

მექანიზმებსა და მანქანებში მიმდინარე პროცესების
მოდელირება მათი საიმედოობის გაზრდის მიზნით

ზვიად მიდელაშვილი

წარმოდგენილია დოქტორის აკადემიური ხარისხის

მოსაპოვებლად

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

თბილისი, 0175, საქართველო

ივლისი 2013 წელი

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობის ფაკულტეტი

ჩვენ, ქვემოთ ხელისმომწერნი ვადასტურებთ, რომ გავეცანით მიდელაშილი ზვიადის მიერ შესრულებულ სადოქტორო ნაშრომს დასახელებით: "მექანიზმებსა და მანქანებში მიმდინარე პროცესების მოდელირება მათი საიმედოობის გაზრდის მიზნით" და ვაძლევთ რეკომენდაციას საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობის ფაკულტეტის სადისერტაციო საბჭოში მის განხილვას დოქტორის აკადემიური ხარისხის მოსაპოვებლად.

თარიღი: _____

ხელმძღვანელი: დავით თავხელიძე

ტ.მ.დ. სრული პროფესორი _____

რეცენზენტი: თამაზ ბაციკაძე

ტ.მ.დ. სრული პროფესორი _____

რეცენზენტი: მიხეილ შილაკაძე

ტ.მ.დ. სრული პროფესორი _____

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

2013 წელი

ავტორი: ზვიად მიდელაშვილი

დასახელება: მექანიზმებსა და მანქანებში მიმდინარე პროცესების
მოდელირება მათი საიმედოობის გაზრდის მიზნით

ფაკულტეტი: სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობის

ხარისხი: დოქტორი

სხდომა ჩატარდა: " " _____ 2013 წელი

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

დოქტორანტი _____ ზვიად მიდელაშვილი

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 მასალაზე მიღებულია შესაბამისი ნებართვა
(გარდა იმ მცირე ზომის ციტატებისა, რომლებიც მოითხოვენ მხოლოდ
სპეციფიურ მიმართებას ლიტერატურის ციტირებაში, როგორც ეს
მიღებულია სამეცნიერო ნაშრომების შესრულებისას) და ყველა
მათგანზე იღებს პასუხისმგებლობას.

რეზიუმე

საიმედოობა არის მეცნიერება, რომელიც სარგებლობს მზარდი ყურადღებით მთელს მსოფლიოში. უკვე მრავალი წლის მანძილზე საიმედოობის უზრუნველყოფა, არსებული დონის შენარჩუნება და მისი ამაღლება იქცა უმთავრეს პრობლემად ტექნიკის განვითარებაში. პროდუქციის საიმედოობის ამაღლების საკითხებით ინტერესდებიან, როგორც ცალკეული მეცნიერები და ინჟინრები, ასევე კვლევითი ცენტრები, ლაბორატორიები, სახელმწიფო დაწესებულებები და სხვა ორგანიზაციები.

კონკრეტული ტექნიკური ნაკეთობისა თუ მთლიანობაში სისტემის საიმედოობის გაანგარიშება არის რთული და კომპლექსური ამოცანა, რომელიც მოითხოვს სხვადასხვა განმსაზღვრელი ფაქტორისა და პარამეტრის გათვალისწინებას. მაგალითად, ტექნიკური მექანიზმის საიმედოობის გასაანგარიშებლად საჭიროა ვიცოდეთ მისი არა მარტო თითოეული შემადგენელი ელემენტარული დეტალის საიმედოობის მაჩვენებელი, არამედ ამ დეტალის ფიზიკური-ქიმიური თვისებების განმსაზღვრელი პარამეტრები და საიმედოობაზე მათი გავლენის მოდელიც.

აქედან გამომდინარე, რაც უფრო მრავალფეროვანია სისტემა მისი შემადგენელი ელემენტებით, მათი ურთიერთკავშირებით, შესასრულებელი ფუნქციებით, თითოეულ ელემენტზე და მთლიანობაში სისტემაზე მოქმედი ძალებით, მით უფრო რთულდება საიმედოობის შეფასების ამოცანა. საჭირო ხდება თანამედროვე კომპიუტერული ტექნიკის გამოყენება რთული მათემატიკური მოდელების ამოხსნისა და მათი მოდელირებისათვის, რათა მიღებულ იქნას მაღალი სიზუსტის შედეგი დროის მცირე მონაკვეთში.

საფრენი აპარატი ისევე, როგორც სხვა მექანიზმი, წარმოადგენს ურთიერთდაკავშირებული ფართო სპექტრის კონსტრუქციული ელემენტების ერთობლიობას, ამიტომაც ასე აქტუალურად და სამართლიანად დგება მისი, როგორც ცალკეული კონსტრუქციული ელემენტების, ასევე მათი ერთობლიობის (კინემატიკური ჯაჭვები და მათი რგოლები), სიმტკიცეზე გაანგარიშების პროგრესული და უფრო დახვეწილი გზების გამოკვლევის ამოცანა. აღნიშნული კი პირდაპირ კავშირშია საიმედოობასთან.

თანამედროვე მანქანებისა და მექანიზმების კინემატიკისა და დინამიკის ამოცანათა გადაჭრისას კომპიუტერულ-გამოთვლითი ტექნიკის ფართო გამოყენება იწვევს გაანგარიშებებში გამოყენებული ალგორითმების დახვეწის აუცილებლობას. ამის ერთ-ერთ მაგალითს წარმოადგენს გაანგარიშების ზოგადი ანალიტიკური მეთოდების გამოყენება, თუნდაც გამოთვლითი სამუშაოების დიდი მოცულობის მიუხედავად, მაგრამ პროგრამირებისათვის მოსახერხებელი სახით.

დინამიკური დატვირთვების გათვალისწინებით მექანიკური სისტემების გაანგარიშების მეთოდების განხილვა-ანალიზის ჩატრებისა და მათი დახვეწისათვის საჭიროა აღინიშნოს ერთი ფრიად მნიშვნელოვანი გარემოება. მექანიკაში განხილული დინამიკური სისტემების უმრავლესობაში ძირითადი ყურადღება ენიჭება მოძრაობის პერიოდულ (ძირითადი) რეჟიმებს, ხოლო გარდამავალი პროცესები კი

განიხილება მხოლოდ, როგორც სისტემის პერიოდული რეჟიმის დამყარების წინმსწრები მოძრაობის ეტაპი. რეალობაში კი სახვადასხვა მექანიზმების მოძრაობის მუშა რეჟიმები წარმოადგენენ გარდამავალი პროცესების ერთობლიობას, რომლებიც შედგება თანამიმდევრული აჩქარების, დამყარებული მოძრაობისა და დამუხრუჭების ეტაპებისაგან. მოძრაობის რეჟიმის აღნიშნული არასტაციონარულობა იწვევს საანგარიშო ძირითად გადაადგილებებზე, რომლებიც აღიწერება ციკლური კოორდინატების ცვლილების კანონებით, კინემატიკური ჯაჭვის რგოლების დეფორმაციით გამოწვეული დამატებითი დრეკადი გადაადგილებების დადებას. აღნიშნული დეფორმაციები ატარებენ რხევით ხასიათს და ახდენენ მნიშვნელოვან გავლენას, როგორც სისტემის კინემატიკურ სიზუსტეზე, ასევე ჯაჭვის რგოლებში დინამიკური დატვირთვებისა და ძაბვების სიდიდეზე. გარდა ამისა დეფორმაციის ზრდით მატულობს დინამიკური დატვირთვების მნიშვნელობაც, რაც თავის მხრივ იწვევს მექანიკური სისტემების სწრაფქმედების შეზღუდვას მათი სიმტკიცის კრიტერიუმების მიხედვით.

განიხილული საკითხებისა და დასმული ამოცანების მნიშვნელოვნობიდან გამომდინარე საიმედოობის გაზრდის მიზნით მექანიზმებსა და მანქანებში მიმდინარე პროცესების მოდელირების განსახორციელებლად საჭიროდ მივიჩნიეთ სხვადასხვა სტრუქტურის მქონე კინემატიკური ჯაჭვების დრეკადად დაკავშირებულ რგოლებში, მათ მიერ მოცემული მოქმედებების შესრულების შედეგად, წარმოქმნილი დეფორმაციებისა და რხევების ნამდვილი მნიშვნელობებით გაანგარიშების ამოცანის ანალიზისა და სინთეზის საკითხების გადაჭრა და მიღებული დამოკიდებულებების საფუძველზე ამდაგვარი მექანიკური სისტემების პროექტირების მეთოდებისა და პროგრამული მოდელების შემუშავება.

