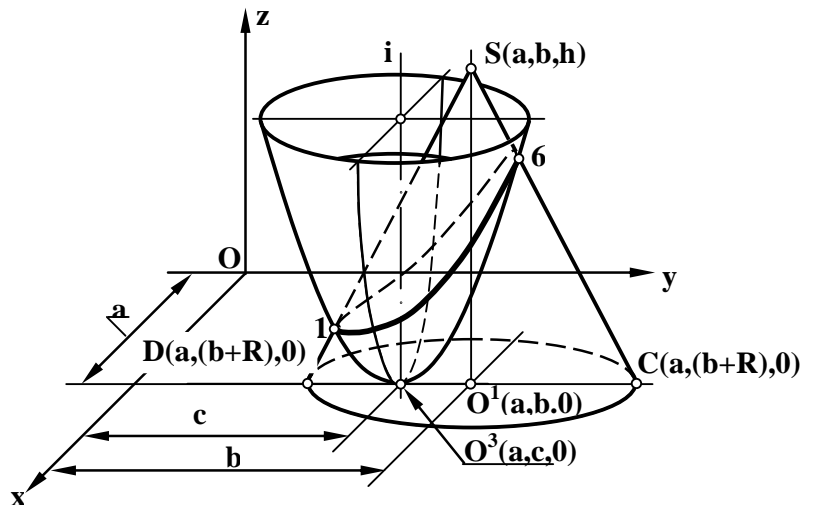
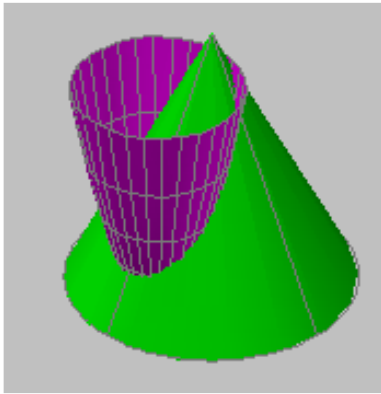
(3) განტოლებით განსაზღვრულ პარაბოლას, თუ ვაბრუნებთ O^3 წერტილზე გამავალი z ღერძის პარალელური სიმეტრიის i ღერძის გარშემო, მივიღებთ პარაბოლოიდას, რომლის განტოლება ჩაიწერება შემდეგი სახით

$$(x - a)^2 + (y - c)^2 = \frac{(m - c)^2}{g} \cdot z \quad (4)$$

(4)-ით განსაზღვრული პარაბოლოიდის oxy სიბრტყის პარალელურ $z = h_z \in [0; \infty)$ შუალედებში აღებული სიბრტყეებით კვეთები მოგვცემენ წრეწირებს, რომელთა განტოლებებია:

$$(x-a)^2 + (y-c)^2 = \frac{(m-c)^2}{g} \cdot h_z \quad (5)$$

$$R_i = |m-c| \cdot \sqrt{\frac{h_z}{g}} \quad (6)$$



ნახ. 3

xyz კოორდინატთა სისტემაში ავსოთ (1) და (4) განტოლებებით განსაზღვრული კონუსი და პარაბოლოიდი. დაგამყაროთ ფუნქციონალური დამოკიდებულება კონუსისა და პარაბოლოიდის მუდმივ და ცვლად პარამეტრებს შორის მათი ურთიერთკვეთის შემთხვევაში (ნახ. 3). ეს იმას ნიშნავს, რომ უნდა ამოვხსნათ განტოლებათა სისტემა

$$\left. \begin{aligned} (x-a)^2 + (y-b)^2 &= \frac{R}{h} (z-h)^2 \\ (x-a)^2 + (y-c)^2 &= \frac{(m-c)^2}{g} z \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

მივიღებთ

$$R^2(m-c)^4[(x-a)^2 + (y-b)^2] - R^2g^2\left[(x-a)^2 + (y-c)^2 - \frac{h(m-c)^2}{g}\right]^2 = 0; \quad (8)$$

(8) წარმოადგენს კონუსისა და პარაბოლოიდის ურთიერთკვეთის წირის გეგმილს oxy სიბრტყეზე. იგი მე-4 ხარისხის არაცხადი სახის ალგებრული განტოლებაა x -სა და y -ის ცვლადების მიმართ.

დავადგინოთ $z \in [0; h]$ და $z \in [h; +\infty)$ ინტერვალებიდან იმ $z = h_i$ მნიშვნელობების ცვალებადობის საზღვრები, რომლის დროსაც ადგილი ექნება კონუსისა და პარაბოლოიდის ურთიერთკვეთას.

ჯერ დავწეროთ $S(a, b, h)$ და $D(a, (b-R), o)$ წერტილებზე გამავალი მსახველის, აგრეთვე $S(a, b, h)$ და $C(a, (b+R), o)$ წერტილებზე გამავალი მსახველების განტოლებები.

$$SD \text{ მსახველისათვის} \quad z = \frac{h}{R}y + h - \frac{bh}{R} \quad (9)$$

$$SC \text{ მსახველისათვის} \quad z = \frac{-h}{R}y + \frac{(b+R)h}{R} \quad (10)$$

ამოგხსნათ შემდეგი სისტემები

$$\begin{cases} z = \frac{h}{R}y + h - \frac{bh}{R} \\ z = \frac{g}{(m-c)^2}(y-c)^2 \end{cases} \quad (11)$$

და

$$\begin{cases} z = -\frac{h}{R}y + \frac{h(b+R)}{R} \\ z = \frac{g}{(m-c)^2}(y-c)^2 \end{cases} \quad (12)$$

$$\frac{g}{(m-c)^2}y^2 - \left(\frac{2cg}{(m-c)^2} + \frac{h}{R}\right)y + \frac{c^2g}{(m-c)^2} + \frac{bh}{R} - h = 0 \quad (13)$$

$$D_{(13)} = \left(\frac{2cg}{(m-c)^2} + \frac{h}{R}\right)^2 - \frac{4g}{(m-c)^2} \left(\frac{c^2g}{(m-c)^2} + \frac{bh}{R} - h\right) \quad (14)$$

$$y_1 = \frac{\frac{2cg}{(m-c)^2} + \frac{h}{R} - \sqrt{D_{(13)}}}{\frac{2g}{(m-c)^2}}; \quad y_2 = \frac{\frac{2cg}{(m-c)^2} + \frac{h}{R} + \sqrt{D_{(13)}}}{\frac{2g}{(m-c)^2}}; \quad (15)$$

$$z_1 = \frac{h}{R} y_1 + h - \frac{bh}{R}; \quad z_2 = \frac{h}{R} y_2 + h - \frac{bh}{R} \quad (16)$$

$$\frac{g}{(m-c)^2} y^2 - \left(\frac{2cg}{(m-c)^2} - \frac{h}{R} \right) y + \frac{c^2 g}{(m-c)^2} - \frac{h(b+R)}{R} = 0; \quad (17)$$

$$D_{(17)} = \left(\frac{2cg}{(m-c)^2} - \frac{h}{R} \right)^2 - \frac{4g}{(m-c)^2} \left(\frac{c^2 g}{(m-c)^2} - \frac{h(b+R)}{R} \right); \quad (18)$$

$$y_3 = \frac{\frac{2cg}{(m-c)^2} + \frac{h}{R} - \sqrt{D_{(17)}}}{\frac{2g}{(m-c)^2}} \quad y_4 = \frac{\frac{2cg}{(m-c)^2} + \frac{h}{R} + \sqrt{D_{(17)}}}{\frac{2g}{(m-c)^2}} \quad (19)$$

$$z_3 = -\frac{h}{R} y_3 + \frac{h(b+R)}{R} \quad z_4 = -\frac{h}{R} y_4 + \frac{h(b+R)}{R} \quad (20)$$

ადვილი მისახვედრია, რომ როცა $z \in [0; h]$, მაშინ $h_i \in [z_1; z_4]$, ხოლო როცა $z \in [h; +\infty]$, მაშინ $h_i \in [z_2; z_3]$.

ახლა განვიხილოთ კერძო შემთხვევა (კომპიუტერზე აგებული ნახაზის შესაბამისი მონაცემებით):

კონუსისათვის: $a = 0, \quad b = 5, \quad R = 10, \quad h = 20$

პარაბოლისათვის: $a = 0, \quad c = 0, \quad m = 8, \quad g = 16, \quad p = 2$

ანგარიშის შედეგად მივიღებთ:

$$y_1 = 4 - \sqrt{56}, \quad y_2 = 4 + \sqrt{56} \quad z_1 = 18 - 2\sqrt{56} \approx 3 \quad z_2 = 18 + 2\sqrt{56}$$

$$y_3 = -4 - 2\sqrt{34} \quad y_4 = -4 + 2\sqrt{34} \quad z_3 = 34 + 2\sqrt{34} \quad z_4 = 38 - 4\sqrt{34} \approx 14,7$$

ახლა ვიპოვოთ $h_i = z \in [0; h]$ და $h_i = z \in [z_1; z_4]$ შუალედში კონუსისა და პარაბოლიდის ურთიერთკვეთის წირის წერტილების კოორდინატები. ამოვხსნათ განტოლებათა სისტემები იმ პირობით, რომ $z \in (z_1; z_4) = h_i$, მაშინ ყოველ ასეთი h_i -თვის მივიღებთ oxy სიბრტყის პარალელური $z = h_i$

სიბრტყის კონუსთან და პარაბოლოიდთან გადაკვეთისას მიღებულ წრეწირებს რადიუსებით

$$R_1 = \frac{R}{h}|h_i - h| \quad \text{და} \quad R_2 = |m - c| \sqrt{\frac{h_i}{g}} \quad (21)$$

$$\begin{cases} (x-a)^2 + (y-b)^2 = R_1^2 \\ (x-a)^2 + (y-c)^2 = R_2^2 \end{cases} \quad (22)$$

$$y^2 - 2by + b^2 - y^2 + 2cy - c^2 = R_1^2 - R_2^2$$

$$y = \frac{R_1^2 - R_2^2}{2(c-b)} + \frac{c+b}{2} \quad (23)$$

$$x_{12} = a \pm \sqrt{R_1^2 - \left(\frac{R_1^2 - R_2^2}{2(c-b)} + \frac{(c-b)^2}{2}\right)^2} \quad (24)$$

სადაც $|R_1| \geq \left| \frac{R_1^2 - R_2^2}{2(c-b)} + \frac{(c-b)^2}{2} \right|$

ამრიგად, თუ ეს უკანასკნელი პირობა დაკმაყოფილებულია კონუსსა და პარაბოლოიდს ექნებათ ურთიერთკვეთა $z = h_i$ სიბრტყეში ორ წერტილში $N_1(x_1, y, h_i)$ და $N_2(x_2, y, h_i)$.

ახლა ამოვხსნათ (7) განტოლებათა სისტემა ზემოთ მოყვანილი კონკრეტული მონაცემებისათვის:

$$\begin{cases} x^2 + (y-5)^2 = \frac{1}{4}(z-20)^2 \\ x^2 + y^2 = 4z \end{cases} \quad (25)$$

შევირჩიოთ $h_i = z \in [z_1; z_4]$ სადაც $z_1 = 18 - 4\sqrt{34} \approx 3$ $z_4 = 38 - 4\sqrt{34} \approx 14,7$

ავიღოთ $z = h_1 = 4$, მაშინ $25 \Rightarrow$

$$\begin{cases} x^2 + (y-5)^2 = 64 \\ x^2 + y^2 = 16 \end{cases} \quad \begin{cases} x^2 + y^2 - 10y + 25 = 64 \\ x^2 + y^2 = 16 \end{cases}$$

$$\Rightarrow 16 - 10y + 25 = 64 \Rightarrow y = -2,3$$

$$x^2 + y^2 = 16 \Rightarrow x^2 + 5,29 = 16 \Rightarrow x = \pm\sqrt{10,71} \approx 3,3$$

აღნიშნული მონაცემების ჩასმით (23) და (24)-ში მივიღებთ

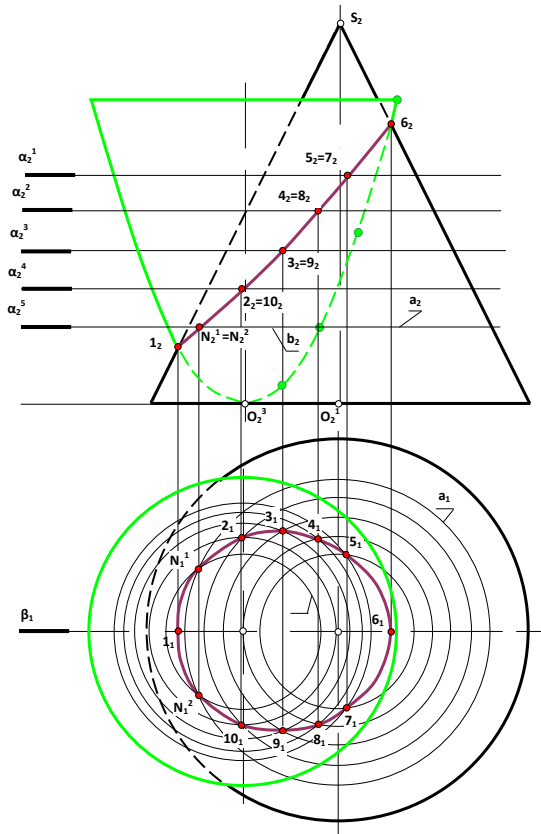
$$y = \frac{R^2_{kon} - R^2_{par}}{2(c-b)} + \frac{c+b}{2} = \frac{64-16}{2(0-5)} + \frac{0+5}{2} = -4.8 + 2.5 = -2,3$$

$$x_{12} = \pm \sqrt{64 - \left(\frac{64-16}{-10} + \frac{0-5}{2}\right)^2} = \pm \sqrt{64 - (-7,3)^2} = \sqrt{10,71} \approx \pm 3,3$$

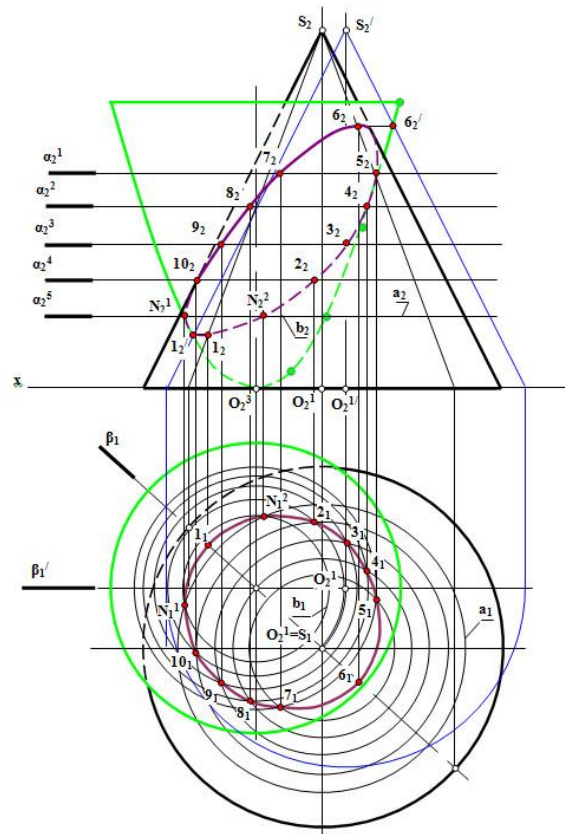
$$N_1(x_1, y, h_i) = N_1(-3,3; -2,3; 4)$$

$$N_2(x_2, y, h_i) = N_2(3,3; -2,3; 4)$$

ახლა იგივე ამოცანა გადავწყვიტოთ გრაფიკული მეთოდით. როგორც ცნობილია ნებისმიერი ორი გეომეტრიული ფიგურის საერთო წერტილების განსაზღვრა (გარდა ორი წრფისა და იმ შემთხვევისა, როცა ერთ-ერთი ფიგურა მაგეგმილებელია), მესამე გეომეტრიული ფიგურის დახმარებით ხორციელდება. თუ ერთ-ერთი ფიგურა მაგეგმილებელია, საერთო წერტილის, წრფის ან წირის (სივრცითი ან ბრტყელი) ერთი გეგმილი ეპიურზე განსაზღვრულია ყოველგვარი აგების გარეშე, ხოლო მეორე-მისი წრფის, სიბრტყის ან ზედაპირისადმი კუთვნილების პირობიდან გამომდინარე აიგება.



ნახ. 4



ნახ. 5

ბრუნვის პარაბოლოიდის გადაკვეთა ბრუნვის კონუსთან. თუ ბრუნვის ზედაპირების ბრუნვის ღერძები ურთიერთპარალელური წრფეებია, დამხმარედ ბრუნვის ღერძების პერპენდიკულარული სიბრტყეების გამოყენება იქნება უპრიანი, რადგან ასეთი სიბრტყეები ორივე ზედაპირებს წრეწირებზე გადაკვეთენ, ხოლო ბრუნვის ღერძების მაგეგმილებელი მდებარეობის შემთხვევაში კვეთაში მიღებული წრეწირები გეგმილთა სიბრტყეზე ნატურალური სიდიდით აისახებიან. (აქვე აღვნიშნოთ, რომ თუ ბრუნვის ღერძები მაგეგმილებელ წრფეებს არ წარმოადგენენ გეგმილების გარდაქმნის მეთოდების გამოყენებით შესაძლებელია მათი გეგმილთა სიბრტყეების მიმართ აღნიშნული მდებარეობარეობის წრფეებად გარდაქმნა).

განვიხილოთ ბრუნვის პარაბოლოიდის და ბრუნვის კონუსის (რომელთა ბრუნვის ღერძებიც Π_1 გეგმილთა სიბრტყის პერპენდიკულარულია) ურთიერთკვეთის წირის აგების მაგალითი (ნახ. 4). რადგან ზედაპირებს Π_2 სიბრტყის პარალელური საერთო სიმეტრიის სიბრტყე გააჩნიათ, კვეთის წირის ფრონტალური გეგმილის ხილვადი და უხილავი ნაწილები ერთმანეთს შეუთავსდება. კვეთის წირის მახასიათებელი წერტილები ორივე ზედაპირისათვის მთავარი მერიდიანის β სიბრტყეში იქნებიან მოთავსებული. β სიბრტყეში მდებარე ბრუნვის პარაბოლოიდის და კონუსის მთავარი მერიდიანები, რადგან $\beta || \Pi_2$ გეგმილთა სიბრტყისა, Π_2 -ზე ნატურალური სიდიდით აისახება. მათი ურთიერთკვეთა კი საძიებელი წირის 1 და 6 წერტილების ფრონტალურ 12 და 62 გეგმილებს მოგვცემენ. ჰორიზონტალური 11 და 61 გეგმილები კავშირის წრფეებით β_1 -ზეა აგებული. წირის ნებისმიერი შუალედური წერტილები Π_1 გეგმილთა სიბრტყის პარალელური $\alpha^1; \alpha^2; \dots; \alpha^5$ სიბრტყეების გამოყენებით მოიძებნება. მაგალითად: α^5 სიბრტყე ორივე ზედაპირს შესაბამისად a და b წრეწირებზე კვეთს. მათი ჰორიზონტალური გეგმილების (წრეწირების) ურთიერთკვეთა საძიებელი წერტილების ჰორიზონტალური N_1^1 და N_1^2 გეგმილებია. ფრონტალური გეგმილები α_2^5 -ზეა აგებული. კვეთის წირის ხილვადობა Π_1 გეგმილთა

სიბრტყეზე, კვეთაში მონაწილე ზედაპირების ხილვადობის გათვალისწინებით (ორივე ზედაპირი ხილვადია) ხილვადია.

ახლა მოვახდინოთ გრაფიკული და ანალიზური მეთოდებით მიღებული შედეგების სიზუსტის პროცენტული შეფასება

$$\delta_x = \left| \frac{x - \bar{x}}{x} \right| \cdot 100; \quad \delta_y = \left| \frac{y - \bar{y}}{y} \right| \cdot 100; \quad \delta_z = \left| \frac{z - \bar{z}}{z} \right| \cdot 100$$

შევადგინოთ h_i -ს შესაბამისი R_1 -ის, R_2 -ს და δ -ს ცვალებადობის ცხრილი (ცხრილი 1):

ცხრილი 1

№ რიგი	h_i	R_1	R_2	$\delta\%$		
				δ_x	δ_y	δ_z
1	4	8	4	2,1	1,4	0,02
2	6	7	4,899	1,42	0,8	0,01
3	8	6	5,674	0,95	0,6	0,02
4	10	5	6,32	1,12	1,1	0,01
5	12	4	6,93	1,7	0,75	0,01

ზემოაღნიშნული მასალის ანალიზის საფუძველზე შეგვიძლია გავაკეთოთ შემდეგი დასკვნები:

1. გეომეტრიული ხასიათის ამოცანების ამოხსნა შეიძლება როგორც ანალიზური, ისე გრაფიკული მეთოდით;
2. ანალიზური მეთოდით კვლევის დროს შეგვიძლია შედეგი მივიღოთ წინასწარ დასახული ნებისმიერი სიზუსტით. კვლევის ამ მეთოდის უარყოფით მხარედ ითვლება საანგარიშო ფორმულების სირთულე, რაც აძნელებს მათემატიკურ გამოთვლებს;
3. გრაფიკული მეთოდი ხასიათდება სიმარტივითა და თვალსაჩინოებით, მაგრამ შედეგს ვღებულობთ ნაკლები სიზუსტით, ის

დამოკიდებულია მსაზველის კვალიფიკაციაზე და არ შეგვიძლია შევაფასოთ სიზუსტის ხარისხი, თუმცა საინჟინრო ამოცანების გადასაწყვეტად სავსებით მისაღებია.

ზემოთ აღნიშნული კვლევის მეთოდების უარყოფითი მხარეები, სრულიად მარტივად შეიძლება გამოსწორებული იქნას, კომპიუტერული პროგრამების გამოყენების საშუალებით.

აღნიშნული მეთოდების დადებითი და უარყოფითი მხარეები განსაზღვრავენ მათი გამოყენების არეებს.

12. ბრტყელი და სივრცითი მექანიზმების სტრუქტურული ანალიზისა და სინთეზის საკითხები

ბრტყელი და სივრცითი სახსრული მექანიზმები ფართოდ გამოიყენება მანქანებსა და ხელაწყოდანადგარების კონსტრუქციებში.

სახსრული მექანიზმების დაპროექტებასთან დაკავშირებულ საკითხებთან სისტემური მიდგომა გულისხმობს:

1. მექანიზმის სტრუქტურული სქემის შერჩევის დროს წინასწარ იქნას გათვალისწინებული სხვადასხვა მოდიფიკაციის სტრუქტურის მექანიზმების პოტენციური ფუნქციონალური შესაძლებლობები, რომლის რეალიზაციაც ხდება შემდგომში კინემატიკური სინთეზის ეტაპზე.
2. მექანიზმის კინემატიკური სინთეზი ხორციელდება მექანიზმის პროექტირების მთელს ეტაპზე ტექნიკური დავალების ყველა პირობის გათვალისწინებით. რაც გულისხმობს ყოველგვარ კონსტრუქციულ და კინემატიკურ შეზღუდვებს და ასევე მოძრაობის გადაცემის ხარისხის კრიტერიუმებს.
3. კინემატიკური ანალიზი განიხილება არა როგორც მხოლოდ კვლევის ერთ-ერთი ეტაპი სინთეზირებული მექანიზმისა, არამედ როგორც პროცედურა, რომელიც მრავალჯერადად გამოიყენება

მექანიზმის ოპტიმიზაციის ან ანალიტიკურ-ოპტიმიზაციის სინთეზის დროს.

მექანიზმის სქემა შეიძლება გამოსახული იქნას შემავალი რგოლის მდებარეობის შესაბამისად, მაგრამ ამ დროს აუცილებლად გათვალისწინებული უნდა იყოს აწყოების პროცესი. გამოკვლეულია ამ პრობლემის მხოლოდ ზოგიერთი ასპექტი, რომლის გამოყენებაც შესაძლებელია კონკრეტული მექანიზმების სტრუქტურულ სქემებში, ხოლო ზოგადი თეორიული სახის კვლევა ამ მიმართულებით პრაქტიკულად არ განხორციელებულა.

მექანიზმების სტრუქტურული ანალიზთან და სინთეზთან დაკავშირებული ამოცანების გადასაწყვეტად პირველ რიგში საჭიროა განხილულ იქნას ბრტყელი სახსრული, ასევე საივრცითი, კერძოდ სფერული მექანიზმის აწყოების ზოგადი მეთოდური საკითხები.

ასევე საჭიროა განხილულ იქნას სახსრული მექანიზმების მოძრაობის გადაცემის ხარისხის კრიტერიუმები. ამ კრიტერიუმების განსაზღვრა აუცილებელია, რათა დადგინდეს მექანიზმის მუშაობის შესაძლებლობა, მისი სტრუქტურული ანალიზისა და სინთეზის ეტაპზე. ამ კრიტერიუმებს აქვთ სუფთა გეომეტრიული ხასიათი, რადგან დამოკიდებულებები არიან მხოლოდ კინემატიკური სქემის მუდმივი პარამეტრებისა და მექანიზმის განზოგადოებული კოორდინატის მნიშვნელობებზე. საწყის ეტაპზე გადაცემის კრიტერიუმების დასაშვები მნიშვნელობების შემთხვევაში უკვე შესაძლებელი იქნება სტრუქტურულად მომუშავე მექანიზმის პროექტირება, ხოლო პროექტირების შემდგომ ეტაპზე გამოიყენება უკვე სხვა შესაბამისი კრიტერიუმები.