ჩატარებული კვლევების საფუძველზე განხორციელდა:

- 1) კინემატიკური ჯაჭვების მოძრაობის განტოლებათა გამოყენებით მრავალკავშირა ჯაჭვური სისტემების დინამიკის ანალიზი და სინთეზი;
- 2) დინამიკური სიხისტის მეთოდის გამოყენების საფუძველზე სივრცული დია კინემატიკური ჯაჭვის საკუთარ რხევათა სიხშირის განსაზღვრის მეთოდის აგება;
- 3) დრეკადი მექანიკური სისტემების ფიზიკურ პარამეტრებზე (საკუთარი რხევების სიხშირე) დამოკიდებული სიმტკიცეზე გაანგარიშების მეთოდის ჩამოყალიბება და შესაბამისი რეკურენტული ტიპის განტოლებების გამოყვანა;
- 4) ω სიხშირის მქონე გარე ჰარმონული ძალის ზემოქმედების ქვეშ მყოფი რგოლის, როგორც ძელის, რხევათა ანალიზის საფუძველზე შესაბამისი პირობის მიღება, რომელიც უზრუნველყოფს გადანაწილებული მასისა და ძელის დამყოლობის გათვალისწინების სიზუსტეს 1%-ის ფარგლებში.
- 5) მიღებული თანაფარდობების მეშვეობით უპილოტო საფრენი აპარატის ფრთის მექანიზაციისა და მართვის სისტემის შემადგენელი მძიმე საექსპლუატაციო პირობებში მომუშავე სხვადასხვა სტრუქტურის მქონე კინემატიკური ჯაჭვების რგოლთა კვთებში მოქმედი ძაბვების განსაზღვრა, რის საფუძველზეც წარმოდგენილ იქნა კონკრეტული რეკომენდაციები მექანიზმების

რგოლთა სიმტკიცის მახასიათებლების გაუმჯობესების აუცილებლობაზე მათი საიმედოობის ამაღლების მიზნით.

- 6) კომპიუტერული მოდელირება საანგარიშო პროცესის ავტომატიზაციისა და მიღებული შედეგების სისტემატიზაციისათვის;
- 7) საიმედოობის შედარებითი ანალიზი, შეფასება და გაკეთდა შესაბამისი დასკვნები საიმედოობის ამაღლებაზე მიმართული აუცილებელი ღონისძიებების შესახებ.

SUMMARY

Reliability is the science field that has increasing interest all over the world. During many years providing and rising reliability became one of the main problems in development of technique. About issues of rising reliability are being interested by individual scientists and engineers as well as research centers, labs, state institutions and other organizations.

Specific technical piece of work or calculation of full system reliability is a difficult and complex task that needs considerations in various determining factors and parameters. E.g. When calculating reliability of technical mechanism it is essential to know not only its constituent detail's constructional reliability indicator but its physical and chemical determining parameters and the model that effects reliability.

Therefore, the more varied the system is with its constituent elements, with interconnections, functions, power that impacts separate element and full system, the more difficult is the task of reliability. It is necessary to use not only contemporary computer systems for solving difficult mathematical models and its modeling, but the consideration of additional initial data in theoretical depictions to receive high accuracy result in short time.

Aircraft, like other mechanical object represents interconnection wide spectrum constructive element unity. For this reason it's urgent to solve the task that depicts right and more progressive ways for separate constructive elements as well as for its unity (kinematic chains and its rings). Above mentioned is directly connected with reliability.

Currently in order to solve kinematics and dynamic tasks of machines and mechanisms, wide usage of computing technique causes the necessity to refine used algorithms that are implemented in calculation. One of the examples is the usage of analytical methods regardless vast number of calculative work, but it is useful for programming.

Envisaging dynamic loads it is important to note that for estimation methods of mechanical systems and it's analyze and refinement one important circumstance is to be mentioned. Within dynamic systems that are discussed in mechanics, main attention is given to periodical regime of movement but transitional process is discussed as preceding movement step for establishing periodical regime. Actually working regimes of various mechanisms represent the unity of transitional processes that consists of sequential acceleration, established movement and brake phases. Above mentioned non-stationary state of movement regime causes counting complications on the main movement that are described by rules of changed digital coordinates, also taking into account additional flexible movement that is caused by kinematics chain rings deformation. These deformations have vibration and effect system's kinetic accuracy as well tension size and dynamic loads of chain rings. Besides by deformation in time increases meaning of dynamic load that by itself causes restriction of speed of mechanical activity according to its endurance criteria.

According to the importance of the discussed issues and set of tasks with aim of increasing reliability we consider that for modeling of current processes in mechanisms and machines is important to solve tasks about various structures of kinematic flexible chain rings, that is the result of activities. Also estimating created deformations and vibration's real meaning and solving task's analyze and synthesis issues. Above mentioned issues causes necessity of developing projection methods and programming models.

Based on researches the following important issues are:

- 1) By implementation of kinematic chains movement equations analyses and synthesis of multiple connection chain system dynamics.
- 2) Based on usage of dynamic rigidity method, establish method of kinematic chain's own vibration frequency.
- 3) Establish endurance method of flexible mechanical systems' physical parameters (own vibration frequency) and solve relevant recurrence type equations.
- 4) ω Frequency harmonic power effects ring and based on its vibration analysis relevant condition should be get. That insures 1% accuracy of apportioned mass and beam flexibility.
- 5) Through received correspondence determine operational tension within various structural kinematic chain rings' sections in unmanned aircraft's wing mechanization constituent heavy operational terms. Based on above mentioned specific recommendations are presented to improve characteristic of mechanisms' ring endurance for rising there reliability.
- 6) Computer modeling for automatization of calculating process.
- 7) Comparative analysis of reliability was evaluated and made appropriate conclusions for necessary arrangements.

შინაარსი

შესავალი.....	13
თავი 1. ლიტერატურის მიმოხილვა.....	19
1.1. ზოგადი ცნობები სივრცული კინემატიკური ჯაჭვებისადმი მიძღვნილი შრომების შესახებ.....	19
1.2. ზოგადი ცნობები მანქანათა სიმტკიცისა და საიმედოობის ურთიერთკავშირის შესახებ.....	26
თავი 2. შედეგები და მათი განსჯა.....	29
თავი 2.1. ტექნიკური ნაკეთობების საიმედოობა და მისი უზრუნველყოფის პრობლემები.....	29
2.1.1. საიმედოობის არსი და დანიშნულება.....	29
2.1.2. საიმედოობის ძირითადი ცნებები და ზოგიერთი განმარტებები.....	38
2.1.3. საიმედოობის რაოდენობრივი მახასიათებლები და მაჩვენებლები.....	50
2.1.4. საიმედოობის ფიზიკური და მათემატიკური მოდელები.....	61
თავი 2.2. ღია კინემატიკური ჯაჭვების დინამიკა განზოგადებული კოორდინატების მცირე ცვლილებისას.....	71
2.2.1. კინემატიკური ჯაჭვის მონაკვეთების დინამიკის განტოლებები მათი შემადგენელი რგოლების დრეკადობის გათვალისწინებით.....	71
2.2.2. სივრცული ღია კინემატიკური ჯაჭვის საკუთარ რხევათა სისშირის გაანგარიშება.....	85
თავი 2.3. დინამიკური მახასიათებლების ბავლენის ბათვალისწინებით კინემატიკური ჯაჭვის რგოლებში ძაბვების განსაზღვრა.....	91
2.3.1. კინემატიკური ჯაჭვის რგოლებში ძაბვების განსაზღვრის ზოგადი მეთოდი.....	91
2.3.2. უპილოტო საფრენი აპარატის ფრთის მექანიზაციისა და მართვის სისტემის შემადგენელ კონსტრუქციულ ელემენტებში, როგორც კინემატიკური ჯაჭვის რგოლებში, ძაბვების განსაზღვრა.....	104
დასკვნა.....	119
ბამოყენებული ლიტერატურის ნუსხა.....	121

ცხრილების ნუსხა

ცხრილი 1:	ნაკეთობების მტყუნებათა კლასიფიკაცია გამოვლენის პარამეტრების ცვლილებათა ხასიათისა და წარმოქმნის მიზეზების მიხედვით.....	41
ცხრილი 2:	ტექნიკური ნაკეთობების მტყუნებათა ფიზიკურ-ქიმიური პროცესების და ამ მტყუნებების დამახასიათებელი მექანიზმების კლასიფიკაცია.....	45
ცხრილი 3:	ურთიერთკავშირი საიმედოობის მახასიათებლებს შორის...57	
ცხრილი 4:	საიმედოობის მთავარი მაჩვენებლები.....	59
ცხრილი 5:	ტექნიკური ნაკეთობების მტყუნებების ფორმირების ფიზიკურ-ქიმიური მოდელების მაგალითები.....	62
ცხრილი 6:	უმტყუნო მუშაობის დროის განაწილების ძირითადი კანონები.....	68