როგორც ცნობილია, არსებობს ბრტყელი სახსრული მექანიზმების სტრუქტურული კლასიფიკაციის სხვადასხვა პრინციპები, მათ შორის ძირითადად შესაძლებელია მიჩნეული იყოს ასსურისა და გრიუბლერის პრინციპები.

ასსურის პრინციპი მდგომარეობს შემდეგში: შემავალ რგოლსა და დგარს უერთდება რგოლების ნულოვანი ჯგუფი. ჩვენ განხილული გვაქვს ასსურის ნულოვანი ჯგუფების შემცველი მექანიზმები, რომლებიც შეიცავენ

მეხუთე კლასის კინემატიკურ წყვილებს ამიტომ $W_{\Sigma}=3n-2P_{\Sigma}$, სადაც n –არის რგოლების რიცხვი, ხოლო P_{Σ} –კი მეხუთე კლასის კინემატიკური წყვილების რაოდენობა.

რაც შეეხება გრიუბლერის პრინციპს იგი ეფუძნება კინემატიკური ჯაჭვის ჩაკეტილობის ცნებას. მექანიზმის კლასიფიკაცია, წარმოქმნილი გრიუბლერის პრინციპით, იწვება კინემატიკური ჯაჭვების კლასიფიკაციით.

კინემატიკური ჯაჭვის კლასიფიკაცია შეიცავს სხვადასხვა კლასის კინემატიკურ წყვილებს, რომელთა მოძრაობის ხარისხიც შეესაბამება მათგან შემდგარი მექანიზმის და ჯაჭვის თავისუფლების ხარისხს.

არტობლებსკისა და ბარანოვის კლასიფიკაცია ეყრდნობა ასსურის პრინციპს.

მოძრაობის გარდაქმნის და სიმძლავრის გადაცემისთვის თანამედროვე ტექნიკაში გამოიყენება სხვადასხვა სახის ბრტყელი და სივრცითი ბერკეტული მექანიზმები. ბრტყელი მექანიზმები უკვე საფუძვლიანად არის შესწავლილი ანალიზის სინთეზის, სისტემატიზაციის თვალსაზრისით; ზოგიერთი შეზღუდვებით, ეს ეხება სფერულ მექანიზმებსაც. სამეცნიერო-ტექნიკურ ლიტერატურაში იზრდება სივრცითი მექანიზმების ფუძემდებლური ნაშრომების რიცხვი. ამ მექანიზმების გამოყენების სფერო მტკიცედ ფართოვდება ტექნიკის თითქმის ყველა დარგში. ეს აიხსნება იმით, რომ ამგვარი მექანიზმები გაცილებით ზუსტად ასახავენ მდებარეობის მოცემულ ფუნქციას, ვიდრე ბრტყელი გადამცემი მექანიზმების სისტემა; ისინი უფრო კომპაქტურია, მარტივი და საიმედო მუშაობისას, და უმეტეს შემთხვევაში მოხერხებული კონსტრუქციების შექმნის საშუალებას იძლევიან.

სივრცითი ბერკეტული მექანიზმები წარმოადგენენ ღეროვანი სისტემების შემდგომ ბუნებრივ განზოგადებას სამგანზომილებიან სივრცეში და გამოიყენება მყარი სხეულის სივრცითი მოძრაობის გარდასაქმნელად. სივრცითი ბერკეტული მექანიზმები ფლობენ უდავოდ უნიკალურ შესაძლებლობებს სხვადასხვა სახის მექანიკური მოძრაობის აღწარმოებაში. განსაკუთრებით მნიშვნელობა სივრცით ბერკეტულ მექანიზმებს ენიჭებათ

ტექნიკის ისეთ თანამედროვე დარგებში, როგორებიცაა რობოტების და მანიპულატორების კონსტრუირება და წარმოება, რომელთა ერთ-ერთ ძირითად შემადგენელ ნაწილსაც თავად წარმოადგენენ.

თუმცა, რგოლების სავარაუდო მოძრაობების მრავალფეროვნებას და სირთულეს, მათ უზარმაზარ სტრუქტურულ მრავალსახეობას, კინემატიკური წყვილების კონსტრუქციასთან დაკავშირებულ მრავალ თავისებურებებს, მივყავართ იმ დასკვნამდე, რომ სივრცითი მექანიზმების თეორია XX საუკუნის დასაწყისამდე პრაქტიკულად არ არსებობდა.

პირველად მსოფლიოში, აკადემიკოს ი.ი. არტობოლევსკის ნაშრომში შემუშავებული იყო სივრცითი მექანიზმების სტრუქტურა და სისტემატიკა. მანვე ასევე შეიმუშავა უდაბალესი კინემატიკური წყვილების მქონე სივრცითი ბერკეტული მექანიზმების გრაფიკული და გრაფო-ანალიზური მეთოდები.

სივრცითი ბერკეტული მექანიზმების კვლევისას განსაკუთრებული ყურადღება უნდა დაეთმოს პარამეტრების დადგენას, რომლებიც იმ ღერძების მდგომარეობას განსაზღვრავენ, რომლის მიმართაც ხდება რგოლების მექანიზმის ბრუნვა ან გადაადგილება (ან ორივე ერთად).

თუ რგოლის თავისუფლების ხარისხს წარმოვიდგენთ როგორც ზოგიერთი ღერძის გარშემო ბრუნვის ან ამ ღერძების გასწვრივ გადაადგილების შესაძლებლობას, მაშინ ყველა კლასის კინემატიკური წყვილები, ამ ღერძების რაოდენობის გათვალისწინებით, შეიძლება დაიყოს ერთღერძიანებად, ორღერძიანებად და ა.შ.

ორი გადაჯვარედინებული ღერძის განლაგება სივრცეში განისაზღვრება ორი ძირითადი პარამეტრით:

1. მანძილი - ღერძებს შორის უმოკლესი მანძილი h , (საერთო პერპენდიკულარის სიგრძე);
2. გადაჯვარედინების კუთხე γ .

კინემატიკური წყვილების ღერძების განლაგების მიხედვით, ანუ გადაჯვარედინების მანძილის h და გადაჯვარედინების კუთხის γ

მნიშვნელობის მიხედვით, ვლებულობთ ბრტყელ, სფერულ და სივრცით მექანიზმებს;

ასე მაგალითად,

თუ $h \geq 0$ და $\gamma = 0$ მივიღებთ ბრტყელ მექანიზმს;

თუ $h = 0$ და $\gamma > 0$ - სფერულს;

თუ $h > 0$ და $\gamma > 0$ - სივრცითს.

თუ ბრტყელ ბერკეტულ მექანიზმებში რგოლების შეერთება შესაძლებელია მხოლოდ მეხუთე და მეოთხე კლასის კინემატიკური წყვილების მეშვეობით, მაშინ სივრცით მექანიზმებში ამ მიზნებისათვის არსებობს ყველა კლასის კინემატიკური წყვილების გამოყენების შესაძლებლობა. სწორედ ეს გახლავთ სივრცითი მექანიზმების უპირატესობა ბრტყელთან შედარებით.

როგორც ცნობილია, მექანიზმების პროექტირებისას განასხვავებენ შემდეგ ეტაპებს:

1. მექანიზმის სქემის სტრუქტურული პროექტირება;
2. მექანიზმის კონსტრუქტიული ელემენტების და ზომების პროექტირება.

ამავე ეტაპებს გადის კინემატიკური წყვილების პროექტირება, რომელიც ითვალისწინებს სტრუქტურული, მეტრული და კონსტრუქტიული ელემენტების და ზომების შემუშავებას. რგოლების კინემატიკურ წყვილებში შეერთების საშუალებები ან კინემატიკურ წყვილებში შემავალი რგოლების გეომეტრიული ელემენტების ურთიერთკავშირი მრავალფეროვანია. ამიტომ კინემატიკური წყვილების კვლევა მათი სტრუქტურული ნიშნების თვალსაზრისით დაიყვანება შემხები ზედაპირების გეომეტრიული ფორმების კვლევაში.

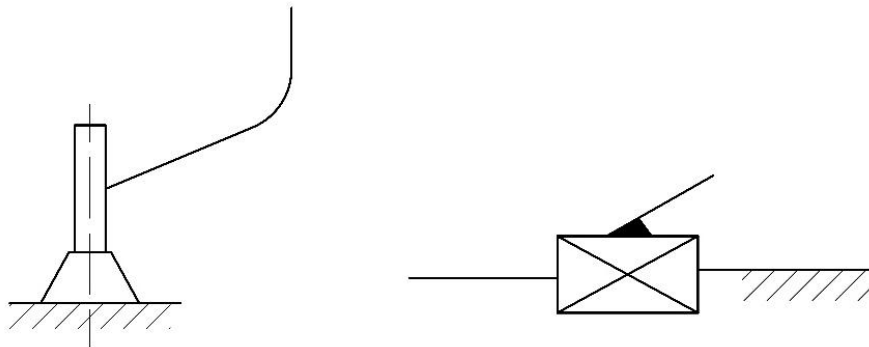
დიდი ყურადღება ეთმობა კინემატიკური წყვილების კლასიფიკაციას და მათ კონსტრუქტიულ გაფორმებას. ამ თეორიის განვითარებაში უდიდესი წვლილი შეიტანეს მეცნიერებმა ხ.ი. გოხმანმა (რომელმაც გამოაქვეყნა თავისი ნაშრომი 1890 წელს), აკადემიკოსმა ი.ი. არტობოლევსკიმ, აგრეთვე სხვა მეცნიერებმა.

თვალსაზრისითვის და მექანიზმების გამოსახულების და კინემატიკური მიზნების გამარტივებისთვის, იყენებენ კინემატიკური

წყვილების და რგოლების პირობით გამოსახულებებს, რომლებმაც უკვე მოიპოვეს საყოველთაო აღიარება.

მსგავს გამოსახულებებში გათვალისწინებულია მექანიზმების მხოლოდ ის მუდმივი გეომეტრიული მახასიათებლები, რომელთა შეცვლა გამოიწვევს მათი რგოლების მოძრაობის კანონის შეცვლას.

ყველაზე მარტივად ითვლება ორრგოლიანი მექანიზმი, რომელსაც ასევე საწყის მექანიზმს უწოდებენ. ასეთი მექანიზმები ერთი მოძრავი რგოლით და ერთი წყვილით, რომელშიც მოძრავი რგოლი დაკავშირებულია უძრავ რგოლთან, ასსურის კლასიფიკაციის მიხედვით წარმოადგენს პირველი კლასის პირველი რიგის მექანიზმს (ნახ. 6).



ნახ. 6

თანამედროვე მანქანათმშენებლობაში გამოიყენება სხვადასხვა ოჯახის მექანიზმები. აკადემიკოს ი.ი. არტობოლევსკის კლასიფიკაციის მიხედვით, ნულოვან ოჯახს მიეკუთვნებიან ისეთი კინემატიკური წყვილებისგან შემდგარი მექანიზმები, რომლებიც რგოლების მოძრაობაზე არ ანხორციელებენ საერთო ბმის პირობებს.

ვ.ვ. დობროვოლსკიმ გამოიყვანა მექანიზმების საერთო სტრუქტურული ფორმულა, რომელიც საშუალებას იძლევა მივიღოთ სხვადასხვა ოჯახის შესაბამისი ფორმულები.

ფორმულა შემდეგნაირად გამოიყურება:

$$W = (6 - m)n - \sum_{K=m+1}^{K=5} (K - m)P_k \quad (26)$$

სადაც m - არის მექანიზმის რგოლების მოძრაობაზე განხორციელებული საერთო ბმათა რიცხვი, რომლებიც თანმიმდევრულად ღებულობენ $m = 0, 1, 2, 3$ და 4 მნიშვნელობას.

K - კინემატიკური წყვილის კლასის ნომერი, რომელიც ბმათა რიცხვით განისაზღვრება:

$$K = 5, 4, 3, 2, 1;$$

შესაბამისად ნულოვანი ოჯახის მექანიზმებისთვის $m = 0$, ე.ი. გაშლილი სახით მივიღებთ სომოვი-მალიშევის ცნობილ ფორმულას:

$$W = 6n - 5P_5 - 4P_4 - 3P_3 - 2P_2 - P_1 \quad (27)$$

თუ მექანიზმის შემადგენლობაში შემავალი რგოლები ერთმანეთთან დაკავშირებულია მხოლოდ მეხუთე კლასის კინემატიკური წყვილებით, და თუ წინასაწარ ვიცით, რომ მოძრაობის ხარისხი უდრის ერთს, მაშინ:

$$W = 6n - 5P_5 = 1 \quad (28)$$

აქედან,

$$n = \frac{5P_5 + 1}{6} \quad (29)$$

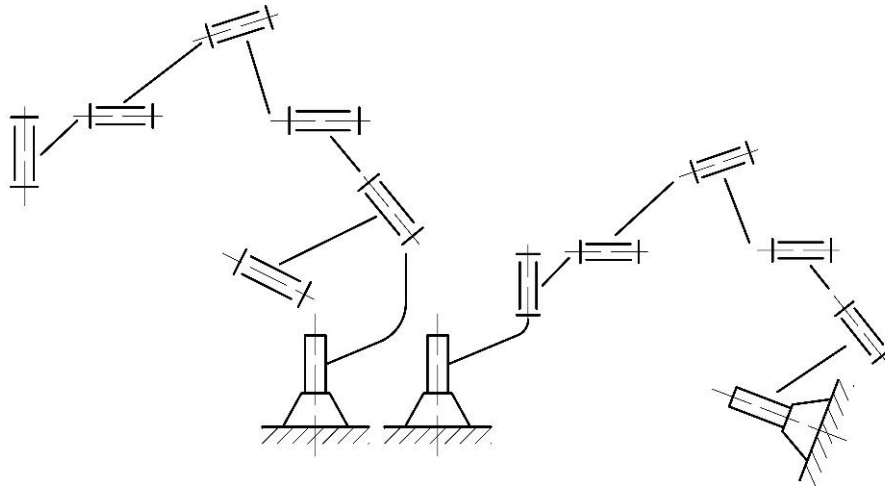
თუ $P_5 = 1$, მაშინ $n = 1$ და მივიღებთ საწყის მექანიზმს (ნახ. 6)

საწყის მექანიზმთან მისაერთებელი ჯგუფის თავისუფლების სხარისხი უნდა გავუტოლოთ ნულს:

$$W_{\text{ჯგ}} = 6n - \sum_{K=1}^{K=5} KP_k = 0 \quad (30)$$

აქედან

$$n = \frac{\sum_{k=1}^{k=5} KP_k}{6} \quad (31)$$



ნახ. 7

იმ შემთხვევაში, თუ მისაერთებელ ჯგუფებში შემავალი რგოლები ასრულებენ ერთ-ერთ შესაძლო მოძრაობას, შერჩეული კოორდინატთა სისტემის დერძების მიმართ, ე.ი. რგოლები დაკავშირებული არიან ერთმანეთთან მეხუთე კლასის კინემატიკური წყვილებით,

მაშინ $K=5$;

ამიტომ $n = \frac{5P_5}{6}$

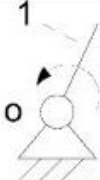
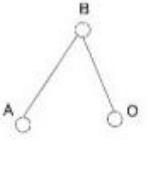
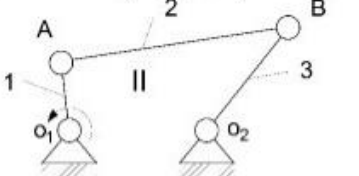
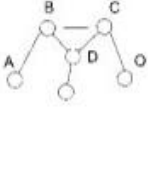
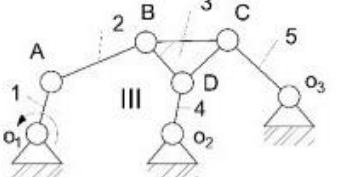
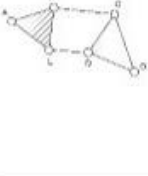
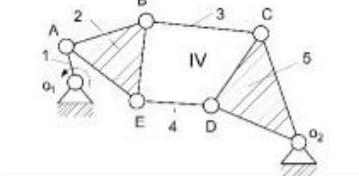
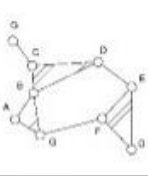
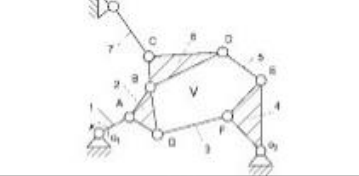
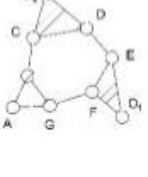
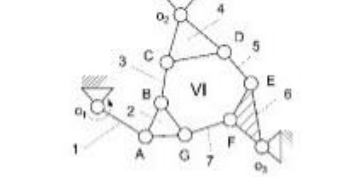
თუ $P_5=6$,

მაშინ $n=5$.

საწყის მექანიზმთან მისაერთებელი უმარტივესი სახის ჯგუფი ნულოვანი ოჯახის მექანიზმებისთვის, წარმოდგენილია მე-7 ნახაზზე. აქვე ნახვენებია საწყისი მექანიზმი (ნახ. 7) და შესაბამისი შვიდრგოლიანი მექანიზმი.

სივრცით ბერკეტულ მექანიზმებში არის ყველა კლასის კინემატიკური წყვილების გამოყენების შესაძლებლობა. რადგანაც გარკვეულია საწყის მექანიზმთან მისაერთებელი ჯგუფის რგოლების რაოდენობა, მაშინ ცხადია, რომ სამრგოლიანი, ოთხრგოლიანი, ხუთრგოლიანი, და ა. შ. მექანიზმების მისაღებად, შესაბამისად, შერჩეულ უნდა იქნას სხვადასხვა კლასის კინემატიკური წყვილები. ბრტყელი ბერკეტული მექანიზმებისათვის შედგენილია ცხრილი 2.

ცხრილი 2.

<u>მექანიზმის რუკლთა რაოდენობა</u>	<u>მექანიზმის ნულოვანი ჯგუფები</u>	<u>მექანიზმის სქემა</u>	<u>მექანიზმის კლასი</u>	<u>თავი სეზურება</u>
<u>ორი</u>	-		<u>პირველი კლასი</u>	ერთი საყრდენი წერტილი
<u>ოთხი</u>			<u>მეორე კლასი</u>	ორი საყრდენი წერტილი
<u>ექვსი</u>			<u>მესამე კლასი</u>	სამი საყრდენი წერტილი
<u>ექვსი</u>			<u>მეოთხე კლასი</u>	ორი საყრდენი წერტილი
<u>რვა</u>			<u>მეხუთე კლასი</u>	სამი საყრდენი წერტილი
<u>რვა</u>			<u>მეექვსე კლასი</u>	სამი საყრდენი წერტილი

13. ბრტყელი და სივრცითი მექანიზმების კვლევის ალგორითმების შედგენის საერთო პრინციპები

მანქანებისა და ხელსაწყოების კონსტრუქციებში, გამოყენებულია სხვადასხვა კლასისა და რიგის ბერკეტული მექანიზმები. ჩვენს მიერ აღწერილია პრაქტიკულად ნებისმიერი ერთი მოძრაობის ხარისხისა და ზედმეტი (ჭარბი, პასიური) ბმების გარეშე ბერკეტული მექანიზმების კინემატიკური ანალიზის ერთიანი ალგორითმი. გამოსაკვლევი მექანიზმის სტრუქტურისაგან დამოუკიდებლად უნდა შესრულდეს შემდეგი შეზღუდვის პირობები:

1. მექანიზმის შემავალი რგოლი დგარს უერთდება მეხუთე კლასის ბრუნვითი კინემატიკური წყვილით;
2. მექანიზმის შემადგენელი თითოეული რგოლი სხვა რგოლებთან მიერთებისას ქმნის არა უმეტეს სამ კინემატიკურ წყვილს.

ზემოთ აღნიშნული ალგორითმის საფუძველზე შემუშავებულია უნივერსალური სისტემური კომპიუტერული პროგრამა **Autodesk Inventor-ი**, რომელიც განკუთვნილია ბერკეტული მექანიზმების სტრუქტურული და კინემატიკური კვლევისათვის.

მექანიზმების ანალიზი სრულდება, შემავალი რგოლის შემობრუნების კუთხის რგოლის φ_1 –ის თანმიმდევრული მნიშვნელობების შესაბამისად.

ბერკეტულ მექანიზმებში რგოლების ზომები ისე უნდა იყოს შერჩეული, რომ ვღებულობდეთ რეალურ მექანიზმებს, წინააღმდეგ შემთხვევაში სისტემური კომპიუტერული პროგრამა **Inventor-ი** მოახდენს რეაგირებას და მექანიზმი შექვევტს მოძრაობას.

მექანიზმის კინემატიკური კვლევის დროს საჭიროა შემავალი რგოლის მოცემული მოძრაობის კანონების მიხედვით განისაზღვროს მექანიზმის შემადგენელი ყველა რგოლის მოძრაობა.

კინემატიკური ანალიზის ძირითადი ამოცანებია:

1. ბრტყელი და სივრცითი მექანიზმის რგოლების მდებარეობისა და ცალკეული წერტილის ტრაექტორიების განსაზღვრა;
2. წრფივი და კუთხური სინქარებისა და აჩქარებების განსაზღვრა (ხდება კინემატიკური კვლევის შემდგომ ეტაპზე, ცნობილი მეთოდების გამოყენებით).

სადისერტაციო ნაშრომში, სტრუქტურული და კინემატიკური ანალიზისა და სინთეზისათვის შედგენილია სამრგოლა, ოთხრგოლა, ხუთრგოლა და მაღალი კლასის სახსრული მექანიზმების შესაბამისი ალგორითმი კომპიუტერული პროგრამების გამოყენებით.

სადისერტაციო ნაშრომში მოცემულია ბრტყელი და სივრცითი გეომეტრიული ამოცანების შინაარსისა და გაანგარიშების თანმიმდევრობა, დასმული ამოცანების გაანგარიშების ალგორითმებისა და შესაბამისი სქემების შედგენის მეთოდთა, მიღებული შედეგების ანალიზი და მათი მომზადება დაპროექტების შემდგომი ეტაპისათვის.

არსებული სამეცნიერო ნაშრომების ანალიზის საფუძველზე, აუცილებელია გადჭრილი იქნას ერთი და ორი მოძრაობის ხარისხის მქონე ბრტყელი და სივრცითი მექანიზმების სტრუქტურულ, კინემატიკურ ანალიზთან და სინთეზთან დაკავშირებული ამოცანების ამოხსნის მეთოდები.

ტექნიკის განვითარების თანამედროვე ეტაპზე ინტერესს იწვევს სახსრული მექანიზმების აწეობის პროცესი. გამოკვლეულია ამ პრობლემის მხოლოდ ზოგიერთი ასპექტი, რომლის გამოყენებაც შესაძლებელია კონკრეტული მექანიზმების სტრუქტურულ სქემებში, ხოლო ზოგადი თეორიული სახის კვლევა ამ მიმართულებით პრაქტიკულად არ განხორციელებულა.

რადგან მაღალი კლასის ბრტყელი და სივრცითი ბერკეტული მექანიზმების კინემატიკური ანალიზისა და სინთეზის საკითხები დღემდე არ არის სათანადო სიღრმით შესწავლილი, ამიტომ ჩვენს მიერ შემოთავაზებული მიდგომა, შეიძლება გამოყენებულ იქნას ინჟინერ-კონსტრუქტორების მიერ და დანერგილი იქნას პრაქტიკაში.

თავი II შედეგები და განსჯა

2. ბერკეტული მექანიზმების სტრუქტურული სინთეზის პროცესის ოპტიმიზირება Autodesk-ის კომპიუტერული სისტემური პროგრამების AutoCAD-ისა და Inventor-ის გამოყენებით

მექანიზმების სინთეზის ნებისმიერი ამოცანა შესაძლებელია დაყვანილ იქნას სინთეზის ისეთი პარამეტრების მოძებნაზე, რომლის დროსაც სრულდება შეზღუდვები, ხოლო მიზნობრივ ფუნქციას გააჩნია მინიმალური მნიშვნელობა. თუ მიზნობრივი ფუნქციის ოპტიმალური მნიშვნელობა შეესაბამება მის მაქსიმალურ მნიშვნელობას, მაშინ გამოიყენება შეზღუდვები მნიშვნელობები, ამ შემთხვევაში ყოველთვის შესაძლებელია მაქსიმუმის განსაზღვრის ამოცანის დაყვანა მინიმუმის განსაზღვრის ამოცანად.

სინთეზის საძიებელი პარამეტრების მცირე რაოდენობის შემთხვევაში, პარამეტრების მიზნობრივი ფუნქციის მინიმუმის განმსაზღვრელი პირობები შესაძლებელია მივიღოთ რამოდენიმე ცვლადის ფუნქციის ექსტრიმუმის ცნობილი პირობებიდან გამომდინარე. სინთეზის პარამეტრების დიდი რაოდენობის შემთხვევაში ამოცანა ანალიზური მეთოდით არ ამოიხსნება. ამიტომ იძულებული ვართ საძიებელი პარამეტრები განვსაზღვროთ მექანიზმების სხვადასხვა ვარიანტების ან შემთხვევითი შერჩევით, ან მიზანმიმართული შერჩევით. ასეთი შესაძლებლობა ფაქტიურად გამოჩნდა ელექტრო გამომთვლელი მანქანების გამოჩენის შემდეგ. მითუმეტეს ამ ნაკლის გამოსწორება შესაძლებელია თანამედროვე კომპიუტერული პროგრამების გამოყენებით.