ნახაზების ნუსხა

ნახ. 1:	ტექნიკის ექსპლუატაციისას წარმოქმნილი პროცესები.....	35
ნახ. 2:	ტექნიკური ნაკეთობების მტყუნებათა ფორმირების ფიზიკური მოდელი.....	43
ნახ. 3:	ნაკეთობების მტყუნებათა ხასიათის განმსაზღვრელი ნიშან-თვისებების ერთობლიობის საკლასიფიკაციო სტრუქტურული სქემა.....	49
ნახ. 4:	მტყუნებათა მექანიზმის განმსაზღვრელი ნიშან-თვისებების ერთობლიობის საკლასიფიკაციო სტრუქტურული სქემა.....	49
ნახ. 5:	ნაკეთობების საექსპლუატაციო თვისებების განმსაზღვრელი ნიშან-თვისებების ერთობლიობის საკლასიფიკაციო სტრუქტურული სქემა.....	49
ნახ. 6:	$P(t)$, $Q(t)$ და $f(t)$ ფუნქციათა მიახლოებითი სახე.....	53
ნახ. 7:	ტიპური λ მახასიათებელი.....	54
ნახ. 8:	განივი რხევების განტოლებათა გამოყვანის დეროს ღუნვის საანგარიშო სქემა.....	72
ნახ. 9:	სტანდარტული საანგარიშო მონაკვეთის მქონე ეკვივალენტური დისკრეტული მონაკვეთის სქემა.....	76
ნახ. 10:	კინემატიკური ჯაჭვის რგოლის დისკრეტიზირებული მონაკვეთის გრძივი დრეკადი გადაადგილებების საანგარიშო სქემა.....	79
ნახ. 11:	ბრუნვის ჰორიზონტალური დერძის მქონე მეხუთე კლასის კინემატიკური წყვილების მეშვეობით საანგარიშო მონაკვეთების (რგოლთა შეუღლების ადგილები) შეუღლების საანგარიშო სქემა.....	81
ნახ. 12:	ბრუნვის ვერტიკალური დერძის მქონე მეხუთე კლასის კინემატიკური წყვილების მეშვეობით საანგარიშო მონაკვეთების (რგოლთა შეუღლების ადგილები) შეუღლების საანგარიშო სქემა.....	82
ნახ. 13:	კინემატიკური ჯაჭვის რგოლის საანგარიშო მონაკვეთების შეუღლების სქემა კინემატიკური წყვილის ბრუნვის დერძის თანხვედრისას რგოლის დერძთან.....	84
ნახ. 14:	რგოლის მუდმივი კვეთის მქონე საანგარიშო მონაკვეთების შეუღლების სქემა ღუნვით რხევებთან მიმართებაში.....	85
ნახ. 15:	ღია კინემატიკური ჯაჭვის გამომავალი რგოლის საანგარიშო მონაკვეთების შეუღლების სქემა ღუნვით რხევებთან მიმართებაში.....	85
ნახ. 16:	ღია კინემატიკური ჯაჭვის საკუთარი რხევების სიხშირის განსაზღვრის საანგარიშო სქემა.....	86

ნახ.	17:	სივრცული მექანიზმის დერო-ელემენტის კვეთში დაბვათა განსაზღვრის საანგარიშო სქემა.....	97
ნახ.	18:	ფრთის მექანიზაციის კონსტრუქციული ელემენტების სქემა.....	104
ნახ.	19:	ფრთის მექანიზაციის კონსტრუქციული ელემენტის (კინემატიკური ჯაჭვის I რგოლი) კვეთში მოქმედი ღუნვის დაბვის განსაზღვრის საანგარიშო სქემა.....	105
ნახ.	20:	ფრთის მექანიზაციის კონსტრუქციული ელემენტის (კინემატიკური ჯაჭვის II რგოლი) კვეთში მოქმედი ღუნვის დაბვის განსაზღვრის საანგარიშო სქემა.....	107
ნახ.	21:	სიმტკიცეზე გაანგარიშების კომპიუტერული მოდელი.....	109
ნახ.	22:	ფრთის მექანიზაციის კონსტრუქციულ ელემენტზე მოქმედი ღუნვის დაბვის გრაფიკი.....	110
ნახ.	23:	მართვის სისტემის კონსტრუქციულ ელემენტში დაბვათა განსაზღვრის საანგარიშო სქემა.....	111
ნახ.	24:	გრეხითი მომენტის განაწილება დეტალის სიგრძის მიხედვით.....	115
ნახ.	25:	ღუნვის ნორმალური დაბვის განაწილება დეტალის სიგრძის მიხედვით.....	116
ნახ.	26:	ღუნვის მხები დაბვის განაწილება დეტალის სიგრძის მიხედვით.....	117
ნახ.	27:	გრეხის მხები დაბვის განაწილება დეტალის სიგრძის მიხედვით.....	118

შესავალი

პრობლემის აქტუალობა. საიმედოობა არის მეცნიერება, რომელიც სარგებლობს მზარდი ყურადღებით მთელს მსოფლიოში. საიმედოობის პრობლემა არის გადამწყვეტი ტექნიკის განვითარებაში უკვე მრავალი წლის მანძილზე. პროდუქციის საიმედოობის ამადლების საკითხებით ინტერესდებიან, როგორც ცალკეული მეცნიერები და ინჟინრები, ასევე კვლევითი ცენტრები, ლაბორატორიები, სახელმწიფო დაწესებულებები და სხვა ორგანიზაციები.

საიმედოობამ, როგორც კვლევის ცალკეულმა საგანმა, უდიდესი მნიშვნელობა შეიძინა მეცნიერების სხვადასხვა სფეროებში: ეკონომიკა, მედიცინა, ბიოლოგია, ქიმია, მშენებლობა, მანქანათმშენებლობა, ტრანსპორტი, მეტალურგია და ა.შ.. მისი მნიშვნელოვნობა შემთხვევითი არაა, ვინაიდან მოწყობილობაზე დაკისრებული შესასრულებელი ფუნქციის ზრდა იწვევს აღნიშნული მოწყობილობის გართულებასაც და შესაბამისად მტყუნების ან გაუმართაობის წარმოქმნის ალბათობის ზრდასაც. დაუშვებელია, რომ მოწყობილობებში, რომლებიც ითვლიან მრავალ ათას ელექტრონულ და მექანიკურ ელემენტს, მწყობრიდან გამოვიდეს ერთი მათგანიც კი და შედეგად დაირღვას მთელი სისტემის მუშაობის პროცესი. ტექნიკური მოწყობილობებისა ან სისტემების და მათი შემადგენელი ელემენტარული ნაწილების მუშაუნარიანი მდგომარეობის უზრუნველყოფასთან ერთად საიმედოობა წარმატებით ითავსებს პროდუქციის ეკონომიკური ეფექტურობის კრიტერიუმების და წარმოების ორგანიზების ოპტიმალური გზების შემუშავებას, რაც თავის მხრივ იქცა მის ცენტრალურ – გლობალურ ამოცანად.

საიმედოობის ერთ-ერთ მთავარ ამოცანას ასევე წარმოადგენს რთული კომპლექსების აგების ისეთი მეთოდების შექმნა, რომლებიც შეძლებენ უზრუნველყონ სისტემის საიმედო მუშაობა ცალკეული ელემენტების მწყობრიდან გამოსვლის პირობებშიც კი, ისევე როგორც ცოცხალი ორგანიზმის შემთხვევაში ცალკეული დაზიანებები არ იწვევენ მისი ნორმალური ფუნქციონირების დარღვევას. აღნიშნული მიმართულებით უკვე შემოთავაზებულია არაერთი პრინციპი და აქედან გამომდინარე ისმის საიმედოობის უზრუნველყოფის თეორიული

საფუძვლების შექმნის ამოცანა. ერთ-ერთი ამ ამოცანათაგანია სისტემის საიმედოობის გაანგარიშება.

სისტემის საიმედოობის გაანგარიშება წარმოებს რამდენიმე ხერხით:

- დაფუძნებული პარალელურ-მიმდევრული სისტემების გამოყენებაზე;
- დამყარებული ლოგიკური განტოლებების უშუალო გამოყენებაზე;
- დაფუძნებული მუშაუნარიანობათა სხვადასხვა მდგომარეობაში ნაკეთობის გადასვლების გრაფის შედგენაზე;
- დამყარებული წარმომქმნელი (მწარმოებელი) ფუნქციების გამოყენებაზე;
- ფუნქციური საიმედოობის გამოთვლა და სხვა.

ჩამოთვლილთაგან თითოეულ მეთოდს მათი გამოყენების არეალიდან გამომდინარე გააჩნია, როგორც დადებითი, ასევე უარყოფითი მხარეები. აქედან გამომდინარე საიმედოობის სწორად გაანგარიშება დამოკიდებულია შესაბამისი მეთოდის ზუსტ არჩევაზე, სისტემაში მიმდინარე პროცესების აღწერისათვის შესაბამისი მათემატიკური მოდელის ჩამოყალიბებაზე, გამოთვლებში მონაწილე პარამეტრების სწორად შერჩევაზე, მიღებული განაწილებების შესახებ ჰიპოთეზის წამოყენებისა და მისი დადასტურების სისწორეზე და ა.შ.