შევთანხმდეთ, რომ მექანიზმის სინთეზის ოპტიმიზაციას ვუწოდებთ, სინთეზის გამომავალი პარამეტრების განსაზღვრას, მიზნობრივი ფუნქციის მინიმუმის პირობიდან გამომდინარე. აგრეთვე გასათვალისწინებელია მექანიზმის სტრუქტურულ და მეტრულ

პარამეტრებთან დაკავშირებული შეზღუდვები. პარამეტრების დიდი რაოდენობის არსებობის შემთხვევაში ოპტიმიზირება ყოველთვის ხორციელდება ელექტრო გამომთვლელი მანქანების გამოყენებით და დაიყვანება სინთეზის პარამეტრების კომბინაციაზე. ახლა უკვე შესაძლებელია ოპტიმიზაციის მეთოდები, დაყვანილ იქნას სამ ჯგუფად:

1. შემთხვევითი ძიება;
 2. მიზანმიმართული ძიება;
 3. კომბინირებული ძიება.
- შემთხვევითი ძიების მეთოდი, რომელსაც აგრეთვე მონტე-კარლოს მეთოდსაც უწოდებენ ეფუძნება იმას, რომ ცალკეული პარამეტრების შერჩევას კვლევათა ჩატარების ერთიდაიგივე რაოდენობის შემთხვევაში, მიღებული შედეგების ალბათობა ოპტიმალურთან შედარებით, შემთხვევითი ძიების დროს უფრო მაღალია ვიდრე, მუდმივი ინტერვალით თანმიმდევრულად გადათვლის დროს.
 - მიუხედავად იმისა, რომ თანამედროვე ელექტრო გამომთვლელი მანქანები, მექანიზმების ერთმანეთთან შედარების ასიათასობით ვარიანტებს იძლევიან, მაინც საჭიროა შევეცადოთ გამოთვლების შრომატევადობის შემცირებას. მექანიზმების დაპროექტების პროცესის გაიაფების თვალსაზრისით, შრომატევადობის შემცირება შეიძლება მიღწეულ იქნას მიზანმიმართული ძიების გამოყენებით, ანუ სინთეზის საძიებელი პარამეტრების ისეთი შერჩევა, რომლის დროსაც პარამეტრების ერთი კომბინაციიდან გადასვლა მეორეზე ხდება არა შემთხვევით არამედ მიზანმიმართულად, მიზნობრივი ფუნქციის შემცირების მიზნით.
 - ზემოთ განხილული ორივე მეთოდი ხასიათდება ძალიან დიდი მოცულობის გამოთვლებით, და ამიტომ მიმართავენ კომბინირებული ძიების მეთოდს, რომელიც აერთიანებს ზემოთ აღნიშნული მეთოდების დადებით მხარეებს.

ზემოაღნიშნული მასალის ანალიზიდან გამომდინარე, ბერკეტული მექანიზმების სტრუქტურული სინთეზის პროცესი წარმოადგენს მეტისმეტად

რთულ კომპლექსურ პრობლემათა ერთიანობას. მეცნიერები ცდილობენ დაამუშაონ სხვადასხვა ეფექტური მეთოდი, ბრტყელი და სივრცითი ბერკეტული მექანიზმების პროექტირების პროცესის ოპტიმიზირებისათვის. სწორედ ასეთ მეთოდს მიეკუთვნება Autodesk-ის თანამედროვე მოქნილი კომპიუტერული სისტემური პროგრამები AutoCAD-ი და Inventor-ი. ამ პროგრამების შესაძლებლობების გამოყენება საშუალებას გვაძლევს, კვლევები ჩავატაროთ უშუალოდ მოდელზე, რაც ბერკეტული მექანიზმების სტრუქტურული სინთეზის პროცესის ოპტიმიზირების მყარ საფუძველს იძლევა. ამავე დროს შესაძლებელია სასურველი სიზუსტის მიღწევაც და რაც უფრო მნიშვნელოვანია, შესაძლებელია მონიტორზე ვიზუალურად თვალი ვადევნოთ თითოეული რგოლის არა მარტო გადაადგილებას არამედ მარტივად ავაგოთ ტრაექტორიები და განვსაზღვროთ მექანიზმის ნებისმიერი წერტილის კოორდინატები.

წინამდებარე ნაშრომში, ნულოვანი ოჯახის სამ, ოთხ, ხუთ და ექვსრგოლა მექანიზმების თეორიული კვლევების საფუძველზე (აკადემიკოს ი.ი. არტობოლევსკის კლასიფიკაციის მიხედვით) გადაჭრილია მოძრაობის ერთი ხარისხის მქონე კინემატიკური ჯაჭვის წარმოქმნის საკითხები; შემუშავებულია ზოგიერთი მოდიფიკაციის სივრცითი ბერკეტული მექანიზმების კინემატიკური კვლევების და სინთეზის გრაფიკული და ანალიზური მეთოდები; მიღებულია ანალიზური დამოკიდებულებები, რომლებიც პრაქტიკული ამოცანების ამოხსნის საშუალებას იძლევიან.

2.1. ბრტყელი და სივრცითი სამრგოლა მექანიზმების ანალიზი და სინთეზი კომპიუტერული სისტემური პროგრამების AutoCAD-ისა და Inventor-ის გამოყენებით

უკანასკნელ წლებში, ოთხრგოლიან და ხუთრგოლიან ბერკეტულ მექანიზმებთან ერთად, რომლებიც კარგადაა შესწავლილი და ფართოდ გამოიყენება წარმოებაში, მზარდი აღიარება მოიპოვეს ასევე სამრგოლიანმა მექანიზმებმა, რომელთა მთავარი უპირატესობა არის სივრცითი გადაცემის

განხორციელება მექანიზმის მცირე გაბარიტების და რგოლების მინიმალური რაოდენობის (ორი მოძრავი რგოლი) შემთხვევაში. ეს ძალიან მნიშვნელოვანია დიდი რაოდენობის მექანიზმების მცირე მოცულობაში მოთავსებული მანქანებისთვის. ამჟამად, სივრცითი სამრგოლიანი მექანიზმები (განსაკუთრებით შემხები ბერკეტების მექანიზმები) ფართოდ გამოიყენება სათვლელ-საანგარიშო მანქანა-ავტომატებში, სოფლის მეურნეობის, საფეიქრო, პოლიგრაფიულ მანქანებში, საავიაციო, კავშირგაბმულობის მოწყობილობებსა და ავტომატებში, მანქანათმშენებლობის სხვადასხვა გამზომ მოწყობილობებში.

როგორც ზემოთ იქნა აღნიშნული, სივრცით ბერკეტულ მექანიზმებში არის ყველა კლასის კინემატიკური წყვილების გამოყენების შესაძლებლობა. რადგანაც გარკვეულია დამოკიდებულება საწყის მექანიზმთან მისაერთებელი ჯაჭვის რგოლებს შორის, მაშინ ნათელია, რომ სამრგოლიანი, ოთხრგოლიანი, ხუთრგოლიანი, და ა. შ. მექანიზმების მისაღებად, შესაბამისად, შერჩეულ უნდა იქნას სხვადასხვა კლასის კინემატიკური წყვილები. ასე მაგალითად, ოთხრგოლიანი სივრცითი ბერკეტული მექანიზმების მისაღებად, საწყის მექანიზმებს უნდა მიუერთდეს ისეთი ნულოვანი ჯგუფები, რომლებიც შედგება ორი რგოლისგან და სამი კინემატიკური წყვილისგან, რათა ამ წყვილებით განხორციელებული ბმათა რიცხვი არ აღემატებოდეს 12-ს.

თუ ანალოგიურად ვიმსჯელებთ, რომ საწყის მექანიზმს უნდა მიუერთდეს ორი კინემატიკური წყვილის მქონე ერთი რგოლი:

$$\sum_{k=1}^{K=5} KP_k = 6 \quad (32)$$

რადგან შესაკრებელთა რიცხვი უდრის ორს, შეგვიძლია დავწეროთ

$$K_1 + K_2 = 6$$

$$\text{თუ } K_1 = 1; \quad K_2 = 5; \quad 1 + 5 = 6;$$

$$\text{თუ } K_1 = 2; \quad K_2 = 4; \quad 2 + 4 = 6;$$

$$\text{თუ } K_1 = 3; \quad K_2 = 3; \quad 3 + 3 = 6;$$

$$\text{თუ } K_1 = 4; \quad K_2 = 2; \quad 4 + 2 = 6;$$

$$\text{თუ } K_1 = 5; \quad K_2 = 1; \quad 5 + 1 = 6.$$

სადაც K_1 და K_2 - ნულოვან ჯგუფში შემავალი კინემატიკური წყვილების კლასების საერთო აღნიშვნებს წარმოადგენენ.

თუ საწყის მექანიზმად მიჩნეულია დგართან ცილინდრულ კინემატიკურ წყვილთა დაკავშირებული რგოლი, მაშინ საწყის მექანიზმზე მისაერთებელი ჯგუფის თავისუფლების ხარისხი უდრის:

$$W = 6n - \sum_{K=1}^{K=5} KP_5 = -1 \quad (33)$$

$$\sum_{K=1}^{K=5} KP_5 = 7 \quad (34)$$

$$\text{ანუ, } K_1 + K_2 = 7$$

$$\text{თუ } K_1 = 2; \quad K_2 = 5; \quad 2 + 5 = 7;$$

$$\text{თუ } K_1 = 3; \quad K_2 = 4; \quad 3 + 4 = 7;$$

$$\text{თუ } K_1 = 4; \quad K_2 = 3; \quad 4 + 3 = 7;$$

$$\text{თუ } K_1 = 5; \quad K_2 = 2; \quad 5 + 2 = 7.$$

რადგან,

$$W = 6n - \sum_{K=1}^{K=5} KP_5 = 1 \quad (35)$$

ჩვენს შემთხვევაში მივიღებთ

$$\sum_{K=1}^{K=5} KP_k = 11 \quad (36)$$

თუ მოძრაობის ერთი ხარისხის მქონე სამრგოლიანი სივრცითი მექანიზმების მისაღებად დავწერთ სხვადასხვა ციფრების ყველა შესაძლო კომბინაციას, საბოლოოდ მივიღებთ:

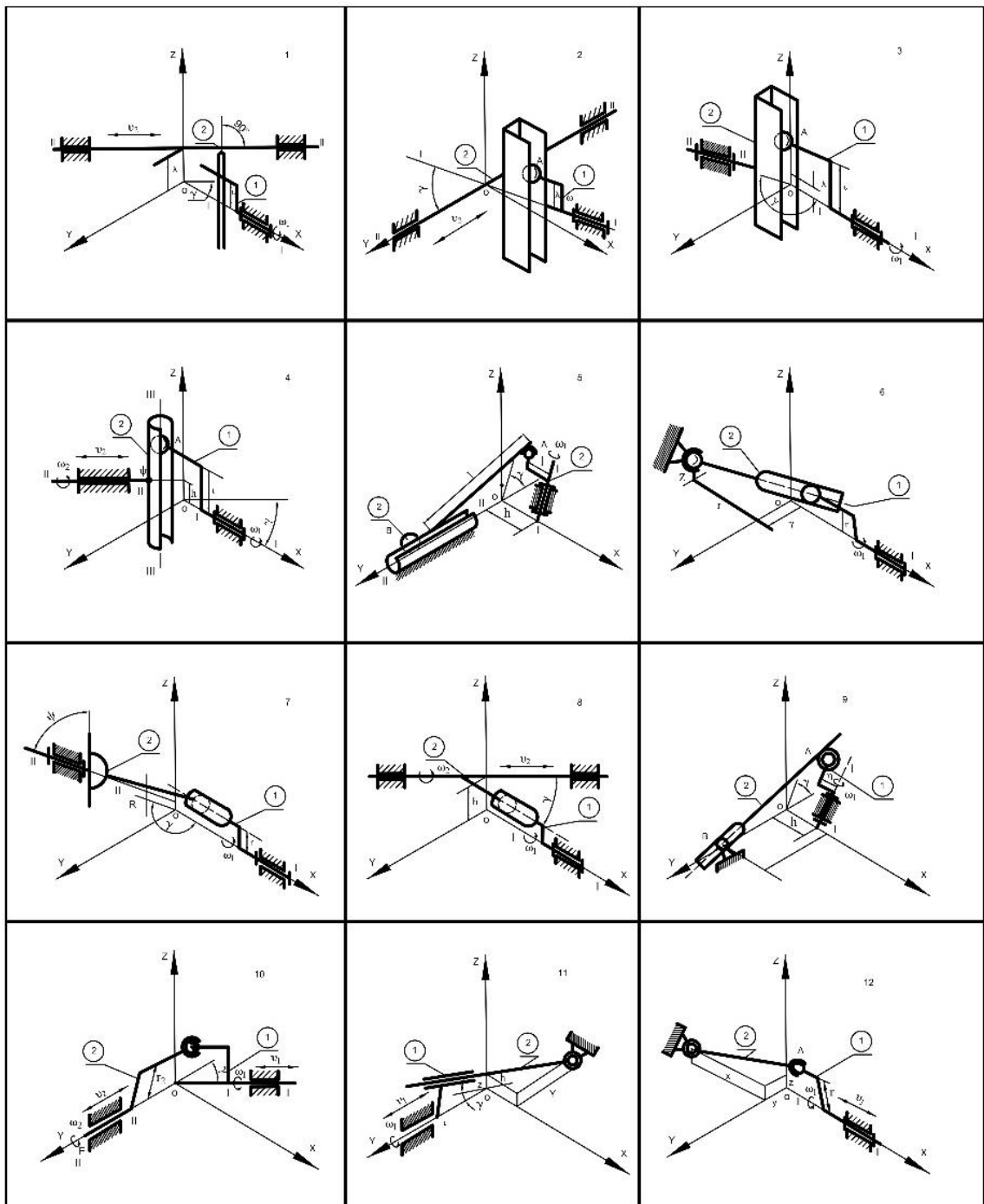
$$5 + 1 + 5 = 11;$$

$$5 + 2 + 4 = 11;$$

$$5 + 3 + 3 = 11;$$

$$4 + 3 + 4 = 11.$$

ცხრილი 3



ამრიგად, მივიღებთ სივრცითი სამრგოლიანი მექანიზმების ოთხ სხვადასხვა სახეობას. ეს მექანიზმები, იმის მიხედვით, თუ მოძრაობის რამდენი ხარისხი გააჩნია საწყის მექანიზმს, იყოფა ორ კლასად, ხოლო

მისაერთებელ ჯგუფში შემავალი კინემატიკური წყვილის უმცირესი კლასის გათვალისწინებით, მათი დაყოფა შეიძლება კიდევ სახეობებად (ცხრილი 3).

სივრცითი მექანიზმების საერთო თეორიიდან ცნობილია, რომ არსებობს სივრცითი მექანიზმები, მოძრაობის ზედმეტი ხარისხებით (მექანიზმები „მოცურავე რგოლებით“) და მექანიზმები პასიური კავშირებით. ჩვენს მიერ განხილულ მექანიზმებში ეს საკითხები გათვალისწინებულია.

ამრიგად, სხვადასხვა მეცნიერის მიერ შემუშავებული სტრუქტურული კლასიფიკაციის თეორიის საფუძველზე, მიღებულია მოძრაობის ერთი და ორი ხარისხის მქონე სამრგოლიანი მექანიზმების ყველა შესაძლო მოდიფიკაცია, შესწავლილია ნულოვანი ოჯახის სამრგოლიანი მექანიზმების წარმოქმნის ზოგადი კანონები.

სივრცითი ბერკეტული მექანიზმების კინემატიკის ამოცანების ამოხსნისას ჩნდება კვლევის რაციონალური მეთოდის შერჩევის საკითხი.

სივრცითი ბერკეტული მექანიზმების კვლევების ანალიზური მეთოდების დამუშავებისას, საუკეთესოდ ითვლება ის შემთხვევა, როდესაც საძიებო სიდიდეები უშუალოდ არიან დაკავშირებული მოცემულ პარამეტრებზე, შესაბამისად, შესაძლებელია სხვადასხვა დასკვნების გაკეთება საძიებო სიდიდეებთან მიმართებაში, რაც ამარტივებს კვლევას როგორც ანალიზის, ასევე სინთეზის დროს.

მე-8 ნახაზზე წარმოდგენილ მექანიზმში, რგოლები დაკავშირებულია ერთმანეთთან შემდეგი კინემატიკური წყვილებით:

1. წამყვანი რგოლით (1) უკავშირდება დგარს - IV კლასის ცილინდრული წყვილით;
2. წამყვანი ამყოლს (2) უკავშირდება - III კლასის სფერული კინემატიკური წყვილით;
3. ამყოლი რგოლი (2) უკავშირდება დგარს - IV კლასის ცილინდრულ კინემატიკური წყვილით.

I - I და II - II კინემატიკური წყვილების ღერძები აცდენილნი არიან.

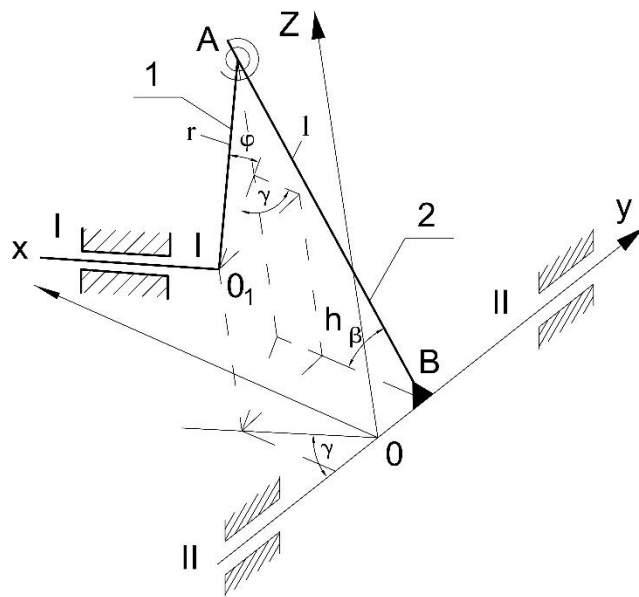
მუდმივი კინემატიკური პარამეტრებია:

r - წამყვანი რგოლის სიგრძე (1) $O_1 (X_1Y_1Z_1)$ წერტილიდან $A (X_2Y_2Z_2)$ წერტილამდე;

L - ამყოლი (2) რგოლის სიგრძე A წერტილიდან $B (X_3Y_3Z_3)$ წერტილამდე;

γ - I - I და II - II დერძების გადაჯვარედინების კუთხე;

h - უმოკლესი მანძილი I - I და II - II დერძებს შორის.



ნახ. 8

ცვლადი კინემატიკური პარამეტრებია:

φ - შემავალი რგოლის მობრუნების კუთხე, რომელიც აითვლება პორიზონტალური სიბრტყიდან საათის ისრის მოძრაობის საწინააღმდეგოდ;

β - ამყოლი რგოლის მობრუნების კუთხე;

S_1 - წამყვანი რგოლის (1) გადაადგილება I - I დერძის გასწვრივ, რომლის ათვლა ხდება $O_1 (0,0,0)$ წერტილიდან.

S_2 - ამყოლი რგოლის (2) გადაადგილება II - II დერძის გასწვრივ, ათვლა ხდება $O (0,0,0)$ წერტილიდან;

X Y Z კოორდინატის სისტემას ვარჩევთ ისე, რომ OY ღერძი ემთხვეოდეს II - II ღერძს, ხოლო ღერძი OZ ემთხვეოდეს h;

XOY სიბრტყე გადიოდეს II - II ღერძზე, I - I ღერძის პარალელურად. ნახაზიდან ჩანს, რომ

$$\frac{x_1}{-y_1} = \operatorname{tg} \gamma, \quad Z_1 = h \quad (36)$$

ამიტომ

$$X_2 = -Y_1 \operatorname{tg} \gamma + \cos \gamma \cos \varphi,$$

$$Y_2 = -Y_1 + r \sin \gamma \cos \varphi,$$

$$Z_2 = h + r \sin \varphi; \quad X_3 = 0; \quad Y_3 = S_2 \quad Z_3 = 0$$

რადგანაც ამჟღად რგოლის გეგმილი AB, XOY სიბრტყეზე OX ღერძის პარალელურია, მაშინ ორდინატა $Y_2 = Y_3 = S_2$, ხოლო აბსცისა X_2 განისაზღვრება შეფარდებიდან

$$X_2 = \sqrt{L^2 - Z^2} \quad (37)$$

მეორეს მხრივ

$$X_2 = -Y_3 \operatorname{tg} \gamma + r \cos \gamma \cos \varphi \quad (38)$$

თუ გავათანაბრებთ ამ სიდიდეებს, ვიპოვით მნიშვნელობას y_1 :

$$Y_1 = r \cos \gamma \operatorname{ctg} \gamma \cos \varphi - \operatorname{ctg} \gamma \sqrt{L^2 - (h + r \sin \varphi)^2} \quad (39)$$

მაშინ

$$X_1 = -r \cos \gamma \cos \varphi + \sqrt{L^2 - (h + r \sin \varphi)^2} \quad (40)$$

ხოლო წამყვანი რგოლის I - I ღერძის გასწვრივ გადაადგილება განისაზღვრება ფორმულით

$$S_1 = \pm \sqrt{x_1^2 + y_1^2} = \pm \left[r \operatorname{ctg} \gamma \cos \varphi - \frac{1}{\sin \gamma} \sqrt{L^2 - (h + r \sin \varphi)^2} \right] \quad (41)$$

S_2 -ის განსაზღვრისათვის y_1 მნიშვნელობას ჩავსვით y_2 გამოსახულებაში:

$$S_2 = \frac{r \cos \varphi}{\sin \gamma} - \sqrt{L^2 - (h + r \sin \varphi)^2} \cdot \operatorname{ctg} \gamma \quad (42)$$

ამყოლი რგოლის (2) მოხბრუნების კუთხე II – II ღერძის მიმართ განისაზღვრება ფორმულით:

$$\beta = \arcsin \frac{z_2}{l} = \arcsin \frac{h+r\sin\varphi}{l} \quad (43)$$

მექანიზმების თეორიის შემსწავლელი მეცნიერება, მოიცავს მექანიზმების სინთეზის ტექნიკური ამოცანების განსახილველ ყველა საკითხს: მექანიზმების აგებულებას, პრაქტიკის მოთხოვნის საფუძველზე არსებული მექანიზმების ანალიზისა და სინთეზის მეთოდებს, მექანიზმების პარამეტრების განსაზღვრას.

ახალი მანქანების კონსტრუირებისას მექანიზმების სინთეზს გააჩნია უდიდესი მნიშვნელობა. თუმცა, ამჟამად, სინთეზის ამოცანები სრულყოფილად ამოხსნილია მხოლოდ უმაღლესი კინემატიკური წყვილების შემცველი მუშტა და კბილანა მექანიზმებისათვის.

მექანიზმების სინთეზის თეორიაში არსებობს ორი ძირითადი მიმართულება: ანალიზური და გეომეტრიული.

ანალიზური მეთოდის ფუძემდებელი გახლავთ რუსი მეცნიერი პ.ლ. ჩეპიშევი, ხოლო გეომეტრიულის - გერმანელი მეცნიერი ლ. ბურმესტერი. ანალიზური ან გეომეტრიული მეთოდით, დამუშავებულია ისეთი ამოცანები, როგორებიცაა მექანიზმის დაპროექტება, მისი მოცემული ტრაექტორიის მიხედვით, გამავალი რგოლის მოცემული ზღვრული მდებარეობების მიხედვით, ან მხრეულის რხევის კუთხის მიხედვით, ამყოლი რგოლის მოძრაობის საშუალო სიჩქარის ცვალებადობის კოეფიციენტის მიხედვით, ამყოლი რგოლის მოცემული სიჩქარეების, დაწნევის ზღვრული კუთხის მიხედვით და ა.შ.

ამჟამად, მექანიზმების სინთეზის მეთოდების განვითარება უნდა მიმდინარეობდეს ორი მიმართულებით. პირველი მდგომარეობს მოცემული პირობებით მექანიზმის სქემის პარამეტრების მოძიების მეთოდების განვითარებაში, თუ ჩავთვლით რომ სქემაც და პირობებიც განსაზღვრულია მანქანის დანიშნულების შესაბამისად. მეორე მიმართულებას წარმოადგენს მექანიზმის სქემის შერჩევის მეთოდი,

რომელიც მოიცავს საჭირო მოძრაობის შესასრულებლად ამა თუ იმ სქემის საიმედოობის და ეკონომიურობის შეფასების მეთოდს, ასევე იმ მეთოდებს, რომელთა მეშვეობითაც გათვალისწინებული ტექნოლოგიური პროცესისათვის შესაძლებელია მექანიზმის პროექტირების ამოცანის შედგენა. რადგანაც, ანალიზური მეთოდით სივრცითი სამრგოლიანი მექანიზმის კინემატიკური კვლევისას ჩვენს მიერ მიღებულია უშუალო ფუნქციონალური დამოკიდებულებები მუდმივ და ცვლად კინემატიკურ პარამეტრებს შორის, მაშინ, შესაბამისად, მათი გარდაქმნისას შეგვიძლია განვსაზღვროთ საძიებო პარამეტრები ამ მექანიზმების პროექტირების ამოცანების ამოხსნელად.

მექანიზმის არსებობის პირობების დასადგენად, განვიხილოთ ფორმულებში 39-42 შემავალი გამოსახულება:

$$\sqrt{L^2 - (h + r \sin \varphi)^2} \quad (44)$$

ირაციონალობის თავიდან ასაცილებლად, უნდა დაკმაყოფილდეს შემდეგი პირობა

$$L^2 - (h + r \sin \varphi)^2 > 0 \quad (45)$$

ე.ი.

$$r < L - h \quad (46)$$

სწორედ ეს არის მრუდმხარას არსებობის პირობა. ამავე ფორმულებიდან ჩანს, რომ $0 < \gamma \leq 90^\circ$. მექანიზმის პროექტირებისას ზოგჯერ საჭიროა წამყვანი და ამყოლი რგოლების სვლის განსაზღვრა რაც შესაბამისად უდრის

$$H_1 = S_{1\max} - S_{1\min} \quad \text{და} \quad H_2 = S_{2\max} - S_{2\min} \quad (47)$$

S_1 ექსტრემალური მნიშვნელობების პოვნისას ვღებულობთ მეოთხე ხარისხის განტოლებას:

$$r^2 \sin^2 \gamma \sin^4 \varphi + 2rh \sin^2 \gamma \sin^3 \varphi + (l^2 \cos^2 \gamma + h^2 \sin^2 \gamma - r^2) \sin^2 \varphi - 2rh \sin \varphi - h^2 = 0 \quad (48)$$

ანალიზური მეთოდით სივრცითი სამრგოლიანი მექანიზმების კინემატიკური კვლევისას მიღებული ფორმულების გარდაქმნის მეშვეობით, მოძიებულია მათი სქემების ძირითადი პარამეტრები წინასწარ მოცემული პირობებით;

გამოყვანილია მუდმივ კინემატიკურ პარამეტრებს შორის თანაფარდობა, რომელთა შესაბამისად შერჩევა მექანიზმის კინემატიკური სქემა. ზოგიერთი მოდიფიკაციის მექანიზმისათვის დადგენილია რგოლების შემობრუნების პირობები.

ბრტყელი და სივრცითი სამრგოლა ბერკეტული მექანიზმების ანალიზი და სინთეზი, საანგარიშო ფორმულების სირთულის გამო, ჩავატარეთ კომპიუტერული სისტემური პროგრამების AutoCAD-ისა და Inventor-ის გამოყენებით.

2.2. სამრგოლა მექანიზმების ცალკეული წერტილების ტრაექტორიების განსაზღვრა

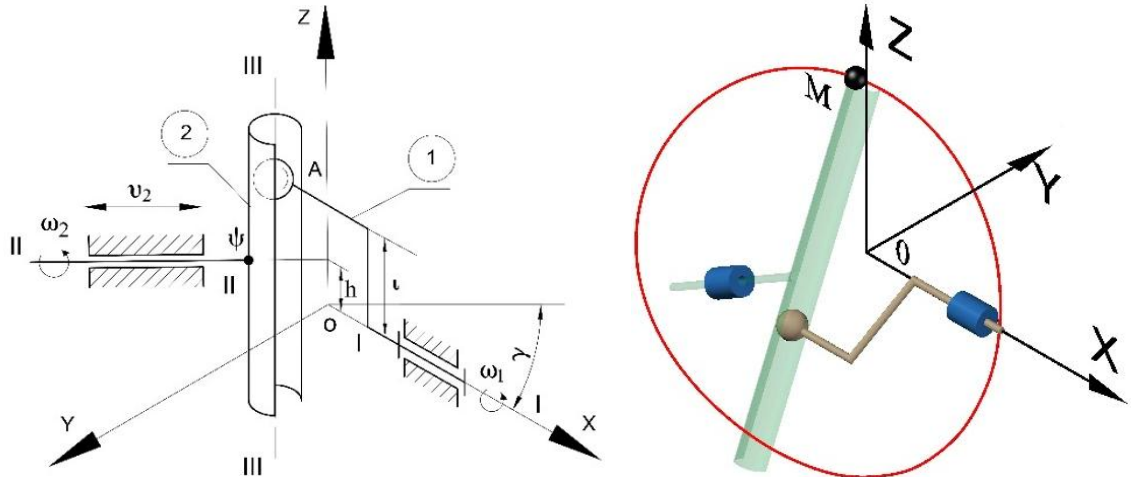
სადისერტაციო ნაშრომში აგებულია ბრტყელი და სივრცითი სამრგოლა მექანიზმების ცალკეული წერტილების ტრაექტორიები და შედგენილია შესაბამისი კოორდინატების ცხრილი (ნახ. 9, ნახ. 10).

ნახ. 9-ზე ნაჩვენებია ნულოვანი ოჯახის სივრცითი სამრგოლა მექანიზმი, რომლის მოძრაობის ხარისხი ერთის ტოლია.

წამყვანი რგოლი (1), დგართან შეერთებულია ბრუნვითი კინემატიკური წყვილით.

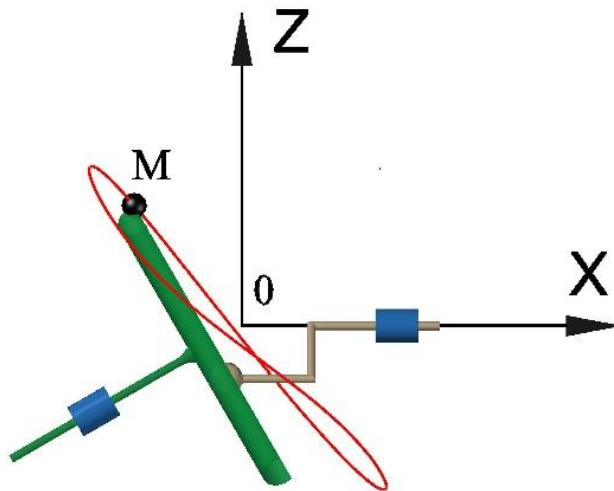
ამყოლ რგოლს (2) წარმოადგენს ღრუ წრიული ცილინდრი, რომელიც დაკავშირებულია დგართან IV კლასის ცილინდრული კინემატიკური წყვილით.

წამყვანი და ამყოლი რგოლები ერთმანეთთან დაკავშირებულები არიან უმაღლესი რიგის კინემატიკური წყვილით-ბურთულა მილში.



ნახ. 9

მოცემულია: აღმაცერი ღერძები I-I და II-II, A წერტილი, რომელიც წარმოადგენს სფეროს ცენტრს და დაშორებულია I-I ღერძიდან r რადიუსით, II-II ღერძი ცილინდრის ღერძთან ადგენს $\Psi=90^\circ$ კუთხეს.



კოორდინატები				
N	φ_1	x_m	y_m	z_m
0	0	-25.30	-28.26	-21.76
1	30	-35.75	37.21	14.67
2	60	-32.46	28.16	41.45
3	90	-23.20	15.46	55.51
4	120	-11.19	3.81	61.38
5	150	1.98	-6.51	61.73
6	180	14.83	-16.26	57.33
7	210	25.72	-25.97	48.61
8	240	32.70	-34.71	31.05
9	270	32.99	-38.56	6.63
10	300	22.70	-29.90	-21.10
11	330	0.11	-3.26	-38.09
12	360	-25.30	-28.26	-21.76

ნახ. 10

საჭიროა განისაზღვროს ამჟამინდელი რგოლის (2) მდებარეობა, მექანიზმის განზოგადოებული კოორდინატის φ_1 -ის მიხედვით

მექანიზმის მუდმივი კინემატიკური პარამეტრებია:

γ - I-I ღერძისა და II-II ღერძის გადაჯვარედინების კუთხე;

h - I-I ღერძისა და II-II ღერძის უმოკლესი მანძილი;

r - არის უმოკლესი მანძილი A წერტილიდან I-I ღერძამდე;

h_1 – h და r – ს შორის უმოკლესი მანძილი;

Ψ – II-II და III-III ღერძებს შორის მახვილი კუთხე.

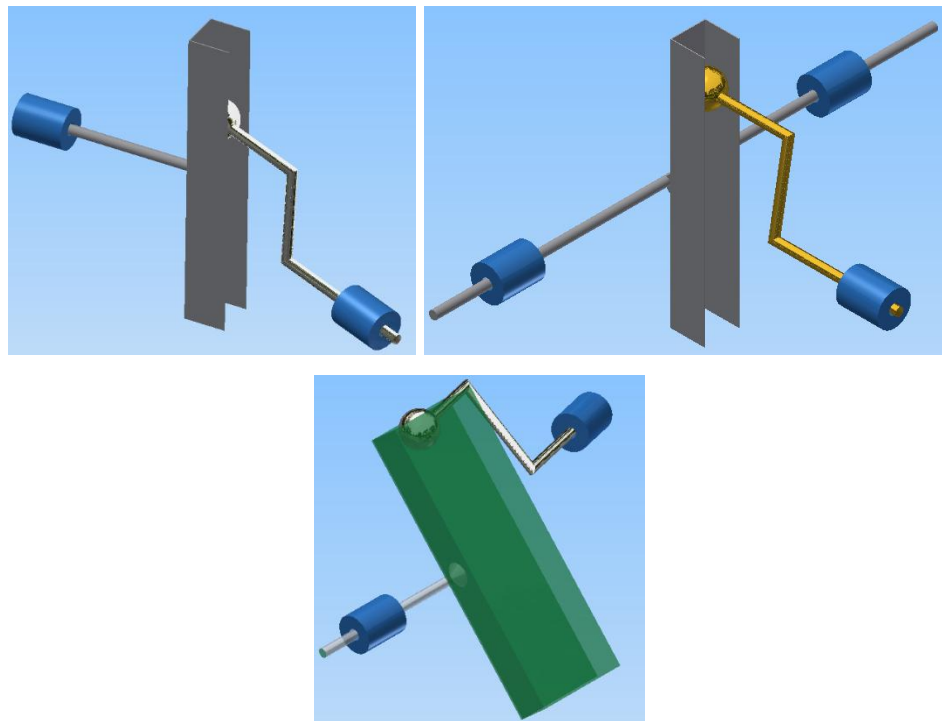
მექანიზმის ცვლადი კინემატიკური პარამეტრებია:

φ_1 – წამყვანი რგოლის 1-ის მობრუნების კუთხე;

φ_2 – ამყოლი რგოლის 2-ის მობრუნების კუთხე;

r_2 – მანძილი A წერტილიდან II-II ღერძამდე;

S_2 – ამყოლი რგოლის 2 გადადგილების სიდიდე, II-II ღერძის გასწვრივ.



ნახ. 11

მექანიზმის ამყოლი რგოლს 2 ისე განვალაგებთ გეგმილთა სიბრტყეების მიმართ, რომ II-II ღერძი იყოს ფრონტალურ გეგმილთა სიბრტყის მართობული, ხოლო I-I ღერძი იყოს პორიზონტალურ გეგმილთა სიბრტყის პარალელური.

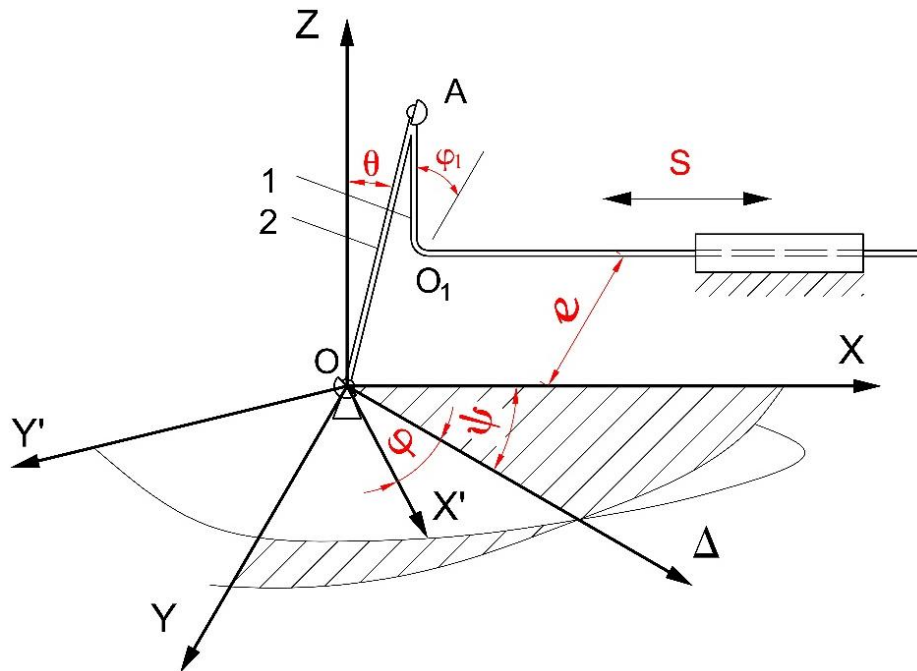
ამ შემთხვევაში ამყოლი რგოლის 2 გადადგილების საძიებელი სიდიდეები S_2 და შემობრუნების კუთხე φ_2 დაგეგმილდებიან პორიზონტალურ და ფრონტალურ გეგმილთა სიბრტყეებზე ნატურალური სიდიდეებით. აღსანიშნავია, რომ ამ მექანიზმში შესაძლებელია მექანიზმის

კონსტრუქციული და კინემატიკური სახეცვლილება, ამჟამად რგოლის 2 მუდმივი პარამეტრებისა და კონფიგურაციის ცვლილებით (მრუდწირული ცილინდრი).

მე-11 ნახაზზე ნაჩვენებია მექანიზმებისათვის, ცალკეული წერტილების ტრაექტორიები შეიძლება აიგოს ანალოგიურად.

2.3. სამრგოლიანი მექანიზმის კინემატიკური ანალიზი ეილერის კუთხეების დახმარებით

სივრცითი სამრგოლა მექანიზმების მრავალი შესაძლო მოდიფიკაციიდან, რომლებიც გვხვდება მანქანათმშენებლობის და ხელსაწყოთმშენებლობის პრაქტიკაში, ყურადღებას იპყრობს, მე-12 ნახაზზე ნაჩვენებია მექანიზმი.



ნახ. 12

წამყვან რგოლს 1 წარმოადგენს O_1A (1), რომელიც დაკავშირებულია დგართან IV კლასის ცილინდრულ კინემატიკური წყვილით, ხოლო

ამყოლი რგოლი (2) არის AO, რომელიც დაკავშირებული IV კლასის სფერულ კინემატიკურ წყვილთან. თავის მხრივ, ამყოლი რგოლი დგართან ერთად წარმოქმნის III კლასის სფერულ კინემატიკურ წყვილს.

მექანიზმის მუდმივი კინემატიკური პარამეტრებია:

r - წამყვანი რგოლის (1) სიგრძე $O_1(x_1, y_1, z_1)$ წერტილიდან, $A(x_1, y_1, z_1)$ წერტილამდე;

e – დეზაქსიალის სიდიდე;

R – OA გამავალი რგოლის სიგრძე.

მექანიზმის ცვლადი კინემატიკური პარამეტრებია:

$S=X_1$ – წამყვანი რგოლის ბრუნვის ცენტრის აბსცისა;

φ_1 - O_1A წამყვანი რგოლის შემობრუნების კუთხე - მექანიზმის განზოგადოებული პარამეტრი.

წამყვანი რგოლის ბრუნვის დერძი განლაგებულია xOy სიბრტყეზე OX დერძის პარალელურად.

ნახაზიდან ჩანს, რომ

$$\left. \begin{aligned} Y_1 &= -e \\ Z_1 &= 0 \\ X_1 &= x_2 = S \\ Y_2 &= -(e+r \cos \varphi_1) \\ Z_2 &= r \sin \varphi_1 \end{aligned} \right\} \quad (49)$$

რადგან,

$$R^2 = (X_2 - 0)^2 + (Y_2 - 0)^2 + (Z_2 - 0)^2,$$

ამიტომ

$$X_2^2 = R^2 - Y_2^2 - Z_2^2. \quad (50)$$

თუ (49) ფორმულიდან y_2 და z_2 მნიშვნელობებს შევიტანოთ (50) -ში, შესაბამისი გარდაქმნების სემდეგ გვექნება,

$$S = X_1 = X_2 = \sqrt{R^2 - 2re \cos \varphi_1}, \quad (51)$$

სადაც

$$A=R^2-e^2-r^2.$$

(51) გამოსახულების დროის მიხედვით დიფერენცირების შემდეგ, ვპოულობთ წამყვანი რგოლის ბრუნვის ცენტრის X ღერძის გასწვრივ გადაადგილების სიჩქარეს და აჩქარებას.

$$V=\frac{dx_1}{dt}=\frac{d\varphi_1}{dt}\frac{re\sin\varphi_1}{\sqrt{A-2re\cos\varphi_1}}, \quad (52)$$

$$a=\frac{d^2x_1}{dt^2}=\frac{d^2\varphi_1}{dt^2}re\frac{A\cos\varphi_1-re\cos^2\varphi_1-re}{(A-2re\cos\varphi_1)^{3/2}}. \quad (53)$$

X₁-ის ექსტრემალური მნიშვნელობების განსაზღვრისთვის X₁-ის წარმოებულს φ_1 -ით ვუტოლებთ 0-ს, $\frac{dx_1}{d\alpha}=0$ და მიღებული განტოლების ამოხსნით, ვპოულობთ φ_1 შესაბამის მნიშვნელობებს, რომელთა ჩასმა X₁-ის გამოსახულებაში გვაძლევს საძიებო სიდიდეებს.

მივიღებთ, რომ როდესაც

$$\varphi_1 = 0^\circ \text{ გვაქვს } x_{1\min} = \sqrt{A - 2re},$$

ხოლო, როდესაც

$$\varphi_1 = 180^\circ \text{ } x_{1\max} = \sqrt{A + 2re}.$$

რადგან ამჟამინდელი რგოლი ასრულებს ბრუნვით მოძრაობას O უძრავი წერტილის გარშემო, მაშინ, ამ მექანიზმის შემდგომი კინემატიკური კვლევის ჩატარება მოსახერხებელი იქნება ეილერის კუთხეების დახმარებით.

ეილერის კუთხეების განსაზღვრისათვის ვირჩევთ OX'Y'Z' მოძრავ კოორდინატთა სისტემას: OZ' ღერძს მივმართავთ OA-მიმართულებით, OX' ღერძად მივიჩნევთ X'OY' და OA-AO₁ სიბრტყეების გადაკვეთის ხაზს, ხოლო OY' ღერძს მივმართავთ ისე, რომ OX'Y'Z' სისტემა იყოს მარცხენა.

გვეცოდინება რა, O და A წერტილების კოორდინატები, შეგვიძლია დავწეროთ OA წრფის, ესე იგი OZ' ღერძის, განტოლება

$$\frac{x}{x_2} = \frac{y}{y_2} = \frac{z}{z_2}. \quad (54)$$

რადგან სიბრტყე $x'Oy'$ Oz' -ის პერპენდიკულარულია, მისი განტოლება იქნება:

$$X_2X + Y_2Y + Z_2Z = 0 \quad (55)$$

$x'Oy'$ და xOy სიბრტყეების გადაკვეთისას ვღებულობთ OA წრფეს, რომელსაც ნუტაციის ღერძი (კვანძების წრფე) ეწოდება, რომლის განტოლებასაც შემდეგი სახე აქვს.

$$x_2x + y_2y + z_2z = 0 \quad (56)$$

$$Z = 0$$

ან

$$\frac{x}{y_2} = \frac{y}{-x_2}$$

ასევე შეგვიძლია დავწეროთ O, A , და O_1 სამ მოცემულ წერტილზე გამავალი სიბრტყის განტოლება:

$$\begin{vmatrix} x - 0 & y - 0 & z - 0 \\ x_1 - 0 & y_1 - 0 & z_1 - 0 \\ x_2 - 0 & y_2 - 0 & z_2 - 0 \end{vmatrix} = 0$$

ან

$$XY_1Z_2 - YX_1Z_2 + Z(X_1Y_1 - X_2Y_2) = 0. \quad (57)$$

თუ გავითვალისწინებთ, რომ OX' ღერძი არის $x'Oy'$ და $OA - AO_1$ სიბრტყეების გადაკვეთის ხაზი, მივიღებთ

$$\left. \begin{aligned} X_2X + Y_2Y + Z_2Z &= 0 \\ Y_1Z_2X - YX_1Z_2 + Z(X_1Y_2 - X_2Y_1) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (58)$$

ან

$$\frac{x}{y_2^2 x_1 - x_2 y_1 y_2 + z_2^3 x_1} = \frac{y}{z_2^2 y_1 - x_1 x_2 y_2 + x_2^2 y_1} = \frac{z}{-x_1 x_2 z_2 - y_1 y_2 z_2}. \quad (59)$$

OA და OX' წრფეებს შორის კუთხე წარმოადგენს საკუთარი ბრუნვის კუთხეს

$$\varphi = \arccos \frac{y_2^3 x_1 - x_2 y_2^2 y_1 + z_2^2 x_1 y_2 + x_1 x_2^2 y_2 - x_2 z_2^2 y_1 - x_2^3 y_1}{\sqrt{(y_2^2 + x_2^2) [(y_2^2 x_1 - x_2 y_2 y_1 + z_2^2 x_1)^2 + (z_2^2 y_1 - x_1 x_2 y_2 + x_2^2 y_1)^2 + (-x_2 x_1 z_2 - y_1 y_2 z_2)^2]}} \quad (60)$$

OA და OX წრფეებს შორის კუთხე არის ψ პრეცესიის კუთხე:

$$\psi = \arccos \frac{y_2}{\sqrt{x_2^2 + y_2^2}}. \quad (61)$$

OZ და OZ' ღერძებს შორის კუთხე არის θ - ნუტაციის კუთხე:

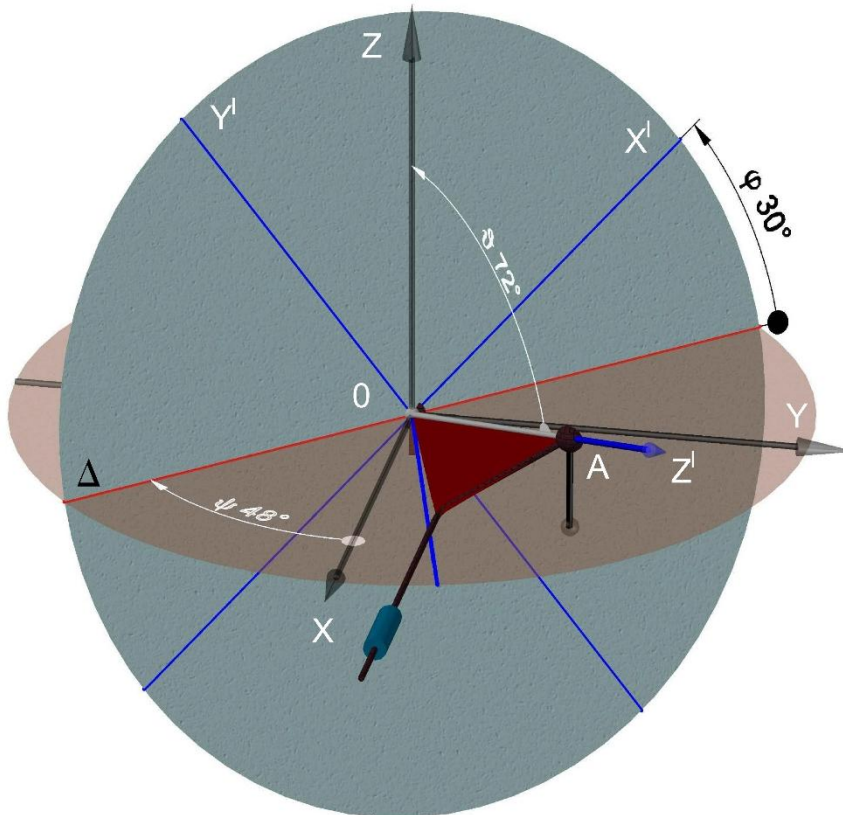
$$\theta = \arccos \frac{z_2}{\sqrt{x_2^2 + y_2^2 + z_2^2}}. \quad (62)$$

(60), (61) და (62) ფორმულებში (49)- დან მნიშვნელობის ჩასმით, საბოლოოდ მივიღებთ:

$$\varphi = \arccos R \cos \varphi_1 \sqrt{\frac{A - 2re \cos \varphi_1}{(R^2 - r^2 \sin^2 \varphi_1)(A - 2re \cos \varphi_1 + e^2 \sin^2 \varphi_1)}}$$

$$\psi = \arccos \frac{-(e + r \cos \varphi_1)}{\sqrt{1R^2 - r^2 \sin^2 \varphi_1}} \quad (63)$$

$$\theta = \arccos \frac{r \sin \varphi_1}{R}.$$



ნახ. 13

როდესაც განსაზღვრულია φ , ψ და θ ეილერის კუთხეები, მოცემული მექანიზმის შემდგომი კვლევა შეიძლება ჩატარდეს მექანიკაში უკვე ცნობილი ფორმულების მიხედვით.