სისტემის საიმედოობის გაანგარიშება არის რთული და კომპლექსური ამოცანა, რომელიც მოითხოვს სხვადასხვა განმსაზღვრელი ფაქტორისა თუ პარამეტრის გათვალისწინებას. მაგალითად, ტექნიკური მექანიზმის საიმედოობის გამოსათვლელად საჭიროა ვიცოდოდ მისი არა მარტო თითოეული შემადგენელი ელემენტარული დეტალის საიმედოობის მაჩვენებელი, არამედ ამ დეტალის ფიზიკური-ქიმიური თვისებების განმსაზღვრელი პარამეტრები და საიმედოობაზე მათი გავლენის მოდელიც.

აქედან გამომდინარე, რაც უფრო მრავალფეროვანია სისტემა მისი შემადგენელი ელემენტებით, მათი ურთიერთკავშირებით, შესასრულებელი ფუნქციებით, თითოეულ ელემენტზე და მთლიანობაში სისტემაზე მოქმედი ძალებით, მით უფრო რთულდება საიმედოობის შეფასების ამოცანა. საჭირო ხდება თანამედროვე კომპიუტერული ტექნიკის გამოყენება რთული მათემატიკური მოდელების

ამოსხნისათვის, რათა მიღებულ იქნას მაღალი სიზუსტის შედეგი დროის მცირე მონაკვეთში.

საფრენი აპარატი ისევე, როგორც სხვა მექანიზმი, წარმოადგენს ურთიერთდაკავშირებული კონსტრუქციული ელემენტების ერთობლიობას, ამიტომაც ასე აქტუალურად და სამართლიანად დგება მისი, როგორც ცალკეული კონსტრუქციული ელემენტების, ასევე მათი ერთობლიობის (კინემატიკური ჯაჭვები და მათი რგოლები), სიმტკიცეზე გაანგარიშების პროგრესული და უფრო დახვეწილი გზების გამოკვლევის ამოცანა. აღნიშნული კი პირდაპირ კავშირშია საიმედოობასთან.

თანამედროვე მანქანებისა და მექანიზმების კინემატიკისა და დინამიკის ამოცანათა გადაჭრისას კომპიუტერულ-გამოთვლითი ტექნიკის ფართო გამოყენება იწვევს გაანგარიშებებში გამოყენებული ალგორითმების დახვეწის აუცილებლობას. ამის ერთ-ერთ მაგალითს წარმოადგენს გაანგარიშების ზოგადი ანალიტიკური მეთოდების გამოყენება, თუნდაც გამოთვლითი სამუშაოების დიდი მოცულობის მიუხედავად, მაგრამ პროგრამირებისათვის მოსახერხებელი სახით.

ტექნიკის სხვადასხვა დარგში არსებული მექანიზმებისა და მანქანების სტრუქტურული სქემების უდიდესი უმრავლესობა შეიძლება მიკუთვნებულ იქნას მრავალკავშირა ჯაჭვური სისტემების კლასისადმი. აღნიშნულ კლასს მიეკუთვნება ის მექანიკური სისტემები, რომლებშიც შემადგენელი რგოლების დრეკადი თვისებების გათვალისწინებას გააჩნია პირველადი მნიშვნელობა. ასეთებია მაგალითად, მანქანათა როტორები, გემებისა და საფრენი აპარატების კორპუსები, ტურბომანქანების ნიჩბები და ნიჩბების პაკეტები, დრეკადი დაკავშირებული დიდი ზომის მყარი სხეულებისაგან შემდგარი სისტემები, სხვადასხვა სახის ბრტყელი და სივრცული ბერკეტული მექანიკური სისტემები და ა.შ.

ჩამოთვლილთაგან გამოყოფთ ბრტყელი და სივრცული დეროვანი მექანიკური სისტემების კლასი, რომლებიც გამოიყენება სხვადასხვა ტიპის მანქანებში შემსრულებელი მექანიზმის სახით და წარმოადგენენ სხვადასხვა სტრუქტურის კინემატიკურ ჯაჭვებს. შესაბამისად, კინემატიკურ ჯაჭვურ სისტემას ვუწოდებთ ნებისმიერ რხევით სისტემას,

რომელიც შედგება ნებისმიერი სტრუქტურის მქონე ერთი-მეორის მიყოლებით მდგარი ან მოძრავად შეუღლებული ან დრეკადი კავშირების მქონე ელემენტებისაგან.

მექანიკური სისტემების დინამიკური დატვირთვების გათვალისწინებით გაანგარიშების მეთოდების განხილვა-ანალიზის ჩატრებისა და მათი დახვეწისათვის საჭიროა აღინიშნოს ერთი ფრიად მნიშვნელოვანი გარემოება. მექანიკაში განხილული დინამიკური სისტემების უმრავლესობაში ძირითადი ყურადღება ენიჭება მოძრაობის პერიოდულ რეჟიმებს, ხოლო გარდამავალი პროცესები კი განიხილება მხოლოდ როგორც სისტემის ძირითადი პერიოდული რეჟიმის დამყარების წინმსწრები მოძრაობის ეტაპი. რეალობაში კი სახვადასხვა მექანიზმების მოძრაობის მუშა რეჟიმები წარმოადგენენ გარდამავალი პროცესების ერთობლიობას, რომლებიც შედგება თანამიმდევრული აჩქარების, დამყარებული მოძრაობისა და დამუხრუჭების ეტაპებისაგან. მოძრაობის რეჟიმის აღნიშნული არასტაციონარულობა იწვევს საანგარიშო ძირითად გადაადგილებებზე, რომლებიც აღიწერება ციკლური კოორდინატების ცვლილების კანონებით, კინემატიკური ჯაჭვის რგოლების დეფორმაციით გამოწვეული დამატებითი დრეკადი გადაადგილებების დადებას. აღნიშნული დეფორმაციები ატარებენ რხევით ხასიათს და ახდენენ მნიშვნელოვან გავლენას, როგორც სისტემის კინემატიკურ სიზუსტეზე, ასევე ჯაჭვის რგოლებში დინამიკური დატვირთვებისა და ძაბვების სიდიდეზე. გარდა ამისა დეფორმაციის ზრდით მატულობს დინამიკური დატვირთვების მნიშვნელობაც, რაც თავის მხრივ იწვევს მექანიკური სისტემების სწრაფქმედების შეზღუდვას მათი სიმტკიცის კრიტერიუმების მიხედვით.

ნაშრომის მიზანი: სხვადასხვა სტრუქტურის მქონე კინემატიკური ჯაჭვების დრეკადად დაკავშირებულ რგოლებში, მათ მიერ მოცემული მოქმედებების შესრულების შედეგად, წარმოქმნილი დეფორმაციებისა და რხევების ნამდვილი მნიშვნელობებით გაანგარიშების ამოცანის ანალიზისა და სინთეზის საკითხების გადაჭრა და მიღებული დამოკიდებულებების საფუძველზე ამდაგვარი მექანიკური სისტემების პროექტირების მეთოდებისა და პროგრამული მოდელების შემუშავება.

კვლევის ამოცანები.

აღნიშნული ნაშრომის მიზნებიდან გამომდინარე საჭირო იყო შემდეგი ამოცანების გადაჭრა:

- კინემატიკური ჯაჭვების მოძრაობის განტოლებათა გამოყვანა, რომლებიც მოგვცემს მრავალკავშირა ჯაჭვური სისტემების დინამიკის ანალიზისა და სინთეზის ამოცანათა ამოხსნის საშუალებას;
- დრეკადი მექანიკური სისტემების ფიზიკურ პარამეტრებზე (საკუთარი რხევების სიხშირე) დამოკიდებული სიმტკიცეზე გაანგარიშების რეკურენტული ტიპის განტოლებების გამოყვანა, რომელთა მეშვეობითაც განხორციელდება კონკრეტული კონსტრუქციული ელემენტის სიმტკიცის პარამეტრების გაანგარიშება;
- მიღებულ მოდელზე დაყრდნობით განხორციელდება კომპიუტერული მოდელირება შემდგომი გამოთვლების დაჩქარებისათვის და მიღებული შედეგების სისტემატიზაციისათვის, მათი ანალიზი და შესაბამისი დასკვნების წარდგენა საიმედოობის ამაღლებაზე მიმართული ღონისძიებების და მათი გატარების აუცილებლობისა შესახებ.

კვლევის ობიექტი. უპილოტო საფრენი აპარატის ფრთის მექანიზაციისა და მართვის სისტემის კონსტრუქციული ელემენტები.