როგორც დავინახეთ ეილერის კუთხეების გამოსათვლელი ფორმულები საკმაოდ რთულია. კომპიუტერული ტექნიკა საშუალებას იძლევა მოდელის საშუალებით მარტივად სწრაფად და ვიზუალურად გადაწყდეს ეს ამოცანა.

მე-13 ნახაზზე ნაჩვენებია ეილერის კუთხეების განსაზღვრა კომპიუტერული პროგრამი AutoCAD-ის გამოყენებით. როგორც ნახაზიდან ჩანს განსაზღვრულია:

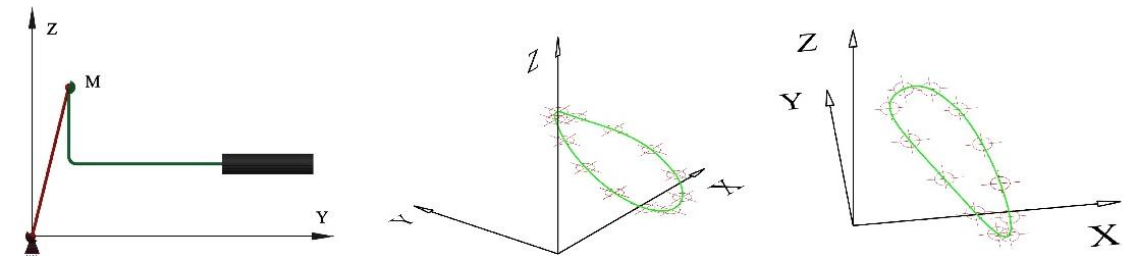
φ - საკუთარი ბრუნვის კუთხე. კუთხე $O\Delta$ და OX' წრფეებს შორის;

ψ - პრეცესიის კუთხე $O\Delta$ და OX ღერძებს შორის კუთხე;

θ - ნუტაციის კუთხე, კუთხე OZ და OZ' ღერძებს შორის;

$O\Delta$ - ნუტაციის ღერძი (კვანძების წრფე), $x'Oy'$ და xOy სიბრტყეების თანაკვეთის წრფე.

ანალოგურად არის შესაძლებელი ეილერის კუთხეების განსაზღვრა მექანიზმის სხვა მდებარეობებისთვისაც.



φ_m	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360
X_m	47.6268	66.8122	105.4528	143.0175	173.1012	192.6192	199.8893	194.3198	194.3198	176.3626	147.5468	110.7251	71.5675
Y_m	3.4899	-46.9472	-84.8048	-99.9391	-88.2948	-52.9919	-3.4899	46.9472	46.9472	84.8048	99.9391	88.2948	52.9919
Z_m	194.2151	182.5708	147.2680	97.7660	47.3289	9.4712	-5.6631	5.9813	5.9813	41.2841	90.7861	141.2232	179.0808

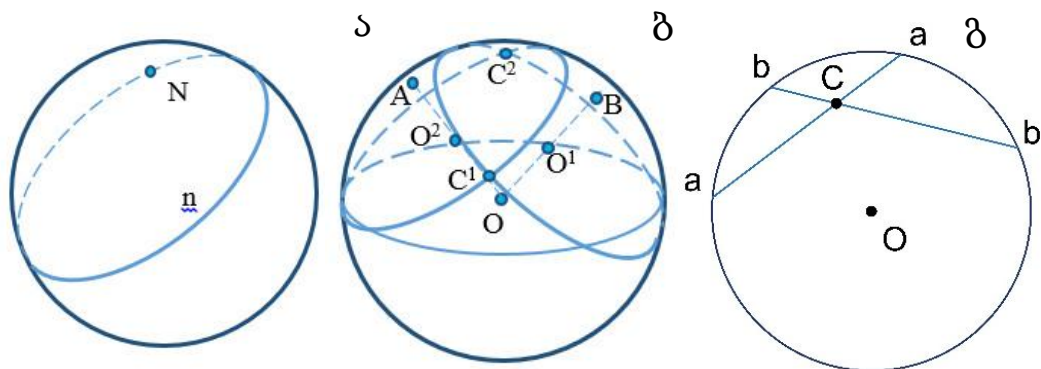
ნახ. 14

მე-14 ნახაზზე ნაჩვენებია ზემოთ აღნიშნული მექანიზმის გამომავალი რგოლის ნებისმიერი M წერტილის ტრაექტორია და სათანადო კოორდინატები ეილერის კუთხეების დახმარებით.

2.4 ბრტყელი და სივრცითი ოთხრგოლა ბერკეტული მექანიზმების კინემატიკური კვლევა კომპიუტერული სისტემური პროგრამების AutoCAD-ისა და Inventor-ის გამოყენებით

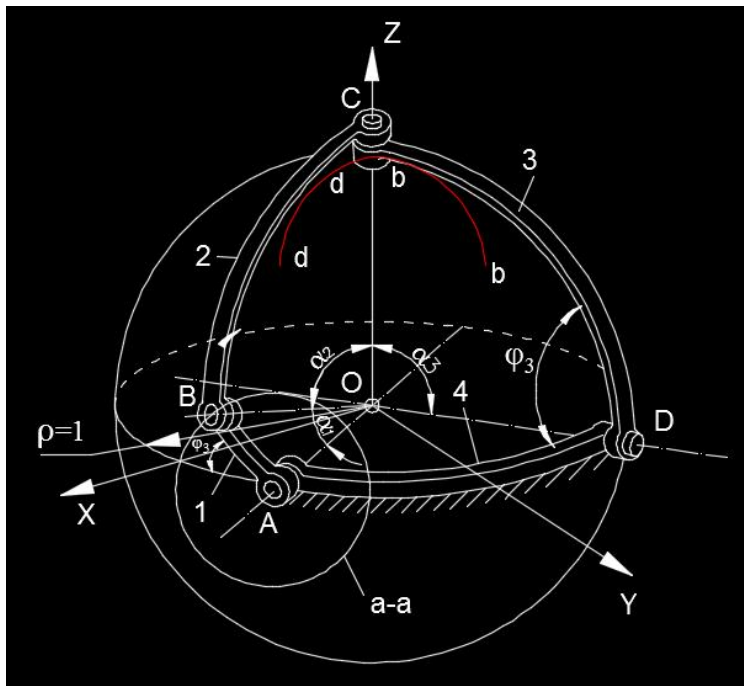
როგოც ცნობილია, სფეროს ზედაპირზე მდებარე წერტილზე სფეროს კუთვნილი უამრავი წრეწირის აგებაა შესაძლებელი. ამიტომ სფეროს ზედაპირზე მდებარე N წერტილის მდებარეობის განსაზღვრისათვის, ჯერ სფეროს კუთვნილი ნებისმიერი n წრეწირი ავაგოთ (ნახ. 15 ა) და შემდეგ მასზე N წერტილი მოვნიშნოთ.

დავუშვათ, მოცემულია O ცენტრი, და $\rho=1$ რადიუსიან სფეროს ზედაპირზე მდებარე ორი წერტილი. საჭიროა განისაზღვროს ამავე ზედაპირზე მდებარე ისეთი C წერტილი რომელიც აღნიშნული წერტილებიდან წინასწარ მოცემული $\angle COA$ და $\angle COB$ სფერული მანძილებით იქნება დაშორებული. ცხდია რომ სფეროს ზედაპირზე ასეთი ორი წერტილი იარსებებს, ისინი სფეროს იმ სეკმენტების ფუძეების გადაკვეთის წერტილები იქნებიან, რომელთა წვეროები A და B წერტილებია, ხოლო მსახველები შესაბამისად \widehat{AC} და \widehat{BC} მონაკვეთების ტოლი (ნახ. 15 ბ).



ნახ. 15

ზოგად შემთხვევაში ერთი ან რამდენიმე მოძრაობის ხარისხის მქონე ბერკეტული მექანიზმი მიიღება წამყვან რგოლთან ან რგოლებთან ერთი ან რამდენიმე სტრუქტურული ჯგუფის მიერთების გზით. კინემატიკური კვლევის ჩატარების და ამ ჯგუფების მიერთების თანმიმდევრობა ერთმანეთს ემთხვევა (იდენტურია). მათი გათვალისწინებით შეიძლება მივიღოთ ბერკეტული მექანიზმების კინემატიკური კვლევის ერთ-ერთი ცნობილი სტრუქტურული მოდელი სტანდარტული კომპიუტერული პროგრამების გამოყენებით. უმარტივესი სახის ორსადავიანი ჯგუფებისათვის ცნობილი იქნება გარე კინემატიკური წყვილების მდებარეობები და კვლევის მიზანს შეადგენს შუა, კინემატიკური წყვილის მდებარეობის განსაზღვრა. კინემატიკური კვლევის ეს მიდგომა მართებულია ყველა სახის და მოდიფიკაციის ბერკეტული მექანიზმისათვის. ასე მაგალითად:



ნახ. 16

ჩავატაროთ ოთხრგოლა სფერული ბერკეტული მექანიზმის კინემატიკური ანალიზი გრაფიკული და კომპიუტერული პროგრამა AutoCAD-ისა და Inventor-ის გამოყენებით.

მოცემულია: 1. სფერული ოთხრგოლა ბერკეტული მექანიზმის

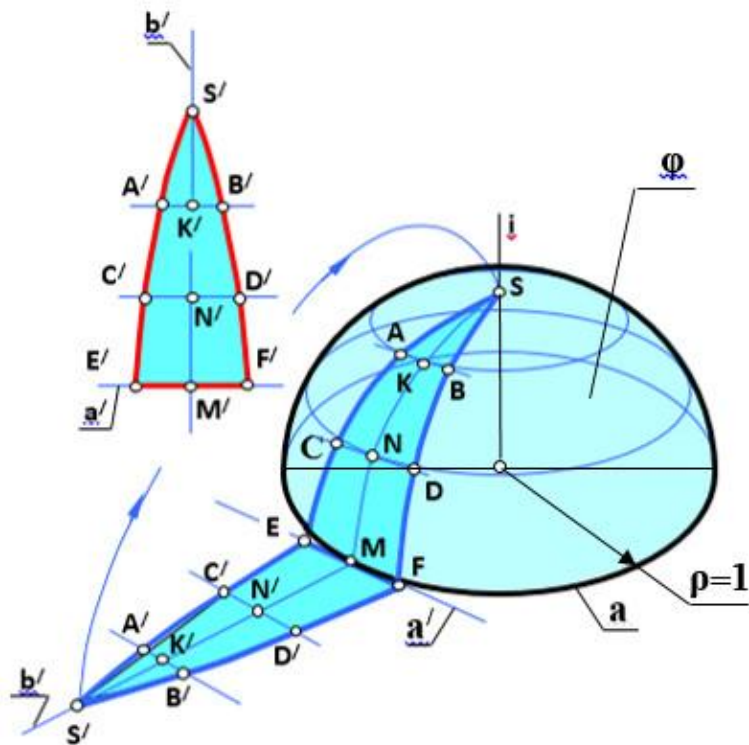
კინემატიკური სქემა (ნახ. 16);

2. განზოგადოებული კოორდინატის ცვალებადობის ფუნქცია დროსთან კავშირში $\varphi_1 = \varphi_1(t)$;
3. $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$ - მრუდხარას, ბარბაცას, მხრეულის, დგარის ცენტრალური კუთხეები (ნახ. 16).

საჭიროა განისაზღვროს ABCD ბერკეტული მექანიზმის მდებარეობის ფუნქცია $\varphi_3 = f(\varphi_1)$.

მოცემულია ოთხრგოლა ბერკეტული მექანიზმის ნახევრად კონსტრუქციული სქემა (ნახ. 17).

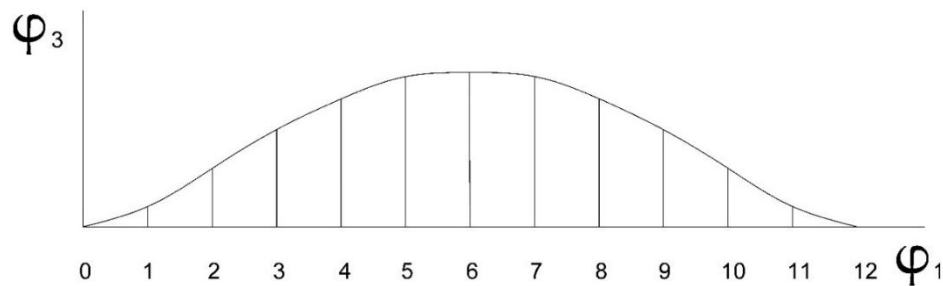
კუთხეები $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$, და α_4 , - რგოლების ზომები შემაჯავლი რგოლის მობრუნების კუთხის - (განზოგადოებული კოორდინატის) ცვალებადობის ფუნქცია დროსთან კავშირში $\varphi = f(t)$ საჭიროა განისაზღვროს მექანიზმის მდებარეობის გეგმა.



ნახ. 17

კინემატიკურ კვლევას ვაწარმოებთ შემდეგი თანმიმდევრობით:

1. შევასრულოთ ერთეული რადიუსის მქონე სფეროს განფენა.
2. მიღებული განფენის საშუალებით შევქმნათ ორი ნახევარსფერული ზედაპირი.
3. დაეფაროთ მიღებული ზედაპირებით ზემოთ აღნიშნული სფერო.
4. მოვნიშნოთ სფეროს ზედაპირზე ორი უძრავი A და D წერტილი.
5. A წერტილიდან როგორც ცენტრიდან შემოვხაზოთ წრეწირი $|AB|$ ქორდის ტოლი რადიუსით. მოვნიშნოთ a-a წრეწირზე ერთ-ერთი B წერტილი.
6. მონიშნული ერთ-ერთი წერტილიდან, ჩვენს შემთხვევაში B²-დან, როგორც ცენტრიდან, $|BC|$ ქორდის ტოლი რადიუსის მქონე b-b რკალი შემოვხაზოთ.
7. ანალოგიურად D წერტილიდან, $|DC|$ ქორდის ტოლი რადიუსით შემოვხაზოთ d-d რკალი.
8. b-b და d-d რკალების თანაკვეთის წერტილი არის საძიებელი C წერტილი.

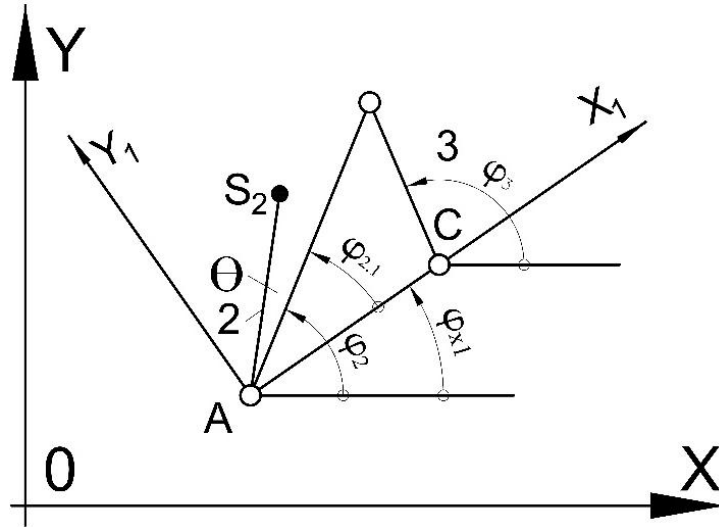


ნახ. 18

A,B,C და D წერტილები შევაერთოთ სათანადო რკალებით. შედეგად მივიღეთ მექანიზმის მდებარეობათა გეგმა.

თუ მრუდხარას შემობრუნების კუთხეებს მივცემთ სხვადასხვა მნიშვნელობებს, ანუ შესაბამის წრეწირს დაეყოფთ რამდენიმე (ჩვენს შემთხვევაში 12) ტოლ ნაწილად, მაშინ მივიღებთ მექანიზმის სხვადასხვა მდებარეობებს. ამით განისაზღვრება CD რგოლის მდებარეობები. ზემოთ აღნიშნული ოპერაცია შესაძლებელია გავიმეოროთ 12 ჯერ რის შემდეგადაც, სათანადო მონაცემების გათვალისწინებით შესაძლებელია, დიაგრამის

$\varphi_3 = f(\varphi_1)$ აგება. მიღებული შედეგები შეგვიძლია გამოვსახოთ გრაფიკულად და ავადგოთ დიაგრამა (ნახ. 19).



ნახ. 19

ბერკეტული მექანიზმების კინემატიკური ანალიზისათვის შეიძლება გამოვიყენოთ კვლევის სხვადასხვა მეთოდი. კვლევის შედეგად უნდა მივიღოთ ფუნქციონალური დამოკიდებულებანი ამა თუ იმ კინემატიკური პარამეტრის ცვალებადობასა და მექანიზმის განზოგადოებულ კოორდინატებს შორის.

ვინაიდან თანამედროვე ტექნიკაში გამოყენებული მექანიზმების უმრავლესობა მიეკუთვნება მეორე კლასის მექანიზმებს, რომლებიც მიიღებიან საწყის მექანიზმთან ასსურის ორსადავიანი ჯგუფების სხვადასხვა კომბინაციით მიერთების შედეგად, ამიტომ საჭიროა გავეცნოთ ამ ჯგუფის კინემატიკური კვლევის ალგორითმის შედგენის საერთო პრინციპებს.

ამ სახის მექანიზმის მდებარეობის ფუნქციის განსაზღვრის დროს წინასწარ ცნობილი იქნება, მისაერთებელი ნულოვანი ჯგუფის განაპირა კინემატიკური წყვილების ელემენტების (A და C) ცენტრების კოორდინატები

გლობალურ XOY კოორდინატთა სისტემაში და რგოლების l_{AB} და l_{BC} სიგრძეები.

ვირჩევთ მოძრავ (ლოკალურ) კოორდინატთა AX_1Y_1 სისტემას და ვსაზღვრავთ C წერტილის დაშორებას A წერტილიდან.

$$L_{ac} = \sqrt{(x_c - x_a)^2 + (y_c - y_a)^2} \quad (64)$$

AX_1Y_1 კოორდინატთა ღერძების ორიენტაციის კუთხე OXY სისტემის მიმართ გამოითვლება ფორმულით

$$\varphi_{ac} = \arctg \frac{y_c - y_a}{x_c - x_a}$$

OXY სისტემაზე A და C წერტილების ურთიერთგანლაგების ზოგადი შემთხვევისათვის უნდა ვისარგებლოთ შემდეგი პირობებით:

$$\varphi_{x1} = \begin{cases} \varphi_{AC1} (Y_C - Y_A) \geq 0 \\ \varphi_{AC} + \pi (Y_C - Y_A) < 0 \end{cases} \quad \left| \quad \begin{array}{l} \varphi_{AC} \geq 0 \\ \varphi_{AC} < 0 \end{array} \right. \quad (65)$$

$$\begin{cases} \varphi_{AC} + \pi (Y_C - Y_A) \geq 0 \\ \varphi_{AC} + 2\pi (Y_C - Y_A) < 0 \end{cases} \quad \left| \quad \begin{array}{l} \varphi_{AC} < 0 \end{array} \right.$$

B წერტილის კოორდინატები AX_1Y_1 სისტემაში:

$$X_{B1} = \frac{l_{AB}^2 + l_{AC}^2 - l_{BC}^2}{2l_{AC}}, \quad Y_{B1} = \sqrt{l_{AB}^2 - X_{B1}^2} \quad (66)$$

B წერტილის კოორდინატები OXY სისტემაში:

$$X_B = X_{B1} \cos Y_{x1} - Y_{B1} \sin Y_{x1} + X_A;$$

$$Y_B = X_{B1} \sin Y_{x1} + Y_{B1} \cos Y_{x1} + Y_A.$$

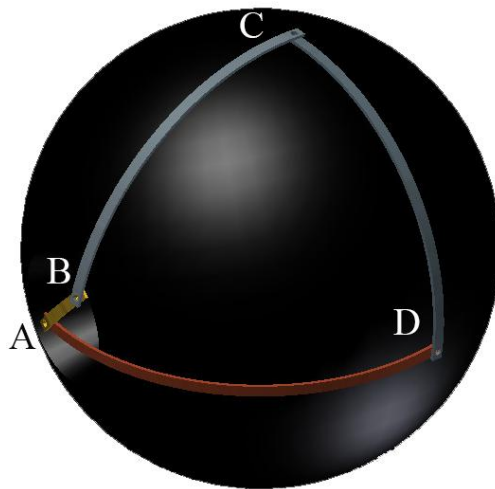
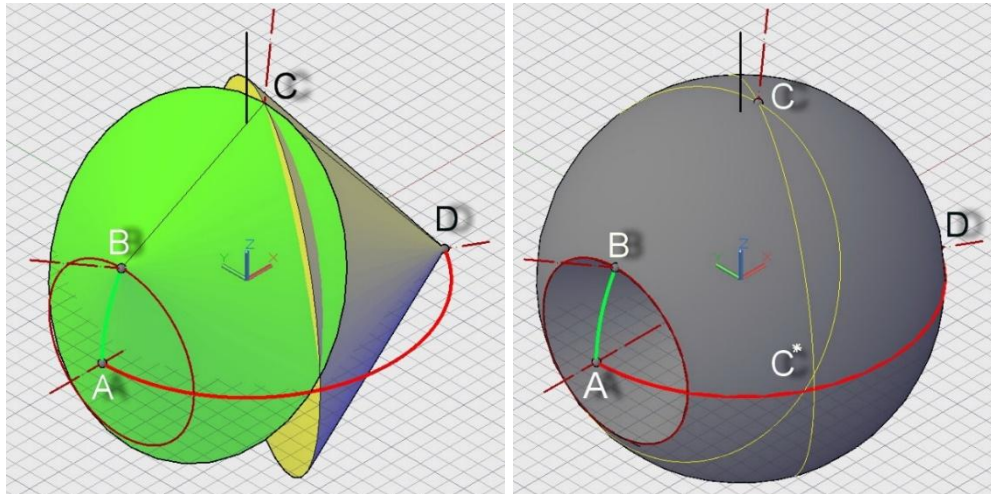
რგოლების 2 და 3 დახრის კუთხეები X ღერძის მიმართ:

$$\varphi_2 = \begin{cases} \arccos \frac{X_B - X_A}{l_{ab}}, & \varphi_B \geq \varphi_A; \\ -\arccos \frac{X_B - X_A}{l_{ab}}, & \varphi_B < \varphi_A; \end{cases} \quad (67)$$

$$\varphi_3 = \begin{cases} \arccos \frac{X_B - X_C}{l_{bc}}, & \varphi_B \geq \varphi_C; \\ -\arccos \frac{X_B - X_C}{l_{bc}}, & \varphi_B < \varphi_C; \end{cases}$$

კვლევის შედეგების მეთოდის შეიქმნა გადაწყვეილოთ კომპიუტერული პროგრამის AutoCAD-ის გამოყენებით.

როგორც უკვე აღვნიშნეთ საჭიროა აიგოს B წვეროთი და BC მსახველით განსაზღვრული სეგმენტის ფუძე და ასევე D წვეროთი და CD მსახველით განსაზღვრული სეგმენტის ფუძე. სეგმენტების ფუძეების (წრეწირები) თანაკვეთის წერტილი იქნება საძიებელი C წერტილი.



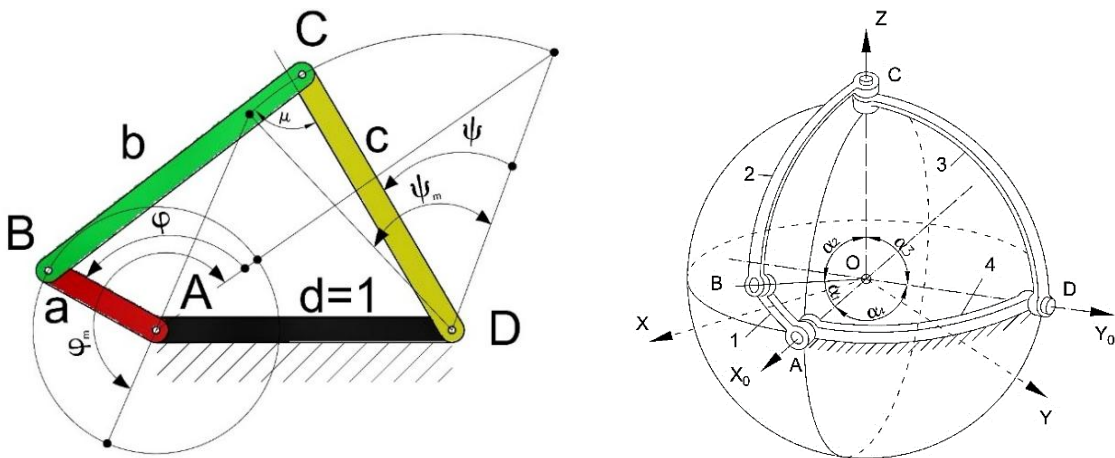
ნახ. 20

თავდაპირველად კომპიუტერულ პროგრამა AutoCAD-ში ავაგოთ ერთეული რადიუსის მქონე სფერო, შემდეგ მოვნიშნოთ დგარის წერტილები A და D. სეგმენტები შეიქმნება შეიცვალოს ბრუნვის კონუსებით რომელთა წვეროები იქნება B და D წერტილები, ბრუნვის ღერძები შესაბამისად BO და DO, ხოლო მსახველები კი მოცემული მანძილები $|BC|$ და $|CD|$. ასეთი ბრუნვის

კონუსების აგება კომპიუტერულ პროგრამა AutoCAD-ში არავითარ სირთულეს არ წარმოადგენს. ამ კონუსების ფუძეების (წრეწირები) თანაკეთა გვაძლევს საძიებელ ორ წერტილს C და C*. აშკარაა, რომ ამ ორი წერტილიდან ჭეშმარიტი შეიჩვევა მექანიზმის თანმიმდევრული მდებარეობიდან გამომდინარე. კომპიუტერულ პროგრამა AutoCAD-ი საშუალებას გვაძლევს განისაზღვროს ბერკეტული მექანიზმის ნებისმიერი წერტილის კოორდინატები, ასევე მათ შორის მანძილი პრაქტიკისათვის მისაღები სიზუსტით (ნახ. 20).