მეცნიერული სიახლე:

- განხორციელდა კინემატიკური ჯაჭვების მოძრაობის განტოლებათა გამოყენებით მრავალკავშირა ჯაჭვური სისტემების დინამიკის ანალიზი და სინთეზი;
- გამოყვანილ იქნა დრეკადი მექანიკური სისტემების ფიზიკურ პარამეტრებზე (საკუთარი რხევების სიხშირე) დამოკიდებული სიმტკიცეზე გაანგარიშების რეკურენტული ტიპის განტოლებები;
- ჩამოყალიბებული მეთოდის მიხედვით განხორციელდა უპილოტო საფრენი აპარატის ფრთისა და მართვის სისტემის კონსტრუქციული ელემენტების სიმტკიცის პარამეტრების გაანგარიშება;

- მიღებული შედეგების საფუძველზე განხორციელდა კომპიუტერული მოდელირება საანგარიშო პროცესის ავტომატიზაციისა და სისტემატიზაციისათვის;
- მიღებული საერთო შედეგების მიხედვით განხორციელდა განხილული კონსტრუქციული ელემენტების საიმედოობის შედარებითი ანალიზი, შეფასება და გაკეთდა შესაბამისი დასკვნები საიმედოობის ამაღლებაზე მიმართული აუცილებელი ღონისძიებების შესახებ.

თავი 1. ლიტერატურის მიმოხილვა

1.1. ზოგადი ცნობები სივრცული კინემატიკური ჯაჭვებისადმი მიძღვნილი შრომების შესახებ

მანქანათა და მექანიზმების თეორიაში კინემატიკური ჯაჭვების, როგორც სივრცული მექანიზმების, ანალიზისა და პროექტირების საკითხები განხილულ და შესწავლილ იქნა მრავალი მეცნიერის ნაშრომში.

აღნიშნული მიმართულებით მრავალი ნაშრომის არსებობის გათვალისწინებით შემოვიფარგლოთ მხოლოდ ძირითადების განხილვით, რომლებიც მრავალგოლა მექანიზმების პროექტირებისათვის ამა თუ იმ მოცულობით შეიცავენ საკვადო მნიშვნელობის მეთოდებს. აქვე პირველ რიგში აუცილებელია აღინიშნოს მონოგრაფია [1], რომელშიც ჩამოყალიბებულია სივრცული მექანიზმების სტრუქტურის, კლასიფიკაციისა და კინემატიკის საკითხები და რომლის კვლევის ძირითადი ნაწილი მოიცავს რთული ჩაკეტილი კინემატიკური ჯაჭვების სინქარეთა და აჩქარებების განსაზღვრის მეთოდებს. ნაშრომში [2] გრაფიკული მეთოდის გამოყენების საფუძველზე მოყვანილია სივრცული მექანიზმების კინემატიკური ანალიზი, სადაც განხილულია შვიდგოლა სივრცული მექანიზმის მდებარეობების განსაზღვრის ამოცანები. სტატიაში [3] პირველად სივრცული მექანიზმებისათვის ვექტორული მეთოდის გამოყენების საფუძველზე განსაზღვრულ იქნა კინემატიკურ ჯაჭვში მოქმედი ძალები. ნაშრომში [4] ძირითადი ყირადღება დათმობილი აქვს სფერული მექანიზმების (მექანიზმები, რომელთა ბრუნვის ღერძები გადაიკვეთება ერთ წერტილში) კვლევის საკითხებს.

მექანიზმის მდებარეობის შესახებ ამოცანის ამოხსნის გარეშე შეუძლებელია მრავალგოლა სივრცული ბერკეტული მექანიზმების კინემატიკისა და დინამიკის საკითხთა გამოკვლევა. ამასთან დაკავშირებით აუცილებელია აღინიშნოს შრომები [5, 6], სადაც გამოკვლეულია სივრცით ოთხგოლეში მრუდმხარას არსებობის

პირობები და ასევე ნაშრომი [7], რომელშიც მოცემულია ანალიტიკური გეომეტრიის განტოლებათა გამოყენების საფუძველზე სივრცული ოთხკუთხედის მდებარეობის განსაზღვრის მეთოდი. ნაშრომში [8] ჩაკეტილი კონტურის შემოვლის მეთოდის მეშვეობით ამოხსნილია სივრცული ბერკეტული მექანიზმის მდებარეობის განსაზღვრის ამოცანა, რა დროსაც გამოყენებულია მატრიცები, სადაც ელემენტები წარმოადგენენ დუალურ რიცხვებს.

მექანიზმების მდებარეობის განმსაზღვრელი საკითხების ამოხსნასთან დაკავშირებული შრომების განხილვისას აუცილებელია აღინიშნოს [9, 10] შრომები, სადაც განზოგადებულია და ჩამოყალიბებულია სივრცული ბერკეტული მექანიზმების მოძრაობის კვლევის მეთოდები და მოყვანილია ამ მეთოდების კლასიფიკაცია. ამავე შრომებში, ზოგადი ანალიტიკური მეთოდის საფუძველზე, მოცემულია სივრცული ღია კინემატიკური ჯაჭვების კინემატიკური ანალიზის საკითხთა გადაჭრის მეთოდები.

რთული მექანიკური სისტემების კინემატიკისა და დინამიკის ნებისმიერი ამოცანის შესწავლის პროგრესი დამოკიდებულია გამოყენებული მათემატიკური აპარატის სრულყოფილებაზე. ასე მაგალითად, სივრცული ღია კინემატიკური ჯაჭვების კვლევისას უფრო გავრცელებულს წარმოადგენს მეთოდიკა [11], სადაც შემოთავაზებულია მექანიზმის სტრუქტურის სიმბოლური განტოლების სახით წარმოდგენის ხერხი. მოცემულ განტოლებას შეესაბამისობაში უდგება მექანიზმის ჩაკეტილობის მატრიცული განტოლება, რომელშიც შემოღებულია წერტილის ერთგვაროვანი კოორდინატები და კოორდინატების გარდაქმნის მეთოდი ხარისხის მატრიცები.

სხვადასხვა სტრუქტურის მქონე კინემატიკური ჯაჭვების გაანგარიშებისას და მათი მოძრაობის რეჟიმების დადგენისას განსაკუთრებული მნიშვნელობა გააჩნია არა მარტო კინემატიკური ანალიზისა და სინთეზის საკითხებს, არამედ მაგვარი რთული მექანიკური სისტემების დინამიკური მახასიათებლების განსაზღვრასაც. თუ კი გეომეტრიული ანალიზი საშუალებას გვაძლევს ავაგოთ კინემატიკური ჯაჭვის მმართველი კოორდინატების ცვლილების კანონები, მაშინ სისტემის დინამიკური გაანგარიშება თავის მხრივ

საჭიროა ძაღვებისა და მომენტების, რომლებიც უნდა წარმოიქმნან კინემატიკური ჯაჭვების ამძრავით ან ამძრავებით და უზრუნველყონ აღნიშნული მოძრაობის კანონები, დროში ცვლილების კანონების განსაზღვრისათვის. დინამიკური გაანგარიშება ასევე საჭიროა კინემატიკური ჯაჭვების მოძრაობისას მათ რგოლებში წარმოქმნილი ძაბვების მნიშვნელობათა პოვნისათვის.

სისტემის სტატიკური დატვირთვისას მრავალრგოლა სივრცული მექანიზმების სახსრებსა და რგოლებზე მოქმედ ძალთა და მომენტების გაანგარიშების ამოცანები განხილულია შრომებში [12] და [13]. ნაშრომში [14] გამოყვანილია ნებისმიერი სტრუქტურის მქონე ღია კინემატიკური ჯაჭვის მოძრაობის განტოლებათა კოეფიციენტების გასაანგარიშებელი ზოგადი განტოლებები, რომელთა მეშვეობითაც ცალცალკე გაითვალისწინება ჯაჭვის რგოლებსა და ამძრავებზე მოდებული ინერციის ძაღვების და მომენტების მოქმედება.

მაგრამ კინემატიკური ჯაჭვების კვანძებისა და რგოლების გაანგარიშების განხორციელებით მხოლოდ სტატიკური დატვირთვისას მიყვევართ დინამიკის ამოცანის არასრულ ამოხსნამდე. აღნიშნული განსაკუთრებით ეხება ღია კინემატიკურ ჯაჭვებს, სადაც სისტემების დინამიკური მახასიათებლები წარმოადგენენ ცვალებად სიდიდეებს, რომლებიც იცვლებიან მექანიზმის რგოლების ფარდობითი გადაადგილების დროს და რომლებიც მოძრაობის დაგეგმილი ტრაექტორიის აღწარმოებისას ცდომილებების წარმოქმნაში წარმოადგენენ ერთ-ერთ ძირითად ფაქტორს. ამასთან დაკავშირებით სულ უფრო და უფრო იმატა შრომების რაოდენობამ, რომლებშიც შეისწავლება ღია კინემატიკური ჯაჭვების პრობლემატიკა და წარმოდგენილია სხვადასხვა ალგორითმის მქონე კომპიუტერული პროგრამები მრავალრგოლა ბერკეტული მექანიზმების მოძრაობის განტოლებათა გამოყვანის პროცედურის ავტომატიზაციისათვის.

პროგრამირებისას გამოიყენებული ვარიაციული მეთოდების გარდა ფართო გამოყენება ჰპოვეს ვექტორულებმაც, რომელთა მეშვეობითაც ზემოხსენებული მექანიკური სისტემების დინამიკის ამოცანათა ამოხსნისათვის კომპიუტერული პროგრამირების კუთხით

შესაძლებელი ხდება ერთ-ერთი სრულყოფილი სახის ალგორითმების შედგენა.

ნაშრომთა შორის, რომლებიც ეხება კინემატიკური ჯაჭვების დინამიკის კვლევებს მათი რგოლების დრეკადობის გათვალისწინებით, აღსანიშნავია ნაშრომი [15], სადაც ამოხსნილია დრეკადი რგოლების მქონე სახსრული მექანიზმების დინამიკის ანალიზის ამოცანა, თანაც მექანიზმების რგოლთა დრეკადი გადაადგილებები განიხილება მათივე მდებარეობების მიმართ დრეკადობის გათვალისწინების გარეშე. მოცემულ ნაშრომში საანგარიშო განტოლებები შედგენილია თავისუფლების ერთი ხარისხის მქონე სახსრული ოთხრგოლასათვის, რომლის დინამიკური მოდელიც წარმოდგენილია ჰარმონული აგზნების მქონე ერთ ან ორ მასიანი სისტემის სახით.

შემსრულებელი მექანიზმების სახით ღია კინემატიკური ჯაჭვების კვლევისა და გაანგარიშებისათვის შრომებში [16] და [17] მიღებულია მათემატიკური მოდელი, რომელიც განიხილება ამძრავთა მოდელის ქვესისტემის, საინფორმაციო სისტემისა და მართვის სისტემის სახით. შემსრულებელი მექანიზმის დინამიკა აღიწერება აპპელის განტოლებებით, ხოლო რგოლთა დრეკადობა კი ითვლება თავმოყრილად მექანიკური სისტემის რგოლთა მოძრავ შეუღლებებში.

მეცნიერულ შრომებში [18, 19] განხილულია ღია კინემატიკური ჯაჭვების, მათი რგოლების დრეკადობის გათვალისწინებით, მოძრაობის მოდელირების რეკურენტული განტოლებების შედგენის საკითხები, სადაც დრეკადი თვისებების გათვალისწინებით მექანიზმის დინამიკის ანალიზისათვის საანგარიშო სქემის სახით მიიღება ღია კინემატიკური ჯაჭვი, რომელიც შედგება ბოლოებში თავმოყრილი მასების მქონე დრეკადი არაინერტული დეროებისაგან. ამავდროულად მექანიკური სისტემა იტვირთება გარე ძალებითა და მომენტებით, რომელთა მნიშვნელობებიც გაანგარიშებულია ნომინალურ რეჟიმში.

პრაქტიკაზე გვხვდება მექანიზმების კონსტრუქციები, რომლებიც თავის მხრივ წარმოადგენენ უწყვეტად განაწილებული პარამეტრების მქონე სისტემებს, რის გამოც მექანიზმების რგოლები ხასიათდება თავისუფლების ხარისხის უსასრულო რიცხვით. აქედან გამომდინარე, რხევებისას კონსტრუქციის ან მისი რგოლების დრეკადი

გადაადგილებების განსაზღვრისათვის არ არის საკმარისი ღუნვის ან სხვა სახის დეფორმაციების ორდინატთა სასრული რიცხვის მინიჭებით შემოფარგვლა, არამედ საჭიროა დროის ნებისმიერი მომენტისათვის გაგვიჩნდეს დრეკადი ღუნვის ხაზის განტოლება, რომელიც საშუალებას მოგვცემს განვსაზღვროთ დრეკადი გადაადგილებების სიდიდე მექანიზმის რგოლების ყველა მნიშვნელოვან წერტილში.

უსასრულო სპექტრის მქონე რხევებისას კინემატიკური ჯაჭვის რგოლების დრეკადი გადაადგილებების განსაზღვრის სირთულე ხდება ნათელი, თუ კი გავითვალისწინებთ, რომ უმრავლეს შემთხვევაში პრაქტიკაში არსებული ხისტი კავშირები, როგორც წესი, ცვალებადია, ხოლო მასები გადანაწილებულია რგოლებს შორის არათანაბრად.

დინამიკის გაანგარიშებებში დასმული ამოცანის ამოხსნის გაადვილების მიზნით მექანიკური სისტემის რგოლები იცვლება სწორად შერჩეული საანგარიშო სქემით. ამავედროულად საჭიროა ვეცადოდ, რომ მიღებულმა საანგარიშო სქემამ მაქსიმალურად ზუსტად ასახოს არა მარტო განსახილველი მექანიკური სისტემის რგოლების თვისებები, არამედ მთლიანობაში მანქანისაც. ამიტომაც დინამიკის გაანგარიშებების წარმოებისას, რხევათა თეორიაში გამოყენებულ სხვა დაშვებებთან ერთად, ასევე ხდება ორი ძირითადი მიმართულებიდან ერთ-ერთის არჩევა. პირველი მიმართულების თანახმად – გადანაწილებული პარამეტრების მქონე სისტემა იცვლება დისკრეტული პარამეტრების მქონე სისტემით, ანუ თავისუფლებათა ხარისხის სასრული რიცხვის მქონე სისტემით. მეორე მიმართულების თანახმად – მოქმედი მასები და ფაქტიური სიხისტეები ამა თუ იმ ხერხით დაიყვანება კვლევის ქვეშ მყოფი მექანიზმის რგოლებს შორის შესაბამისად თანაბრად გადანაწილებულებამდე. ამავედროულად, როგორც წესი, პირველი მიმართულება, რომელიც მნიშვნელოვნად აადვილებს ამოცანის ამოხსნას, გვაძლევს მექანიზმის რგოლებში მათი მუშაობისას მიმდინარე დინამიკური პროცესების საკმაოდ უხეშ ამსახველ შედეგებს, რასაც ხშირად მიყვართ მექანიზმის კონსტრუქციული პარამეტრების შესახებ მცდარ დასკვნებამდე.

შესაბამისად, სხვადასხვა სტრუქტურის მქონე კინემატიკურ ჯაჭვებში მიმდინარე დინამიკური პროცესების უფრო ზუსტი

ასახვისათვის, საჭიროა განხილულ იქნას ფიზიკური პარამეტრების გადანაწილება რგოლთა გასწვრივ მთელს სიგრძეზე. ნაშრომთაგან, რომლებშიც ღეროვანი სისტემები განიხილება უწყვეტად გადანაწილებული პარამეტრების მქონე რგოლთა სისტემების სახით, შეიძლება აღნიშნოს შრომები [20], [21] და [22], სადაც ძირითადად განხილულია მაგალითები სამშენებლო მექანიკასა და მანქანათმშენებლობიდან, რგოლთა შორის კინემატიკური კავშირების გავლენის გათვალისწინების გარეშე.

ზემოთქმულიდან გამომდინარე ნათელი ხდება, რომ მოძრაობის გადამცემი მექანიზმების პროექტირებისას აუცილებელია მათში წარმოქმნილი დინამიკის პროცესების გათვალისწინება. ამავდროულად, დინამიკის მოცემული პროცესები და განსაკუთრებით სისტემის მოძრაობისას გარდამავალ რეჟიმებზე წარმოქმნილი პროცესები, მნიშვნელოვან გავლენას ახდენენ კინემატიკური ჯაჭვების, როგორც კინემატიკაზე, ასევე მათ დინამიკაზე.