2.5. ბრტყელი და სივრცითი ოთხრგოლა ბერკეტული მექანიზმების ბარბაცოვანი წირების აგება კომპიუტერული სისტემური პროგრამების AutoCAD-ისა და Inventor-ის გამოყენებით

სადისერტაციო ნაშრომში ჩატარებულია ბრტყელი და სივრცითი ოთხრგოლა ბერკეტული მექანიზმების კინემატიკური კვლევა კომპიუტერული სისტემური პროგრამების AutoCAD-ისა და Inventor-ის გამოყენებით (ნახ. 21).



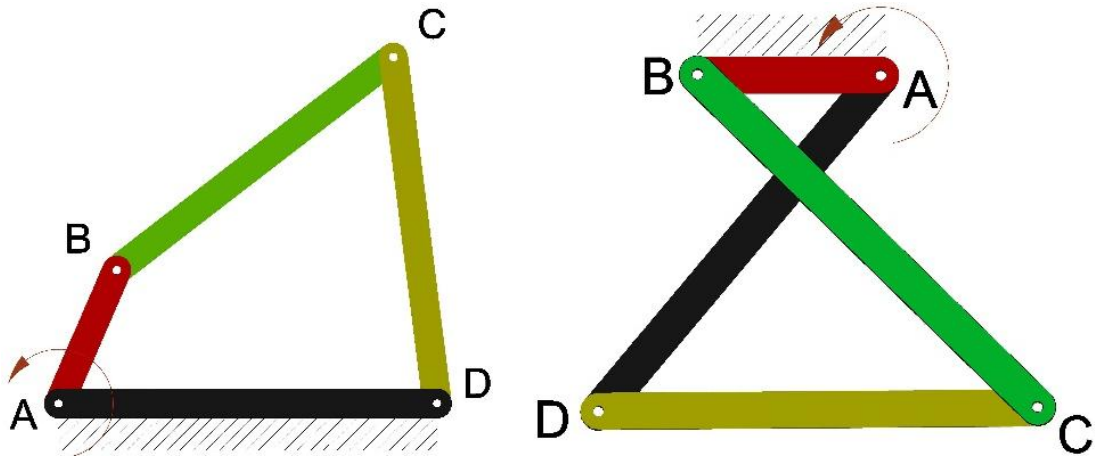
ნახ. 21

განხილულია ამ მექანიზმების უძრავი და მოძრავი რგოლების ურთიერთ ფარდობითი მდებარეობების ყველა შესაძლო ვარიანტი. 22-ე

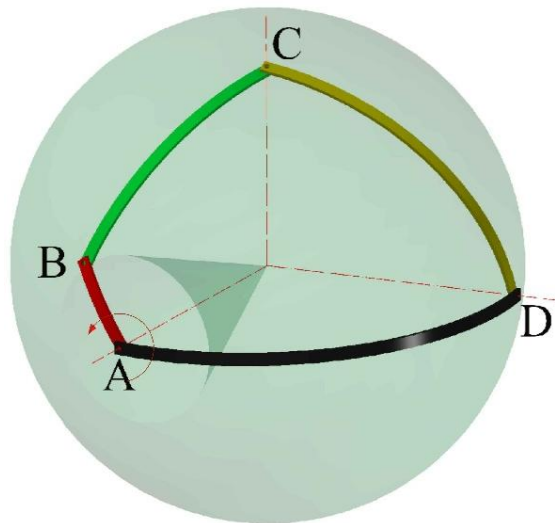
ნახაზზე რგოლი AD წარმოსდგენს დგარს, ხოლო მეორე გამოსახულებაში დგარი არის AB.

ანალოგიურად არის შესაძლებელი, რომ დგარი ჯერ BC გავხადოთ შემდეგ კი CD.

კომპიუტერული სისტემური პროგრამების Inventor-ის და AutoCAD-ის გამოყენებით ასევე ჩატარებულია სფერული ოთხრგოლა მექანიზმების კინემატიკური კვლევა (ნახ. 23).



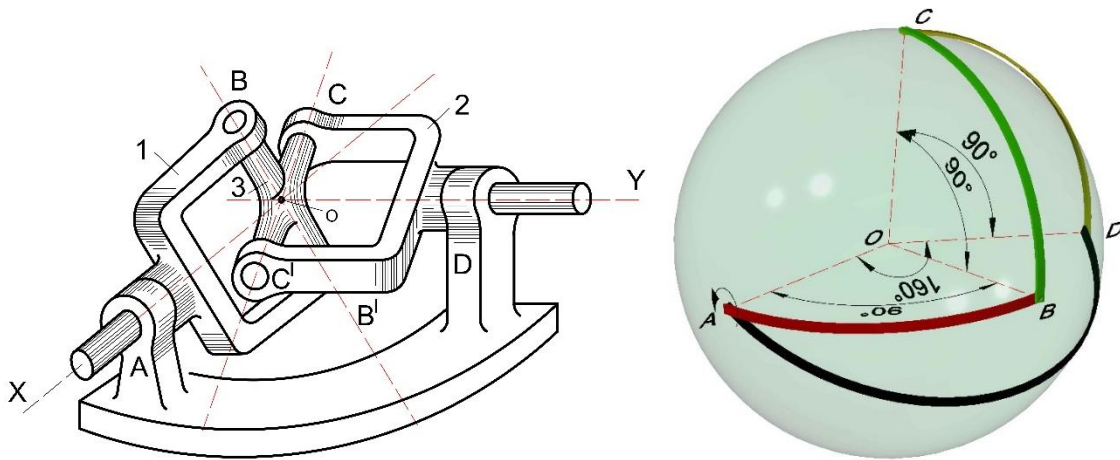
ნახ. 22



ნახ. 23

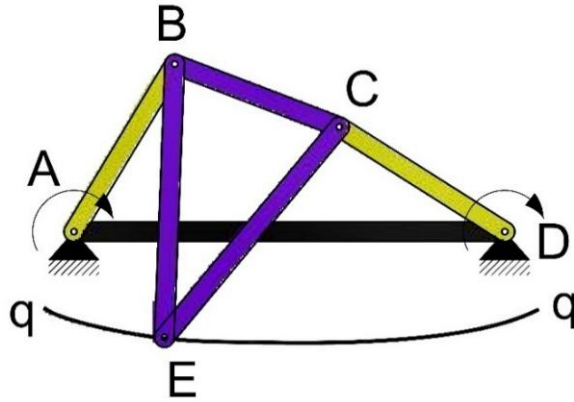
სფერული ოთხკუთხედი ბერკეტული მექანიზმის კერძო შემთხვევას წარმოადგენს ჰუკის უნივერსალური სახსრის ანუ კარდანის მექანიზმი. რომელიც $\angle AOB = \angle BOC = \angle COD$ და $165^\circ \leq \angle AOD \leq 180^\circ$ (ნახ. 24).

ნაშრომში, ნაჩვენებია ცნობილი მეცნიერების მიერ შექმნილი ზოგიერთი სახის მექანიზმების მოძრავი მოდელები, როგორც არის: რობერტსის, ჩებიშევის, უატის, არტობოლევსკის, ევანსის, ჰუკის, დელონეს, სილვესტრე-კემპეს, პოსელიეს, და სხვა.

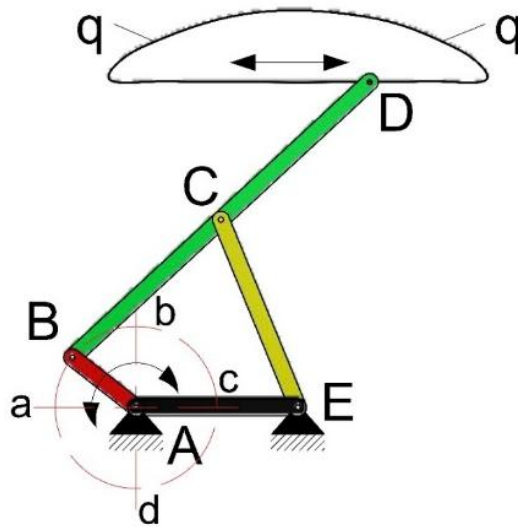


ნახ. 24

განვიხილოთ რობერტსის სახსრული ოთხკუთხედი ABCD მექანიზმი (ნახ. 25). რობერტსის მექანიზმი წარმოადგენს ოთხკუთხედს ორი მხრეულით AB და CD. AD წარმოადგენს უძრავ რგოლს ხოლო, BC კი ბარბაცას. ეს მექანიზმში უნდა აკმაყოფილებოდეს შემდეგ პირობებს: $AB=CD$; $AD=2.2AB$; $BC=0.9AB$ და $BE=CE=1.4AB$. როდესაც მხრეული AB ბრუნავს უძრავი A დერძის ირგვლივ მაშინ სამკუთხედის E წვეროს მიერ აღწერილი q-q ტრაექტორიის ზოგიერთი უბანი წარმოადგენს წრფესთან მიახლოებულ წირს, რომელიც AD დგარის პარალელური იქნება.



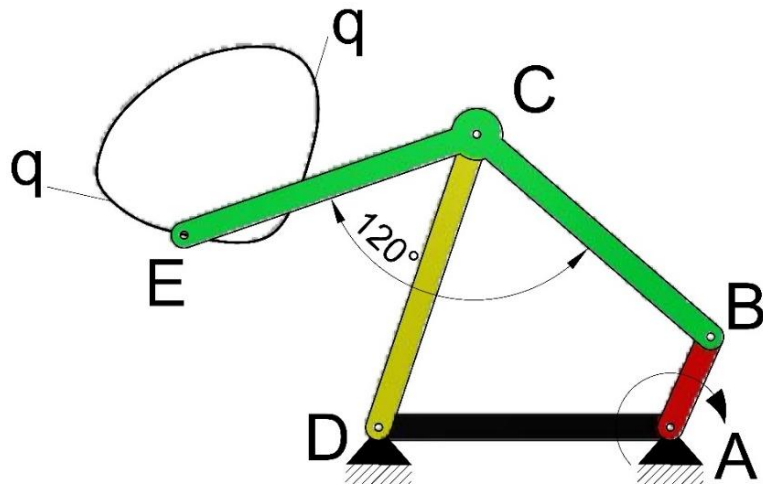
ნახ. 25



ნახ. 26

Autodesk-ის კომპიუტერული პროგრამა Inventor-ი საშუალებას გვაძლევს, ყოველგვარი ანალიზური და გრაფიკული მეთოდების გამოყენების გარეშე, ვიზუალურად მივიღოთ თვალსაჩინო ეფექტი.

ნახ. 26 ნაჩვენებია ჩერბიშევის სახსრული ოთხრგოლა ABCE მექანიზმი, რომელიც აკმაყოფილებს პირობებს: $BC=CE=CD=2.5AB$, $AE=2AB$. AB რგოლის უძრავი A წერტილის ირგვლივ ბრუნვის დროს, BC რგოლის D წერტილი აღწერს $q-q$ ტრაექტორიას. B წერტილის $d-a-b$ რკალზე მოძრაობის დროს, D წერტილი გადაადგილდება $q-q$ ტრაექტორიის თითქმის სწორხაზოვან მონაკვეთზე.

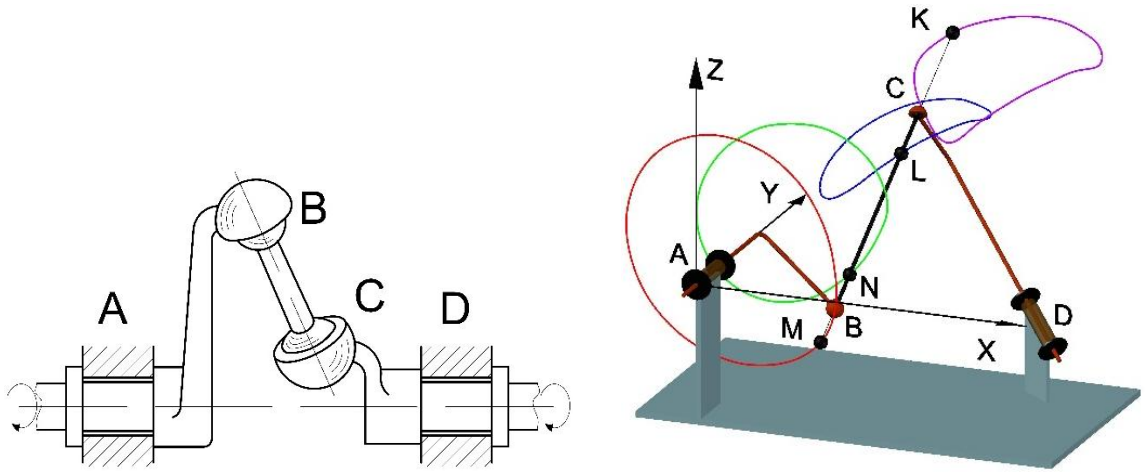


ნახ. 27

განვიხილოთ ჩერბიშევის კიდევ ერთი სახსრული ოთხკუთხედი ABCD მექანიზმი (ნახ. 27). მექანიზმი აკმაყოფილებს პირობებს $BC=CD=CE=3.12AB$, $AD=2.94AB$, ხოლო კუთხე $\angle BCE=120^\circ$. აღნიშნული მექანიზმის AB რგოლის A უძრავი წერტილის ირგვლივ ბრუნვის დროს, მექანიზმის BCE რგოლის E წერტილი აღწერს q-q წირს, რომელიც წარმოადგენს მიახლოებით წრეწირს.

სამეცნიერო-ტექნიკურ ლიტერატურაში იზრდება სივრცითი მექანიზმების ფუძემდებლური ნაშრომების რიცხვი. ამ მექანიზმების გამოყენების სფერო მტკიცედ ფართოვდება ტექნიკის თითქმის ყველა დარგში. ეს აიხსნება იმით, რომ ამგვარი მექანიზმები გაცილებით ზუსტად ასახავენ მდებარეობის მოცემულ ფუნქციას, ვიდრე ბრტყელი გადამცემი მექანიზმების სისტემა; ისინი უფრო კომპაქტურია, მარტივი და საიმედოა მუშაობისას, და უმეტეს შემთხვევაში მოხერხებული კონსტრუქციების შექმნის საშუალებას იძლევიან.

28-ე ნახაზზე წარმოდგენილია სივრცითი ოთხკუთხედი ბერკეტული მექანიზმი, რომელიც ფართოდ გამოიყენება მანქანათმშენებლობის პრაქტიკაში. აქვე ნაჩვენებია ბარბაცაზე მდებარე სხვადასხვა წერტილების მიერ აღწერილი ტრაექტორიები.



ნახ. 28

2.6 ბრტყელი და სივრცითი სახსრული ხუთრგოლა ბერკეტული მექანიზმების სტრუქტურული და კინემატიკური ანალიზი კომპიუტერული ტენიკის გამოყენებით.

მანქანათმშენებლობის სწრაფმა ზრდამ მეცნიერებისა და კონსტრუქტორების წინაშე დასახა მთელი რიგი პრაქტიკული ამოცანები. მათ შორის ერთ-ერთ აქტუალურ პრობლემად ითვლება სხვადასხვა სახის რთული ზედაპირების მქონე დეტალების რაციონალური დამუშავება და მანქანების მუშა ორგანოების ცალკეული წერტილების მოცემული ტრაექტორიებით მოძრაობის განხორციელება.

მანქანათმშენებლობაში სხვადასხვა ტექნოლოგიური ამოცანების გადაწყვეტისას ხშირად საჭირო მექანიზმის ცალკეული წერტილები გადაადგილდებოდეს სრულიად გარკვეული ტრაექტორიით. ეს ტრაექტორიები მთელ რიგ შემთხვევებში სრულად ან ცალკეულ უბნებში ემთხვევიან რომელიმე ცნობილ ალგებრულ წირებს. ამიტომ კონსტრუქტორებს თავიანთი პრაქტიკული მოდერნიზაციის განმავლობაში ხშირად სჭირდებათ დააპროექტონ შესაბამისი მექანიზმები. ამ რთული ამოცანების გადაწყვეტის შემსუბუქება შესაძლებელია თუ წინასწარ იქნება ცნობილი მექანიზმები, რომლებიც აღწერენ ამა თუ იმ წირებს. ამის შემდეგ

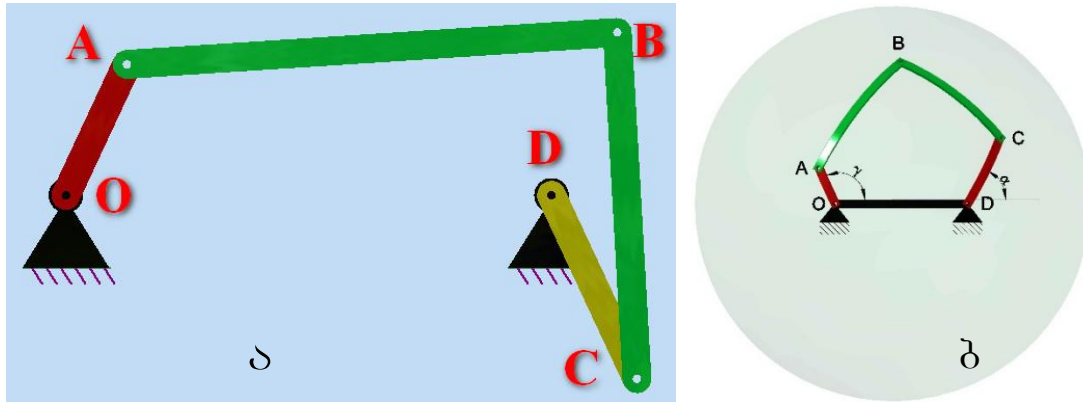
კონსტრუქტორს შეუძლია შეარჩიოს მხოლოდ შესაბამისი მექანიზმი და ჩართოს იგი მექანიზმების საერთო სისტემაში.

მექანიზმების მიერ აღგებრული ან სხვა სახის წირების წარმოქმნისათვის აუცილებელია წინასწარ დეტალურად იქნეს შესწავლილი წირების ძირითადი პარამეტრები და მათი წარმოქმნის პირობები, რაც მოგვცემს შესაძლებლობას შევარჩიოთ ამ წირების წარმოქმნელი მექანიზმი. პრაქტიკაში სასურველი წირების მისაღებად გამოიყენება უდაბლესი კინემატიკური წყვილების შემცველი ბრტყელი და სივრცითი მექანიზმები. როგორც წესი ასეთ მექანიზმებში გვაქვს ერთი წამყვანი რგოლი, დანარჩენი პარამეტრები მუდმივია და თითოეული მექანიზმი შესაძლებლობას იძლევა მივიღოთ ერთადერთი წირი. ტრაექტორიის შესაცვლელად აუცილებელია შევიტანოთ ცვლილებები მექანიზმის კინემეტიკურ სქემაში.

როგორც ცნობილია, ნებისმიერი სახის წირის მიღება, შესაძლებელია აგრეთვე, უმაღლესი კინემატიკური წყვილების შემცველი მექანიზმებით. ამასთან, ასეთი მექანიზმები ხასიათდებიან მთელი რიგი უარყოფითი თვისებებით და რაც მთავარია, ისინი მხოლოდ ერთი წირის წარმოქმნის შესაძლებლობას იძლევიან. მაგალითად სხვადასხვა ტრაექტორიების მისაღებად ცვლადი მუშტების პროფილების გამოყენება დაკავშირებულია მთელ რიგ სიძნელეებთან, კერძოდ კონსტრუქციული ხასიათის სიძნელეებთან, ამიტომ, როგორც წესი, უმაღლესი კინემატიკური წყვილების შემცველი მექანიზმები გამოიყენებიან მხოლოდ ერთი განსაზღვრული წირის წარმოსაქმნელად.

თუ ავიღებთ ორი ან სამი შემავალი რგოლის მქონე მექანიზმს და მათ ერთმანეთთან დავაკავშირებთ გარკვეული ფუნქციონალური დამოკიდებულებით, მაშინ მივიღებთ ერთი მოძრაობის ხარისხის მქონე მექანიზმს და ამ დროს რგოლების ცალკეული წერტილები აღწერენ სრულიად გარკვეულ ტრაექტორიებს. იმ შემთხვევაში თუ ჩვენი სურვილის მიხედვით შევცვლით ადრე შერჩეულ ფუნქციონალურ დამოკიდებულებებს ცხადია, მივიღებთ მექანიზმის სტრუქტურული სქემის შეუცვლელად ახალ ტრაექტორიებს. ამგვარად, მივიღებთ განუსაზღვრელი რაოდენობის ახალ

წირებს, რაც კონსტრუქტორებს საშუალებას მისცემს დააპროექტონ ახალი უფრო სრულყოფილი ოპტიმალური კონსტრუქციის მექანიზმები.



ნახ. 29

როული ტრაექტორიების აღწარმოებისთვის შეიძლება გამოყენებულ იქნას ორი მოძრაობის ხარისხის მქონე ხუთრგოლა ბრტყელი (ნახ. 29ა) და სფერული (ნახ. 29ბ) ბერკეტული მექანიზმები. მექანიზმზე დამატებითი კინემატიკური ბმების განხორციელების შემდეგ, ვიღებთ ერთი შემავალი რგოლის მქონე მექანიზმს. ორი მოძრაობის ხარისხის მქონე ჩაკეტილ კინემატიკურ ჯაჭვებში დამატებითი ბმის პირობების განხორციელება შესაძლებელია სხვადასხვა საშუალებებით. რადგანაც დამატებითი რგოლების რიცხვი და ჯამური ბმათა რიცხვი ერთმანეთთან დაკავშირებულია დამოკიდებულებით

$$W=3n-\sum_{K=4.5}(K-3)P_k = -1, \quad (68)$$

და თუ გავითვალისწინებთ, რომ ასეთი მექანიზმების შემადგენლობაში შეიძლება შედიოდნენ მხოლოდ მეოთხე და მეხუთე კლასის კინემატიკური წყვილები. ამიტომ,

$$\sum_{K=4.5}(K-3)P_k = 2P_5 + P_4. \quad (69)$$

ბოლო ორი განტოლებიდან ჩანს, რომ

$$2P_5+P_4= 3n+1 \quad (70)$$

დამატებით კინემატიკურ ჯაჭვში შემავალი რგოლების რაოდენობიდან გამომდინარე, გვექნება განსხვავებული ვარიანტები:

1. არ არის დამატებითი რგოლი ($n=0$)

$$\text{ამასთან } P_5 = \frac{1-P_4}{2};$$

თუ $P_4=1$, მაშინ $P_5=0$

2. ერთი დამატებითი რგოლი ($n=1$)

$$\text{ამასთან } P_5 = \frac{4-P_4}{2};$$

თუ $P_4=0$, მაშინ $P_5=2$ თუ $P_4=2$, მაშინ $P_5=1$ თუ $P_4=4$, მაშინ $P_5=0$.

3. ორი დამატებითი რგოლი ($n=2$).

$$\text{ამასთან } P_5 = \frac{7-P_4}{2};$$

თუ $P_4=1$ მაშინ $P_5=3$ თუ $P_4=3$ მაშინ $P_5=2$

თუ $P_4=5$ მაშინ $P_5=1$ თუ $P_4=7$ მაშინ $P_5=0$

4. სამი დამატებითი რგოლი ($n=3$).

$$\text{ამასთან } P_5 = \frac{10-P_4}{2};$$

თუ $P_4=0$ მაშინ $P_5=5$ თუ $P_4=2$ მაშინ $P_5=4$

თუ $P_4=4$ მაშინ $P_5=3$ თუ $P_4=6$ მაშინ $P_5=2$

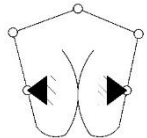
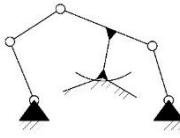
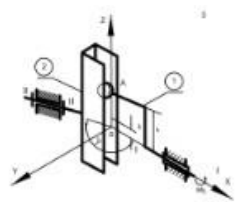
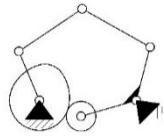
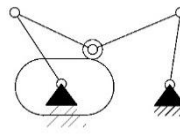
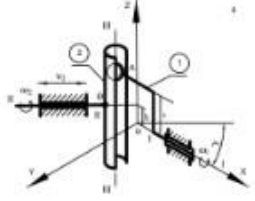
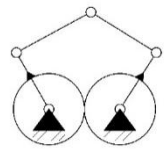
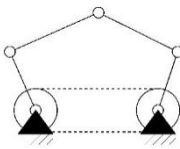
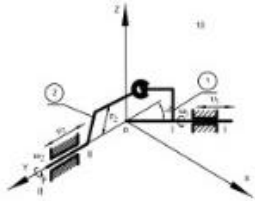
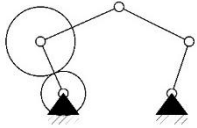
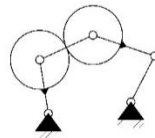
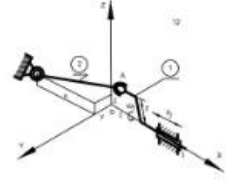
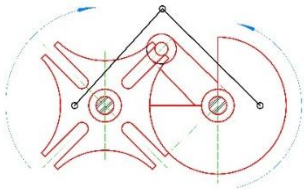
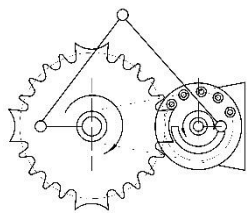
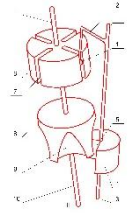
თუ $P_4=8$ მაშინ $P_5=1$ თუ $P_4=10$ მაშინ $P_5=0$.