მოძრაობის გადამცემი მექანიზმების რგოლებში გარდამავალი პროცესების კვლევისათვის წარმატებით იყენებენ ოპერაციულ აღრიცხვას. უკანასკნელმა ფართო გამოყენება ჰპოვა მას შემდეგ, წარმატებით იქნა გამოყენებული წრფივ ელექტრულ სისტემებში გარდამავალი პროცესის კანონზომიერების გაანგარიშებისათვის. მოძრაობის გადამცემ რთულ მექანიზმებში გარდამავალი პროცესის დინამიკის ამოცანის ამოხსნა მოცემული მეთოდის მეშვეობით დაიყვანება გარდამავალი პროცესის მაღალი ხარისხის მქონე დიფერენციალური განტოლებების ამოხსნამდე. ცნობილია, რომ ამგვარი განტოლებების ზოგადი ამოხსნა თავის მხრივ წარმოადგენს კერძო ამონახსნების წრფივ კომბინაციას, რომლებიც შეიცავენ დამახასიათებელ რიცხვებს, ანუ სისტემის საკუთარი რხევების სიხშირეებს. საკუთარი რხევების სიხშირეთა რიცხვითი მნიშვნელობები მიიღება ალგებრული განტოლებების მიახლოებითი ამოხსნით. მაგრამ, მიღებული სიდიდეები აშკარა სახით არ შეიცავენ სისტემის პარამეტრებს, რის გამოც იკარგება კავშირი გარდამავალი პროცესის ხასიათსა და მოძრაობის გადამცემი მექანიზმის კონსტრუქციულ პარამეტრებს შორის. აღნიშნულის შედეგად რამდენიმე თავისუფლების

ხარისხის მქონე სისტემის ანალიზი და სინთეზიც ხდება თითქმის შეუძლებელი. ნათელია, რომ მოძრაობის გადამცემი მექანიზმების პროექტირებისას სისტემის რხევადობის შესამცირებლად და მისი ოპტიმალური პარამეტრების დანიშნისათვის აუცილებელია ზემოხსენებული კავშირების დადგენა.

ამასთან დაკავშირებით შრომებში [23, 24] და [25] ნაჩვენებია, რომ სისტემებში, რომლებიც აღიწერება მაღალი ხარისხის წრფივი დიფერენციალური განტოლებებით, ამ მნიშვნელოვანი პრობლემის გადაჭრას უფრო მიესადაგება ა.ნ. გოლუბენცევის მიერ შემუშავებული მეთოდი [26], სადაც ოპტიმალური პროცესების მათემატიკური თეორია აგებულია პარამეტრთა სივრცეში საკითხის წრფივად დასმის პირობებში. აღნიშნული საშუალებას გვაძლევს მექანიზმების კონსტრუქციული ელემენტების შერჩევის ამოცანა ამოიხსნას ისე, რომ ამ ელემენტთა დანიშნისას, გარდამავალ პროცესში განვითარებული დრეკადობის ძალთა მომენტის მაქსიმალური მნიშვნელობა ხდება უმცირესი, ხოლო თვითონ პროცესი კი მიიღება უმოკლეს დროში.

სხვადასხვა კინემატიკური ჯაჭვების მოძრაობის გადამცემი მექანიზმების განხილვისას საჭიროა აღინიშნოს, რომ მოცემულ მექანიზმებში გადამცემი ელემენტების გარდა შედის არაწრფივი მახასიათებლების მქონე სხვადასხვა კვანძი. შესაბამისად, მოძრაობის გადამცემი მექანიზმების კინემატიკურ ჯაჭვებში წარმოქმნილი რხევითი მოვლენები ყოველთვის ვერ იქნება შესწავლილი წრფივი მოდელების მეშვეობით. უმრავლეს შემთხვევაში მოცემული მექანიზმები უნდა იქნას განხილული მრავალმასური სისტემების სახით, რომლებიც შედგება არაწრფივი მახასიათებლების მქონე ერთმანეთთან დრეკადი კავშირებით დაკავშირებული დისკრეტული მასათა სასრული რიცხვისაგან.

არაწრფივი ამოცანების ამოხსნის საწყისს წარმოადგენს მცირე პარამეტრის მეთოდი, რომელიც შემოთავაზებული იყო პუანკარეს მიერ და გამოიყენება მარტივი არაწრფივი სისტემების მიმართ. მცირე პარამეტრის მეთოდის დახასიათებისას საჭიროა აღინიშნოს, რომ უკანასკნელს პერიოდული ამოხსნების ნამდვილი მნიშვნელობისას მიყვევართ დიდ და ხშირად გადაულახავ სირთულეებამდე, რაც

გვაიძულებს პრაქტიკაში პუნქარეს თეორიის გამოყენების არეალის შემცირებას.

სხვადასხვა სახის რთული და დატვირთული მანქანების შექმნამ განაპირობა სიმტკიცეზე გაანგარიშების უფრო ზუსტი მეთოდების შემუშავების აუცილებლობა იმ მოვლენათა გათვალისწინებით, რომლებიც წარმოიქმნება განსახილველი მექანიკური სისტემების რგოლთა რხევების პროცესში. ამასთან დაკავშირებით რხევათა თეორიაში მკვლევართა წინაშე დადგა ამოცანა – რხევით სისტემებში არასტაციონარული პროცესების შესწავლა. რხევითი სისტემის სინშირეთა და დრეკადობის პარამეტრების ცვლილებისას წარმოქმნილი არასტაციონარული პროცესების შესწავლას ეძღვნება მრავალი მეცნიერის, მათ შორის ი.ა. მიტროპოლსკის შრომები [27, 28]. ასიმპტოტური განშლის გამოყენებაზე დაფუძნებული გაანგარიშების ზოგადი თეორია ჩამოყალიბებული იყო, ასევე ლ.ს. პონტრიაგინის ნაშრომში [29]. ამძრავი მექანიზმების არაწრფივი ამოცანების შესწავლა წარმოდგენილია ვ.ლ. ვეიცის [30] და სხვათა შრომებში. მიუხედავად ამისა, მექანიკური არაწრფივი სისტემების პრაქტიკული გაანგარიშებების ჩატარებისას, ხშირად ვაწყდებით სერიოზულ სირთულეებს, რომლებიც უკავშირდება ამოცანის ამოხსნის რაციონალური მეთოდების არჩევასა და ამ მეთოდების დაკონკრეტებას. ამგვარი სირთულეები წარმოიშვება არაწრფივი მახასიათებლების ან მდებარეობის განმსაზღვრელი არაწრფივი ფუნქციების მქონე დრეკადი რგოლებისაგან შემდგარი სხვადასხვა კონსტრუქციის მოძრაობის გადამცემი მექანიზმების ანალიზისა და განსაკუთრებით სინთეზისას.

1.2. ზოგადი ცნობები მანქანათა სიმტკიცისა და საიმედოობის ურთიერთკავშირის შესახებ

მანქანათა დეტალების დადლილობითი დაშლის შეჩერება ხდება სულ უფრო აქტუალური. აღნიშნული გამოწვეულია:

- პირველ რიგში – მანქანების მასალათა ტექვადობის შემცირების მოთხოვნით, რაც დაკავშირებულია მათი დეტალების დაძაბულობის დონისა და უმთავრესად ვიბროდაძაბულობის გაზრდასთან;
- მეორე რიგში – მანქანათა რესურსის გაზრდის მოთხოვნით, რასაც მივეყვართ მთლიანი მსახურის ვადის განმავლობაში ცვალებადი ძაბვების მქონე ციკლების გაზრდილი რაოდენობისაკენ და მცირე ცვალებადი დატვირთვების გავლენის ზრდისაკენ, რომელთა გვერდის ავლაც შეუძლებელია ექსპლუატაციის პროცესში;
- მესამე რიგში – ტექნიკაში გამოყენებულ მასალათა ნაკრების გაფართოებით, რომელთა დაღლილობითი დაშლის მიმართ წინააღმდეგობის მახასიათებელთა თვისებებიც არაა შესწავლილი სრულყოფილად.

ამიტომაც დაღლილობითი დაშლის მიმართ წინააღმდეგობის სარწმუნო მახასიათებელთა ცოდნას გააჩნია დიდი მნიშვნელობა.

მასალათა დაღლილობითი მახასიათებლების შესახებ ინფორმაციის წყაროს წარმოადგენს, როგორც წესი, დაღლილობითი ექსპერიმენტი, რომლის მოცულობა და შრომატევადობა შეიძლება იყოს ძალიან დიდი.

აღნიშნული მიმართულებით აღსანიშნავია შრომები [41, 44], სადაც განხილულია კონსტრუქციული მასალების დაშლის კანონზომიერებები, საფრენი აპარატების და ზოგადად მანქანების კონსტრუქციის ელემენტების მზიდუნარიანობისა და რესურსის შეფასების მეთოდების შემუშავების საკითხები დაგროვილი დაზიანებების ალბათობის კრიტერიუმის მიხედვით.

ნაშრომში [43], [45] განხილულია დაღლილობითი დაშლის კანონზომიერებები და გამოცდების ჩატარების მეთოდიკა. ნაჩვენებია კონსტრუქციული, ტექნოლოგიური და საექსპლუატაციო ფაქტორების გავლენა გამძლეობაზე და აღწერილია მანქანათა დეტალების სიმტკიცეზე გაანგარიშების მეთოდები, დროში ცვალებადი დატვირთვების პირობებში საკითხის, როგორც დეტერმინისტული კუთხით დასმის შემთხვევაში, ასევე ალბათობის ასპექტითაც.