თეორიულად შესაძლო ვარიანტების შემდგომი განხილვა არ არის მიზანშეწონილი მათი პრაქტიკული რეალიზაციის არარსებობის გამო.

იმ შემთხვევაში, როდესაც ორი თავისუფლების ხარისხის მქონე კინემატიკური ჯაჭვი წარმოადგენს ხუთრგოლა ბერკეტულ მექანიზმს, მაშინ პრაქტიკულად მისაღებია დამატებითი ბმა განვახორციელოთ შემდეგი პირობის დაცვით:

$$n=0 \quad P_5=0 \quad P_4=1$$

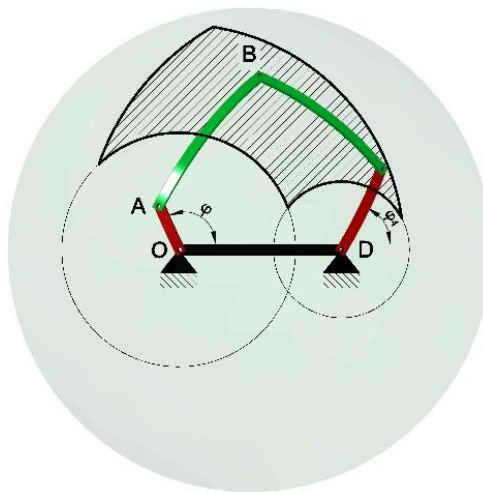
ცხრილი 4

თუ გავითვალისწინებთ ძირითად ფუნქციურ დანიშნულებებს, მექანიზმების ცალკეული რგოლების მოძრაობის გარდაქმნებს და მათ სხვადასხვაგვარ სტრუქტურულ მახასიათებლებს, მაშინ ჩაკეტილი კინემატიკური ჯაჭვებისათვის შეიძლება შევადგინოთ კლასიფიკაციის განზოგადებული სქემა (ცხრილი 4).

ამგვარად, სტრუქტურული კლასიფიკაციის თეორიის საფუძველზე მიღებული იქნა მოძრაობის ერთი ხარისხის მქონე ჩაკეტილი კინემატიკური ჯაჭვების ყველა შესაძლო მოდიფიკაცია, შესწავლილია მათი წარმოქმნის ზოგადი კანონები, შეკრებილია და კლასიფიკაციის სისტემაში მოყვანილია ამ მექანიზმების ძირითადი სახეები.

ზემოთ დანიშნული თეორიული მასალის ანალიზის საფუძველზე შეგვიძლია განვიხილოთ სხვადასხვა სახისა და მოდიფიკაციის ხუთრგოლა ბერკეტული ბრტყელი და სივრცითი მექანიზმებისათვის კინემატიკური ანალიზი და სინთეზის საკითხები კომპიუტერული პროგრამების გამოყენებით.

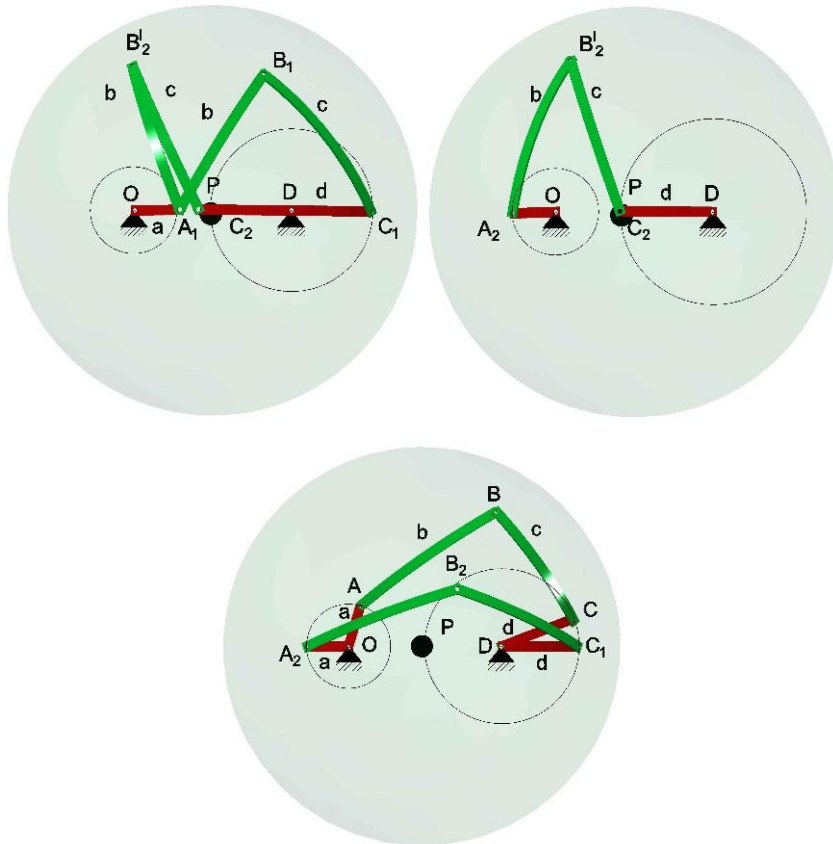


ნახ. 30

ბრტყელ და სფერულ ბერკეტულ მექანიზმებში რგოლების ზომები განსაზღვრავენ იმ კონკრეტულ უბანს, რომელშიც შეიძლება მოთავსებული იყოს წერტილის საძიებელი ტრაექტორია. მაგალითად 30-ე ნახაზზე მოცემულია $\rho=1$ რადიუსიანი სფერო P ცენტრით. სფერული ხუთრგოლა მექანიზმისათვის B წერტილის მიერ აღწერილი ტრაექტორია მოთავსებული

იქნება სფეროს ზედაპირის დაშტრიხულ უბანში. ეს უბანი შემოსაზღვრულია ერთი მხრივ წრეწირის რკალებით O წერტილიდან $(AB+OA)$ და D წერტილიდან $(DC+CB)$ რადიუსებით და მეორეს მხრივ იგივე ცენტრებიდან $(AB-OA)$ და $(BC-DC)$ რადიუსებით. თუ OA რგოლის უწყვეტი მოძრაობისას DC რგოლს აქვს პერიოდული გაჩერებები, მაშინ ამ დროს B წერტილის ტრაექტორია იქნება C წერტილიდან შემოსაზღვრულ CB რადიუსიან რკალზე. ბარბაცებზე მდებარე სხვადასხვა წერტილების ტრაექტორიების უბანი განისაზღვრება ანალოგიური გზით.

საინტერესოა, სფერულ ხუთრგოლა ბერკეტულ მაქანიზმებში ერთი და ორი მრუდხარას არსებობის პირობების განსაზღვრა. როდესაც OA რგოლი დაიკავებს OA_1 მდებარეობას (ნახ. 31), რომელიც ემთხვევა დგარს მარჯვენა მხარეს, მაშინ DC იმ შემთხვევაში შეძლებს სრული ბრუნის შესრულებას თუ მას ექნება შესაძლებლობა თავის ტრაექტორიაზე A_1 წერტილიდან უშორესი C_1 და უახლოესი C_2 მდებარეობები დაიკავოს.



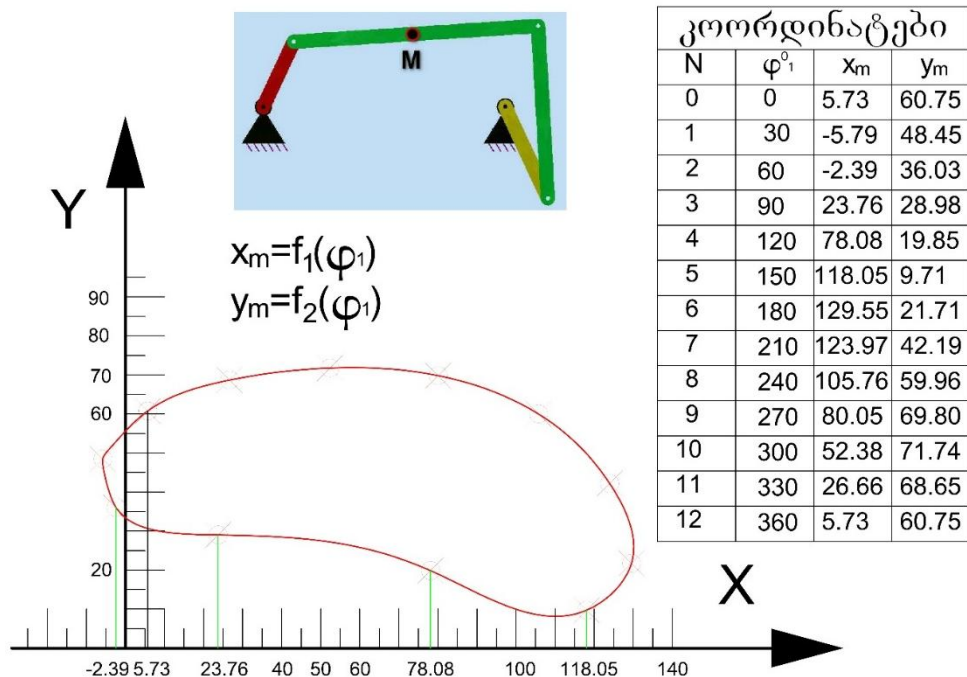
ნახ. 31

როცა OA რგოლი შემდგომი მოძრაობის დროს დაიკავეს OA₂ მდებარეობას რომელიც ემთხვევა დგარს მარცხენა მხრიდან, ანუ A წერტილი დაიკავეს C წერტილის ტრანქტორიიდან უშორეს მდებარეობას, ამ დროს მივიღებთ ორ სფერულ სამკუთხედს A₂B₂C₁ და A₂B₁C₂. თუ ვისარგებლებთ სამკუთხედის გვერდებს შორის ცნობილი თანაფარდობებით, მაშინ მივაღწეოთ შემდეგ დასკვნამდე: სფერულ ხუთრგოლა ბერკეტულ მექანიზმებში ორი მრუდხარის არსებობისათვის საჭიროა რგოლების ზომები აკმაყოფილებენ შემდეგ პირობებს:

1. $\angle APB + \angle BPC \geq \angle OPD + \angle CPD + \angle OPA$
2. $\angle APB - \angle CPB \leq OPD - (\angle DPC + \angle OPA)$
3. $\angle CPB - \angle APB \leq OPD - (\angle DPC + \angle OPA)$

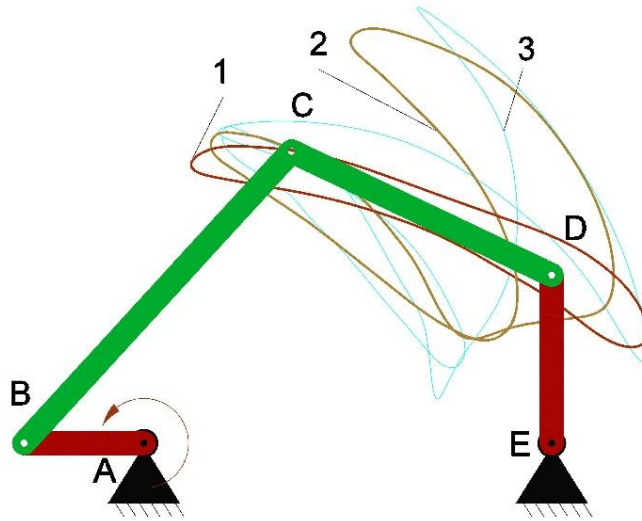
იმ შემთხვევაში თუ ზემოთ ხსენებული პირობები არ არის დაცული მივიღებთ ერთ მრუდხარიან მექანიზმს.

ნახ. 32-ზე მოცემულია ბრტყელი ხუთრგოლა ბერკეტული მექანიზმის ბარბაცაზე მდებარე M წერტილის კოორდინატები და ტრანქტორია მექანიზმის დამოუკიდებელი φ_1 განზოგადოებული პარამეტრის ცვალებადობის მიხედვით.

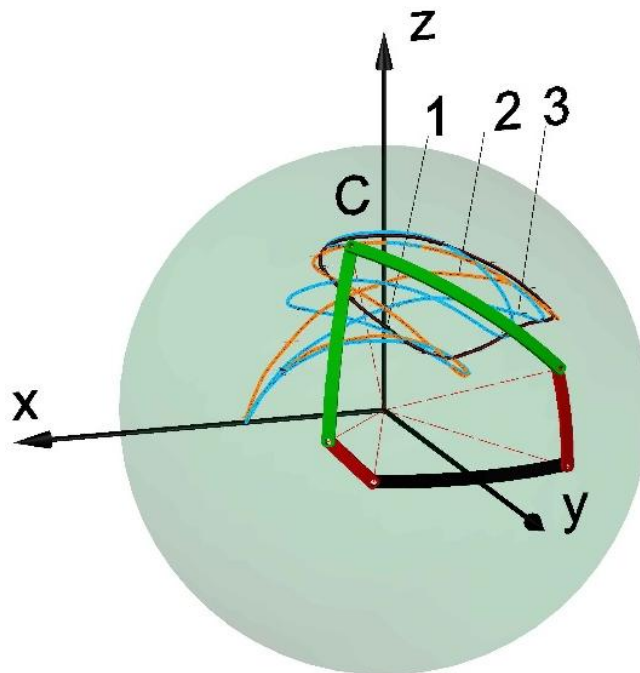


ნახ. 32

ორ მრუდხარიანი ბრტყელი და სფერული ხუთრგოლა მექანიზმის ბარბაცაზე მდებარე C წერტილისათვის აგებულია ტრაექტორიები და განსაზღვრულია კოორდინატები მექანიზმის შემავალი და გამოძავალი რგოლების გადაცემათა რიცხვის სხვდასხვა მნიშვნელობებისათვის კერძოდ $u_{14}=1:1$, (1), $u_{14}=1:2$, (2), $u_{14}=1:3$, (3) (ნახ. 33 –ნახ. 34).



ნახ. 33



ნახ. 34

ცხრილი 5

კოორდინატები 1				
N	φ°	x_m	y_m	z_m
0	0	78.06	150.75	131.62
1	30	56.92	173.52	112.99
2	60	20.08	189.95	95.48
3	90	-4.53	192.86	94.21
4	120	-38.11	183.87	104.26
5	150	-71.88	171.58	107.34
6	180	-59.09	160.16	130.32
7	210	-30.51	149.99	150.11
8	240	0.75	138.33	164.36
9	270	34.05	125.81	170.76
10	300	68.37	114.31	168.55
11	330	91.43	122.94	150.52
12	360	78.06	150.75	131.62

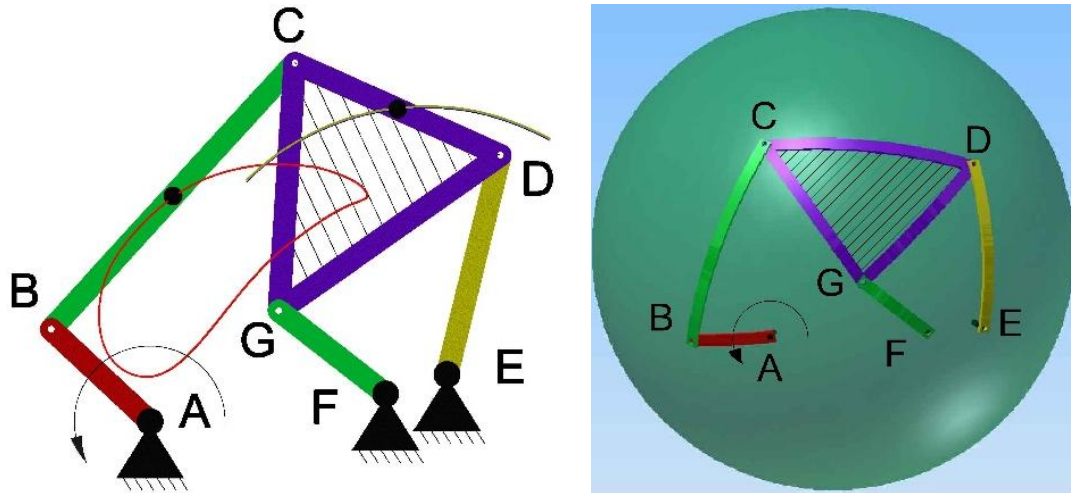
კოორდინატები 2				
N	φ°	x_m	y_m	z_m
0	0	59.16	161.98	128.07
1	30	14.05	196.81	85.14
2	60	45.39	181.72	105.55
3	90	111.11	157.78	95.66
4	120	156.33	140.95	43.78
5	150	123.52	143.60	100.40
6	180	64.47	150.20	138.43
7	210	-5.65	157.90	145.06
8	240	-69.34	166.42	117.34
9	270	-39.14	157.98	140.53
10	300	23.89	135.24	164.99
11	330	91.01	114.70	157.43
12	360	59.16	161.98	128.07

კოორდინატები 3				
N	φ°	x_m	y_m	z_m
0	0	35.01	187.58	99.04
1	30	45.58	182.67	103.14
2	60	131.72	151.02	78.10
3	90	131.68	149.63	81.44
4	120	47.87	165.97	128.01
5	150	-47.09	175.22	115.37
6	180	-16.63	149.47	153.67
7	210	74.09	117.02	164.49
8	240	3.23	136.82	165.88
9	270	-36.55	185.50	102.37
10	300	45.14	156.06	140.82
11	330	113.03	135.10	123.31
12	360	35.01	187.58	99.04

2.7. მაღალი კლასის ექსპერტოლა და რვა რგოლა ბერკეტული მექანიზმის ანალიზისა და სინთეზი კომპიუტერული სისტემური პროგრამების AutoCAD-ისა და Inventor-ის გამოყენებით

ტექნიკის განვითარების თანამედროვე ეტაპზე საკმარისად სრულად არის შესწავლილი ბრტყელი და სივრცითი ერთკონტურიანი მექანიზმები, რომლებისთვისაც დამუშავებულია ანალიზისა და სინთეზის სხვადასხვა მეთოდები და მათთვის შექმნილია პროგრამული უზრუნველყოფა ელექტრო გამომთვლელი მანქანების გამოყენებით. ეს უზრუნველყოფს მექანიზმების პროექტირებას სამეცნიერო კვლევების საფუძველზე. ამასთან ერთად აღსანიშნავია, რომ არსებობს რთული სტრუქტურის მქონე მაღალი კლასის მექანიზმები რომლებიც პრაქტიკულად სრულიად არ არის შესწავლილი. მათ რიცხვს მიეკუთვნებიან მრავალრგოლა მეოთხე, მეხუთე, მეექვსე და ა.შ. მაღალი კლასის ბრტყელი და სივრცითი ბერკეტული მექანიზმები.

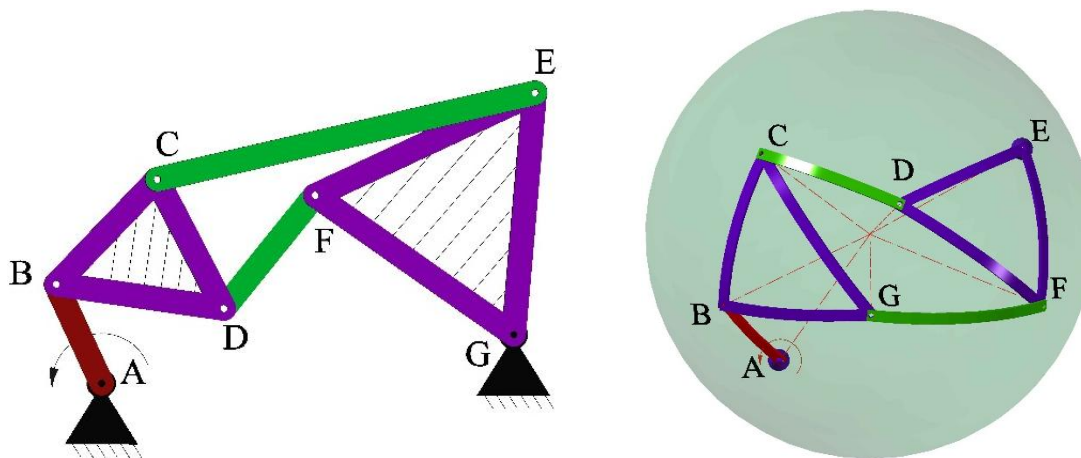
სადისერტაციო ნაშრომში განხილულია, მესამე კლასის, ბრტყელი და სივრცითი (სფერული) ექვსკოლა ბერკეტული მექანიზმების კინემატიკური ანალიზი. აგებულია ბარბაცოვანი წერტილების ტრაექტორიები (ნახ. 35).



ნახ. 35

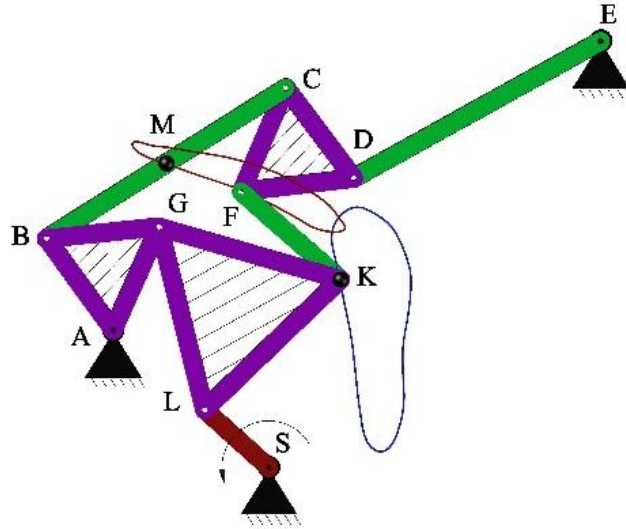
ნაშრომში განხილულია მაღალი კლასის ბრტყელი და სფერული ექვსკოლა და რვარგოლა ბერკეტული მექანიზმების ანალიზი და სინთეზი კომპიუტერული სისტემური პროგრამების AutoCAD-ისა და Inventor-ის გამოყენებით.

ჩატარებულია, კინემატიკური ანალიზი მეოთხე კლასის, ბრტყელი და სფერული ექვსკოლა ბერკეტული მექანიზმებისათვის (ნახ. 36).



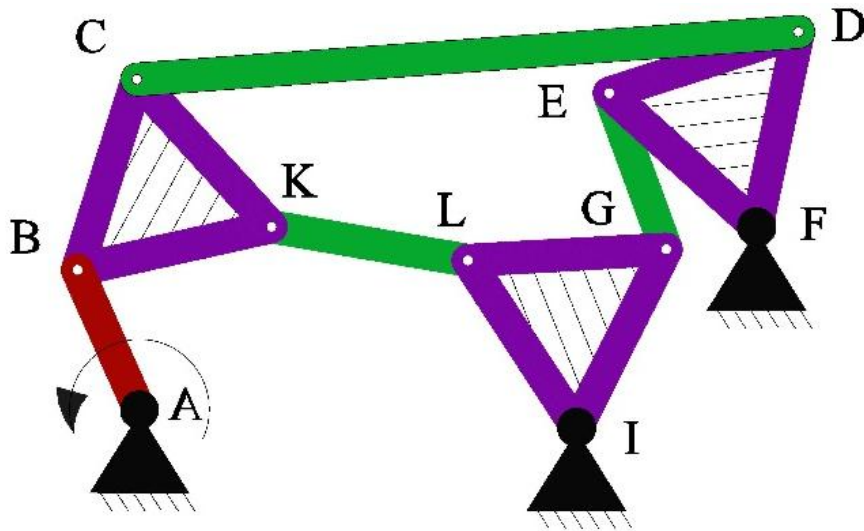
ნახ. 36

35-ე ნახაზზე ნაჩვენებია მაღალი კლასის რვარგოლა ბრტყელი მექანიზმის კინემატიკური კვლევა და აგებულია ბარბაცოვანი წერტილების K და M-ს ტრაექტორიები (ნახ. 37).



ნახ. 37

კინემატიკური კვლევა ჩატარებულია აგრეთვე მეექვსე კლასის რვარგოლა ბერკეტული მექანიზმისათვის (ნახ. 38).



ნახ. 38

3. ძირითადი დასკვნები

ჩატარებული კვლევების საფუძველზე შეიძლება შემდეგი ძირითადი დასკვნების გაკეთება:

1. კინემატიკურ წყვილებში რგოლების შეერთების საშუალებები და კინემატიკურ წყვილებში შემავალი რგოლების გეომეტრიული ელემენტების ურთიერთკავშირი მრავალფეროვანია. ამიტომ კინემატიკური წყვილების კვლევა, მათი სტრუქტურული ნიშნების თვალსაზრისით, დაიყვანება ურთიერთშემხები ზედაპირების გეომეტრიული ფორმების და ამ ზედაპირების ურთიერთშემხების პირობების და ხასიათის კვლევამდე.
2. მნიშვნელოვანია სამრგოლიანი კინემატიკური ჯაჭვის საერთო სტრუქტურული პარამეტრების დადგენის საკითხი, რადგანაც ეს პარამეტრები საშუალებას გაძლევს კინემატიკური ანალიზისა და სინთეზის ამოცანების ამოხსნას მიუზღვეთ ყველა სახის სივრცითი მექანიზმებისთვის საერთო პოზიციიდან.
3. იმის გათვალისწინებით, რომ სამრგოლიანი ბერკეტული მექანიზმები ყალიბდება ორ კინემატიკურ წყვილში შემავალი რგოლის საწყის მექანიზმთან მიერთებით, და რადგანაც ნებისმიერი ამ წყვილთაგან, რომელიმე კინემატიკური ჯაჭვის ექვივალენტურია, ყველა სამრგოლიანი სივრცითი მექანიზმიდან შეიძლება მივიღოთ ძირითადად ოთხ, ხუთ, ექვს და შვიდრგოლიანი სივრცითი მექანიზმები.
4. სამრგოლიან ბერკეტულ მექანიზმებისათვის მიღებულია ერთრგოლიანი ჯგუფების სხვადასხვა მოდიფიკაციები, რომელებიც შეიძლება შედიოდნენ მითითებული მექანიზმების შემადგენლობაში ამჟამინდელი რგოლების სახით.
5. შემოთავაზებული მეთოდის გამოყენება საშუალებას იძლევა ყველა მოდიფიკაციის ბრტყელი და სფერული მექანიზმების კინემატიკური ანალიზისა და სინთეზის ამოცანების ამოხსნა ჩატარდეს ერთნაირი მიდგომის საფუძველზე, ამასთან თითოეული ამოცანის ამოხსნა

მარტივდება. მექანიზმების კვლევის შედეგად მიღებული ფუნქციონალური დამოკიდებულებები საშუალებას იძლევიან დავსვათ საკითხი მთელი პროცესის ოპტიმიზაციის შესახებ.

6. წარმოდგენილი მეთოდის გამოყენება შესაძლებელია მეცნიერებისა და მანქანათმშენებლობის ნებისმიერ სფეროში ჩვენს მიერ მიღებული კვლევების შედეგები განსაკუთრებით მნიშვნელოვანია სასწავლო პროცესის გაღრმავებისა და მასალის ათვისებისათვის, რამეთუ იგი ეფუძნება თანამედროვე, მარტივ, თვალსაჩინო და პრაქტიკულ მეთოდებს. ამასთან დასმული ამოცანების გადაწყვეტა ხდება ინჟინერ-კონსტრუქტორებისათვის ცნობილი ანალიზური გეომეტრიის ძირითადი დებულებების გამოყენებით.

7. ორი და ორზე მეტი მოძრაობის ხარისხის მქონე ბერკეტული მექანიზმები შეიძლება გამოყენებული იქნას როგორც მარტივი ალგებრული ასევე მაღალი რიგის წირების მისაღებად.

8. ხუთრგოლა ბერკეტულ მექანიზმებში ორი მრუდხარას არსებობის პირობად უნდა ჩაითვალოს რგოლების ზომებს შორის შემდეგი თანაფარდობები:

$$\begin{aligned} <APB + <BPC \geq <OPD + <CPD + <OPA \\ <APB - <CPB \leq <OPD - (<DPC + <OPA) \\ <CPB - <APB \leq <OPD - (<DPC + <OPA) \end{aligned}$$

9. ხუთრგოლა ბერკეტული მექანიზმების ცალკეულ წერტილებს შეუძლიათ ზუსტად ან მიახლოებით აღწერონ წრეწირი, წრფე ან რომელიმე სხვა ალგებრული წირი.

10. სხვადასხვა სახისა და ორი მოძრაობის ხარისხის მქონე მექანიზმებში წირების მიღება შესაძლებელია შემავალი და გამავალი რგოლების ბრუნვის მიმართულების შეცვლის შედეგად.

11. ხუთრგოლა ბერკეტულ მექანიზმებში შემავალი რგოლის მრუდმხარობის დროს გამავალი რგოლი შეიძლება იყოს მრუდხარა, მხრეული ან ასრულებდეს მოძრაობას პერიოდული გაჩერებებით.

12. დამუშავებულია უნივერსალური მათემატიკური მოდელი და ზოგადი მიდგომა, ბრტყელი და სივრცითი მექანიკური სისტემების სტრუქტურის, კინემატიკური ანალიზისა და სინთეზის პრობლემების გადასაწყვეტად. შემოთავაზებული მეთოდოლოგია იძლევა მყარ საფუძველს კინემატიკური ანალიზის ავტომატიზაციისათვის.

13. შემოთავაზებული მათემატიკური მოდელების ეფექტურობა და უნივერსალურობა, აგრეთვე შემოთავაზებული ანალიზის ამოცანების ამოხსნის მეთოდოლოგიის უტყუარობა მტკიცდება მთელი რიგი პრაქტიკული ამოცანების ამოხსნით.

14. სადისერტაციო ნაშრომში წარმოდგენილი ალგორითმები შესაძლებელია უშუალოდ გამოყენებულ იქნას მომავალში ბერკეტული მექანიზმების ავტომატური პროექტირების სისტემებში (CAIP) პროგრამული უზრუნველყოფის სახით.

ლიტერატურა:

1. ს.გამრეკელი მექანიზმების სტრუქტურული სინთეზი ციფრული მეთოდის გამოყენებით. სპი-ს შრომები, 1986, 115 (312), გვ. 60-65.
2. ს.გამრეკელი, გ.ნარუსლიაშვილი BCCBB სახის საბრუნო მანიპულატორის სინთეზის ზოგიერთი საკითხი. სპი-ს შრომები, 1986, 115 (312), გვ. 100-102.
3. ს.გამრეკელი, გ.გამრეკელი სივრცითი მრუდხარა- ბარბაცა მექანიზმის ძალური ანალიზი ინვერსიის მეთოდის გამოყენებით. სპი-ს შრომები, 1987, №12 (324), გვ.107-111.
4. ს.გამრეკელი, გ.გამრეკელი სივრცითი კინემატიკური ჯაჭვის რგოლების მდებარეობის განსაზღვრა სპი-ს შრომები, 1985, №14 (296), 74-77.
5. ნ.დავითაშვილი პრაქტიკული მეცადინეობების კრებული სივრცითი სახსრიანი მექანიზმების სტრუქტურასა და კინემატიკაში. თბილისი 2012.
6. ნ.დავითაშვილი, დ.თაყველიძე სფერული ოთხრგოლა სახსრიანი მექანიზმების კინემატიკური ანალიზი//საქ. სსრ მეცნ. აკადემიის “მოამბე”,70 №2,1973,გვ. 421-424.
7. ნ.დავითაშვილი სფერული ხუთრგოლა სახსრიანი მექანიზმის ტრაექტორიის განტოლება// საქ. სსრ მეცნ. აკადემიის “მოამბე”,89, №2, 1978, გვ. 429-432.
8. ნ.დავითაშვილი, მ.ცოტაძე, ე.აბაიშვილი ორი მრუდხარას არსებობის პირობები ხუთრგოლა მექანიზმებში ორი მოძრაობის ხარისხით //თბილისის სახ. უნივერსიტეტის შრომებში “გამოყენებითი მექანიკის საკითხები”. 1984, გვ.99-112.
9. დ.თაყველიძე ზ.ნაცვლიშვილი გ.ნამგალაძე სფერული კბილა-ბერკეტული მექანიზმის სინთეზი გამავალი რგოლის ხანგრძლივი გაჩერებებით. სტუ-ს პროფ-მასწავლებლების სამეცნიერო-ტექნიკური კონფერენცია. 1993წ. უკკ 531. 8 გვ. 82.
10. ზ.ნაცვლიშვილი, ჯ.უფლისაშვილი, ო.ვაშაკიძე მხაზველობითი გეომეტრიის მეთოდების გამოყენებით სივრცითი მექანიზმების კვლევა. სპი შრ № 7 (163) თბილისი 1973 წ.
11. ზ.ნაცვლიშვილი სივრცითი სამრგოლა (ბერკეტოვანი) მექანიზმების სტრუქტურისა და კლასიფიკაციის საკითხისათვის. ვ.ი. ლენინის სახ. საქართველოს პოლიტექნიკური ინსტიტუტი შრომები №2 თბილისი გვ. 196.
12. ზ.ნაცვლიშვილი, გ.ცერცვაძე, გ.ნამგალაძე სფერული ხუთრგოლა კბილანა-ბერკეტული მექანიზმის სინთეზი გამავალი რგოლის კვაზიგაჩერებებით. სამეცნიერო შრომები №4360, 1990.

13. ზ.ნაცვლიშივილი, ლ.ზურაბიშივილი სივრცითი ოთხგოლა მექანიზმების კინემატიკური კვლევა მეოთხე რივის მატრიცებით. ვ.ი. ლენინის სახ. საქართველოს პოლიტექნიკური ინსტიტუტი შრომები №8 თბილისი 1971
14. ზ.ნაცვლიშივილი, გ.ცერცვაძე, გ.ნამგალაძე სფერული ხუთგოლა მექანიზმის ანალიზი და სინთეზი გამავალი რგოლის სვლის რეგულირებითა და ხანგრძლივი გაჩერებებით. სტუ-ს პროფ-მასწავლებლების სამეცნიერო-ტექნიკური კონფერენციის მოხსენებების თეზისები. 16-19. 11.1993.
15. ზ.ნაცვლიშივილი, გ.ნამგალაძე, ნ.მაჭავარიანი „სფერული მექანიზმების ბარბაცაზე მდებარე წერტილების კოორდინატების განსაზღვრა სფეროს ბრუნვის მეთოდით“ სამეცნიერო ტექნიკური ჟურნალი „ტრანსპორტი და მანქანათმშენებლობა 2(14) 2009 წ. თბილისი.
16. ზ.ნაცვლიშივილი, ო.ვაშაკიძე სივრცითი მრუდხარა მხრეულიანი მექანიზმების დაპროექტების მეთოდები. სპი შრ № 7 (163) თბილისი 1973 წ.
17. ზ.ნაცვლიშივილი, ო.ვაშაკიძე, გურგენი სივრცითი ოთხგოლა სახსრული მექანიზმის სინთეზი ბარბაცას მდებარეობის მიხედვით. სპი შრ № 2 (234) თბილისი 1981 წ.
18. ზ.ნაცვლიშივილი, ი.კალენტიევა რ.ვარსიმაშივილი სივრცითი სამრგოლა მექანიზმების კვლევა ეილერის კუთხეების დახმარებით სპი შრ № 3 (131) თბილისი 1969 წ.
19. ჯ.უფლისაშივილი, გ.ნამგალაძე, ზ.უფლისაშივილი სამრგოლა სფერული მექანიზმების მოდელირება. სტუ-ს პროფ-მასწავლებელთა ღია სამეცნიერო-ტექნიკური კონფერენციის მოხსენებათა თეზისები. 02.04.06. 1997. ნაწილი 1.
20. ჯ.უფლისაშივილი სივრცითი მექანიზმების კინემატიკური კვლევის გრაფიკული მეთოდები“ სპი-ის შრომები, 1981 წ.
21. დ.ქათამაძე, დ.ჭელიძე გამოყენებითი მექანიკა. გამომცემლობა „განათლება“ 1978.
22. Акгамов Б.Н., Пейсах Э.Е. Определение сборок в задаче анализа шестизвенного шарнирного механизма третьего класса // Известия вузов. Сер. Машиностроение, 1986, №5. С.72-78.
23. Ализаде Р.И. Синтез шарнирно-ричажных механизмов методом статистических испытаний // Машиноведение. 1968 №3. С.58-61.
24. Ализадзе Р.Н., Новрузбеков И.Г., Фрейдентштейн Ф., Сандор Д. оптимальный синтез направляющего кривошипно-ползунного механизма// Машиновудуние, 1980, №1 с.37-42
25. Ананов Г. Д., Елкин В.В. Определение положений пространственного пятизвенного механизма с шаровым шарниром, связывающим ведущий кривошип и шатун//В кн.. Механика машин. Москва. Наука , 1973, вып. 41, с. 85-92.

26. Арутюнов С. С. Структурный синтез и кинематический анализ пространственных механизмов на базе метода разложения//В кн. Механика машин. Москва. Наука , 1969, вып. 21/22, с. 97-119.
27. Ассур Л. В. Исследование плоских стержневых механизмов с низшими парами с точки зрения их структуры и классификации//Изв. СПб. политехн. и-та Отд. матем. 1913-1914, т. 20, 21, 1915, т. 21-23. дополн. 1915, т. 24, дополн. 1918, т. 27.
28. Артоболевский И.И. Основы единой классификации механизмов // изв. АН СССР. ОТН, 1939, № 10, с. 27-40.
29. Артоболевский И.И. Синтез и кинематическое исследование сферических механизмов. Труды Московского ин-та сельскохозяйственного машиностроения. №1.1933.
30. Артоболевский И.И. Сложные сферические механизмы. Вестник инженеров и техников. №10 1936.
31. Артоболевский И.И. Геометрия сферических движения. Вестник инженеров и техников. №6 1936.
32. Артоболевский И.И. теория пространственных механизмов.ч.1 М-Л.1937.
33. Артоболевский И. Й., Левитский Н.И. Механизмы П. Л. Чебышева// Научное наследие П. Л. Чебышева. Вып. второй Теория механизмов. М. –Л. изд. АН СССР, 1945. 192 с.
34. Артоболевский И.И. Роль теории машин и механизмов в проблемах конструирования машин.-Сб..Теоритические основы конструирования машин. ГИТТЛ. 1957.
35. Артоболевский И. Й., Левитский Н.И. Черкудинов С. А. Синтез плоских механизмов.-М., Физматгиз, 1959.1084 с.
36. Артоболевский И.И. Механизмы в современной технике. М.Наука, 1979.
37. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин . Наука,1975.
38. Артоболевский И.И.,Черкудинов С.А. Синтез плоских механизмов. М., Физматгиз,1959.
39. Баранов Г.Г. Классификация, строение,кинематика и кинетостатика плоских механизмов с парами первого класса // Тр. ин-та машиноведения АН СССР., Семинар по теории механизмов и машин. М.,1952. Вып. 46.С. 15-39.
40. Баиер Р. Кинематический синтез механизмов. Киев-М Машгиз,1959. 172 с.
41. Бруевич Н.Г., Мардер Б.О. Кинетостатика пространственных механизмов. Москва. Наука , 1981-104 с.
42. Вайнер А. З., Пейсах Э. Е. Оптимизационный синтез пространственного механизма ВВСВВ по заданному движению точки, линии плоской фигуры и твердого тела в пространстве//В кн. Межвуз. сб. наук. тр. „Автоматизация и динамические расчеты в текстильной и легкой промышленности,,. Ленинград. ДТИ им Ленсовета, 1978, с. 28-32.
43. Воробьев Е. И. Задача синтеза механизмов по заданному движению твердого тела в пространстве и ее решение на основе геометрии связей//В. кн. Механика машин. Москва. Наука , 1979, вып. с. 51-55.

44. Гамрекели С.И. Плоские аналоги пространственных четырехзвенных механизмов. – Механика машин Наука, 1980.
45. Гамрекели С.И. Наруслишвили Г.И. Инвариант плоского аналога пространственного четырехзвенного механизма типа ВССВ. Труды ИФТоММа, III международный симпозиум по ТММ, Бухарест, 1981.
46. Горячкин В.П. Собрание сочинений. Т. 2. Земледельческая механика. Москва. Сельхозгиз, 1937. 455 с.
47. Геронимус Я.Л. Геометрический аппарат теории синтеза плоских механизмов. М. : Физматгиз, 1962 400с.
48. Давиташвили Н.С. Теоретические основы синтеза и анализа сферических механизмов” ГТУ, Тбилиси 1998.
49. Давиташвили Н.С. Условия существования двух кривошипов в пятизвенном сферическом шарнирном механизме. Сообщения АН ГОСТ Тбилиси. 1972,67,№1.
50. Диментберг Ф. М. Теория пространственных шарнирных механизмов. М. Наука, 1982. 335 с.
51. Диментберг Ф.М., Шор Я.В. Графическое решение задач пространственных механики при помощи изображений в одной плоскости//ПММ,1940,вып.5-6, с.105-122.
52. Диментберг Ф.м. Ю.Л. Саркисян, М.К. Усков Пространственные механизмы. Издательство: Наука 1983
53. Диментберг Ф.М. Теория пространственных шарнирных механизмов. Наука, 1982.
54. Диментберг Ф. М. Теория пространственных шарнирных механизмов. М. Наука, 1982. 335 с.
55. Диментберг Ф.М. Об аналогии конечных перемещении пространственного и плоского четырехзвенников. Изд. АН СССР, ОТН, 1949,№8.
56. Добровольский В.В. Теория механизмов с двумя и более степенями свободы. Труды Станкина, т.1У,1939.
57. Добровольский В.В. Теория сферических механизмов. М. Машгиз, 1947.
58. Добровольский В.В. Артоволевский И.И. Структура и классификация механизмов. Москва- Ленинград. Изд-во АН СССР, 1939. с.66.
59. Добровольский В.В. Синтез сферических механизмов. Труды семинара по теории машин и механизмов, т.1, вып. 1, 1947.
60. Добровольский В.В. О сферических шатунных кривых. Прикладная математика и механика, т.8,№ 6, 1944.
61. Добровольский В.В. Новая теория сферических механизмов. Труды Московского станкоинструментального института, вып. 6. М 1940.
62. Добровольский В.В. Метод сферических изображений в теории машин и механизмов, т.3, вып.11, 1947.
63. Добровольский В.В. Основы Теории сферических механизмов. Известия отделения технических наук №1, М. 1940.
64. Добровольский В.В. Сферическое изображение пространственных четырехзвенников. –В кн, Труды семинара по ТММ.

65. Джабуа Г.А. Аналитическое исследование четырехзвенного пространственного механизма. Тбилиси, Цодна, 1963.
66. Джапаридзе И.С. Об одном обобщении стереографических проекций. Труды ГПИ им.В.И. Ленина, №9, 1961.
67. Джолдасбеков У.А., Графо- аналитические методы анализа и синтеза механизмов высоких классов, Алма-Ата., Наука Казахской ССР, 1983. 256 с.
68. Джолдасбеков У.А., Байгунченков Ж.Ж. аналитическая Кинематика плоских рычажных механизмов высоких классов. Алма-Ата: Казах. гос.ун-та. 1980. 101 с.
69. Ершов А.С. Основание кинематики или элементарное учение о движении вообще и о механизме в особенности. Москва: Наука, 1980. Вып. 57, с. 48-52.
70. Зиновьев В. А. Кинематический анализ пространственных механизмов//В кн. Труды семинара по ТММ. Москва. Изд-во АН СССР, 1951, вып.42, с.52-99.
71. Литанишвили У.А. Аналитическое исследование пространственного пятизвенного механизма обобщенного вида// Сообщения АН ГССР. 1978, том89, №1, с. 149-152.
72. Лихтенхельдт В. Синтез механизмов. М. Наука, 1964. 228 с
73. Мерцалов Н. И. Теория пространственных механизмов. Москва. Машгиз. 1951-206 с.
74. Овакимов А.Г. Задача о положениях пространственных механизмов с несколькими степенями свободы и ее решение методом замкнутого векторного контура//В кн. механика машин. Москва наука, 1971, вып.29/30, с. 61-75.
75. Намгаладзе Г.Г. Кинематический синтез сферического шарнирного четырехзвенника на основе плоского моделирования. ГПИ труды №7 (349) 1989. с. 63-66.
76. Озол О.Г. Основы конструирования и расчета механизмов. Рига: Звайгзне, 1979. 360 с.
77. Овакимов А.Г. Задача о положениях пространственных механизмов с несколькими степенями свободы и ее решение методом замкнутого векторного контура//В кн. механика машин. Москва наука, 1971, вып.29/30, с. 61-75.
78. Саркисян Ю. Л. Синтез сферического четырехзвенника по заданной траектории. Машиноведение, 1971, № 5.
79. Саркисян Ю. Л. Сагкисян Г.С. К синтезу четырехзвенного сферического генератора периодического движения. Известия АН Армянской ССР, серия технических наук, 1979, №5.
80. Саркисян Ю. Л. Синтезу пространственного направляющего четырехзвенника. Известия АН Армянской ССР, серия технических наук, 1971, № 5.
81. Сасский К.Ф. Некоторые вопросы расчета сферических шарнирных механизмов. Труды ин-та машиноведение, т.20, вып. 78, 1960.
82. Саркисян Ю. Л. Аппроксимационный синтез механизмов. М. Наука, 1982.

83. Папалашвили И.Ш. кинематическое исследование пространственных трехзвенных механизмов методом матриц. Труды ГПИ, №8, 1971, Тбилиси.
84. Папалашвили И.Ш. К вопросу синтеза пространственных трехзвенных механизмов. Сообщения АН ГССР, 69, № 1, 1973.
85. Пейсах Э.е., Вайнер А. З. Алгоритм анализа и варианты сборки пятизвенного пространственного механизма ВВСВВ общего вида. Ленинград.,1978, с. 60-63.
86. Пейсах Э.Е. В.А.Нестеров Система проектирования плоских рычажных механизмов. Москва Машиностроение 1988
87. Пейсах Э.Е. Оптимизационный синтез рычажных механизмов /расчет и конструирование механизмов и деталей приборов. Л.: Машиностроение, 1975 С.38-75.
88. Пейсах Э.Е. Определение положений звеньев трехповодковой и двухповодковой четырехзвенных групп Ассура с вращательными парами // Машиноведение, 1985 № 5. С 55-61.
89. Пейсах Э.Е критерии передачи движения для рычажных механизмов // Машиноведение, 1986 № 1. С 45-51.
90. Пошехонов Б. А. Графо-аналитическая геометрия в применении к ортическим задачам. Ленинград Машиностроение 1967.
91. Тавхелидзе Д.С. Кинематическое и динамическое исследование сферических механизмов графоаналитическим методомю- Труды грузинского ин-та им. С. М. Кирова, Юбилейный сборник, 1921-1946, Тбилиси. 1948.
92. Тавхелидзе Д. С. К вопросу существования кривошипа и дух кривошипов в пространственных механизмах//Труды семинара по ТММ. Москва. Изд-во АН СССР, 1947. вып. 9, с. 5-17.
93. Тавхелидзе Д. С. Давиташвили Р.С. Кинематическое исследование пятизвенного кривошипно- ползунного механизма//Сообщения АН ГССР,1978, т. 90 №2,с. 433-436.
94. Тавхелидзе Д. С., Нацвлишвили З. С. Кинематическое исследование трехзвенных механизмов нулевого семейства аналитическим методом (на английском языке), США, журнал „ of Mechanisms“, т.2, 1967.
95. Тавхелидзе Д.С. Насвлишвили З. Намгаладзе Г. синтез сферического зубчато-рычажного механизма переменной структурыю Труды всесоюзной конференции в области естественных и общественных наук. АН СССР Бышкек, 1991.
96. Тавхелидзе Д.С. Кинематика и синтез трех и четырехзвенных стержневых механизмов. Тбилиси. Изд. Мецниереба, 1971.-168с.
97. Терешенко О.П. Применение плоских аналогов для решения некоторых задач анализа и синтеза пространственных рычажных механизмов. Вопросы теории заселения и прикладой механики. Труды научно-технической конфуренции молодых ученых и специалистов Новочеркасского политехнического института. Новочеркасск 1979.
98. Уплисашвили Дж.М., Нацвлишвили З.С.Джавахишвили Н.П. Определение функции положения выходного звена сферического четырехзвенного

механизма с тремя вращательными и одной дуговой парами. ГПИ Научные труды № 7. (349) 1989 с. 66-70.

99. Уплисашвили Дж.М., Нацвлишвили З.С. Намгаладзе Г.Г. Определение функции положения сферического четырехзвенника на основе плоского моделирования. Сообщения Академии наук ГССР с 1316 №3 1988
100. Уплисашвили Дж.М. Метод стереографических проекций при кинематическом анализе сферических и пространственных механизмов. XX республиканская научно-техническая конференция. тезисы докладов, 1976.
101. Уплисашвили Дж.М. Стереографические монопроекции при кинематическом анализе сферических механизмов. Труды ГПИ им. В.И. Ленина № 9(219), 1979.
102. Уплисашвили Дж.М. Некоторые вопросы кинематического анализа и синтеза сферического четырехзвенника. Труды ГПИ им. В.И. Ленина № 2(234), 1981. с. 105-108.
103. Уплисашвили Дж.М. Специальные методы инженерной графики для создания плоских аналогов сферических и пространственных механизмов. Сообщения АН ГССР т. 105. № I 1982
104. Черкудинов С.А. Синтез плоских шарнирно-рычажных механизмов. М. : изд. АН СССР, 1959. 323 с.
105. Шахбазян К. Х. Аналитический метод проектирования пространственного кривошипно-шатунного механизма с шестеренными парами//В кн Труды семинара по ТММ. Москва. Изд-во АН СССР, 1960, т. вып. 78, с. 5-9.
106. Чебышев П.Л. Теория механизмов известных под названием параллелограмов// Москва-Ленинград: Изд-во АН СССР, 1949 – 80 с.