ექსპერიმენტის ჩატარების გარეშე ან შემცირებული მოცულობის შემთხვევაში მანქანათა დეტალების რესურსის პროგნოზირების

ამოცანის გადაჭრამ დიდი ხანია მიიზიდა მანქანათმშენებლობის მრავალი დარგის მეცნიერი თუ ინჟინერი.

ამ მიმართულებით უნდა აღინიშნოს მ.ნ. სტეპნოვის [44] ხელმძღვანელობით ჩატარებული უნიკალური კვლევები, რომელთა მეშვეობითაც შესაძლებელი გახდა ექსპერიმენტალურად დადგენილიყო დაღლილობის წინააღობის მახასიათებელთა გაფანტვის ალბათობის კანონზომიერებები. აღნიშნული კი თავის მხრივ საფუძვლად დაედო კონსტრუქციის ელემენტების სიმტკიცეზე და მათი რესურსის გაანგარიშების ალბათობის თანამედროვე მეთოდებს. კვლევების ჩატარებისას გამოცდას გადიოდა არაერთი ათასი იდენტური ნიმუში, რამაც შესაძლებელი გახადა, ალბათობისა და საიმედოობის კუთხით, დასაბუთებულიყო დაღლილობის მახასიათებელთა გაფანტვის არამარტო ხარისხობრივი კანონზომიერებები, არამედ სანდოობის მაღალი ხარისხით დადგენილიყო კონსტრუქციის მასალებისა და ელემენტების დაღლილობითი მახასიათებლების განაწილების ფუნდამენტური კანონები.

თავი 2. შედეგები და მათი განსჯა

2.1. ტექნიკური ნაკეთობების საიმედოობა და მისი უზრუნველყოფის პრობლემები

2.1.1. საიმედოობის არსი და დანიშნულება

ტექნიკის პროექტირების, წარმოებისა და ექსპლუატაციის პროცესები წარმოიქმნება სამუშაოთა მიმდევრობითი სტადიების სახით, რომელთაგან თვითოეულის დროს მიმდინარეობს საიმედოობის კვლევები, რასაც თან სდევს მიღებული გადაწყვეტილებების ერთობლიობის არჩევა და დასაბუთება.

საიმედოობის კვლევის მთავარ მიზანს წარმოადგენს ღონისძიებათა შემუშავება, რომელთა გატარებაც უზრუნველყოფს ტექნიკის უსაფრთხოების ამაღლებას, ტექნიკური ექსპლუატაციის პროცესების სრულყოფასა და მისი გამოყენების მაღალ ეფექტურობას.

საიმედოობის თეორია, თავისი არსითა და დანიშნულებით, ითვალისწინებს შემდეგი ამოცანების გადაჭრაზე მიმართული ღონისძიებების შემუშავებასა და დახვეწას:

- 1) მტყუნებების წარმოქმნის კანონზომიერებათა განსაზღვრა და ნაკეთობების მუშაუნარიანობის აღდგენა;
- 2) ნაკეთობებში მიმდინარე პროცესებზე გარე და შიდა ზეგავლენების ზემოქმედების შესწავლა;
- 3) პროექტირების ეტაპზე სისტემების საიმედოობის გამოთვლითი მეთოდების შემუშავება;
- 4) კონსტრუირებისა და დამზადებისას საიმედოობის ამაღლების საშუალებებისა და აგრეთვე ხანგრძლივი ექსპლუატაციის პროცესში მისი საჭირო ღონის შენარჩუნების გზების გამოძებნა;
- 5) საექსპლუატაციო საიმედოობის დამახასიათებელი სტატისტიკური მონაცემების შეგროვების, აღრიცხვისა და ანალიზის მეთოდების შემუშავება;

6) საიმედოობაზე გამოცდისა და მოცემული დონის დადასტურების მეთოდების შემუშავება.

მაღალი საიმედოობის უზრუნველყოფელი გადაწყვეტილებების არჩევასა და დასაბუთებას ახორციელებენ კვლევათა სხვადასხვა სახის მეთოდების გამოყენებით, რომლებიც შემუშავებულია საიმედოობის, ექსპლუატაციის, მასიური მომსახურების, ექსპერიმენტის დაგეგმვისა და სხვა თეორიათა საფუძველზე. აღნიშნულ სამუშაოებს ასრულებს საპროექტო-საკონსტრუქტორო, მწარმოებელი და საექსპლუატაციო საწარმოების საიმედოობის განყოფილებები და სამეცნიერო-კვლევითი ორგანიზაციები.

პროექტირების პროცესების სრულყოფისა და ტექნიკის ფუნქციური სისტემების საიმედოობის დონის მიყვანისათვის ვარგისიანობის ნორმებით დადგენილ მდგომარეობამდე, საჭიროა პროექტირების ეტაპზე:

– ფუნქციური სისტემების შემუშავებაზე ტექნიკურ დავალებაში მოცემული საიმედოობის მოთხოვნების და ეკონომიკური მაჩვენებლების შესრულების შესაძლებლობის თეორიული დასაბუთება;

– ტექნიკურ-ეკონომიკური გათვლების საფუძველზე განისაზღვროს რთული სისტემების აგების სქემატურ-კონსტრუქციული ვარიანტები მაკომპლექტებელი ნაწილების მოცემული მახასიათებლების გათვალისწინებით;

– შეფასდეს ტექნიკის ყველა ნაკეთობის კონსტრუქციულ გადაწყვეტილებების დაბალანსებულობა საექსპლუატაციო ფაქტორებთან ერთობლიობაში;

– ფუნქციური სისტემების საიმედოობის მოცემული დონის უზრუნველყოფის მიზნით შემუშავებულ იქნას ტექნიკის ნაკეთობათა საიმედოობის ამაღლების ღონისძიებები;

– განისაზღვროს კონსტრუქციული ღონისძიებები, რომლებიც უზრუნველყოფენ ტექნიკის ნაკეთობათა ტექნიკური ექსპლუატაციის ეკონომიურობას;

– შეირჩეს ტექნიკის ნაკეთობათა კონტროლისა და დიაგნოსტიკის ოპტიმალური სისტემა;

– აპრიორი შეფასებულ იქნას დამუშავებათა ეფექტურობა ექსპლუატაციაში მათი რეალიზაციის შესაძლებლობიდან გამომდინარე და ა.შ.

თეორიული და ექსპერიმენტული კვლევების, მათემატიკური და ფიზიკური მოდელირების გაერთიანება იძლევა აპრიორი და აპოსტერიორი ინფორმაციის უფრო რაციონალურად გამოყენების საშუალებას მიმდინარე და სამომავლო გადაწყვეტილებების სწორი მიდებისათვის.

პროექტირებისას ატარებენ ტექნიკის სისტემებისა და მათი შემადგენელი ელემენტების პროექტის დონეზე საიმედოობის კვლევას. ამისათვის წარმოებს სისტემების ალტერნატიული ვარიანტების საიმედოობის შეფასების მოდელების შემუშავება, ელემენტების საიმედოობის ნორმირება და იმ ვარიანტის არჩევა, რომელიც აკმაყოფილებს საიმედოობის შეზღუდვებსა და მოთხოვნებს.

საპროექტო-კონსტრუქტორული შემუშავებისა და ჩატარებული კვლევების საფუძველზე ირჩევენ სისტემების საბოლოო ვარიანტებს, რომელთა რეალიზებაც წარმოებს ნაკეთობის შემდგომ სასიცოცხლო სტადიებზე, და ასევე წარმოებს ნაკეთობის საიმედოობის უზრუნველყოფის პროგრამის დასაბუთებაც.

საიმედოობის უზრუნველყოფის პროგრამა – ეს არის ურთიერთგანპირობებული საორგანიზაციო-ტექნიკური მოთხოვნებისა და ღონისძიებების განმსაზღვრელი დოკუმენტი. აღნიშნულის გატარება წარმოებს ნაკეთობის სასიცოცხლო ციკლის განსაზღვრულ ეტაპებზე და მიმართულია საიმედოობის მოცემული მოთხოვნების უზრუნველყოფაზე და (ან) მის ამაღლებაზე.

საესკიზო და ტექნიკური პროექტების შემუშავების ეტაპებზე საიმედოობის უზრუნველყოფის ღონისძიებათა რიცხვს განეკუთვნება: მასალებისა და ელემენტების არჩევა, ოპტიმიზაცია, რეზერვირება, კონსტრუქციის კონტროლ- და რემონტ-გამოსადგარობის უზრუნველყოფა, წარმოებასა და ექსპლუატაციაში კონტროლისა და დიაგნოსტიკის რაციონალური მეთოდებისა და საშუალებების შერჩევა, ტექნიკის შექმნის შემდგომი ეტაპებისათვის საიმედოობის

მიმართ წაყენებული რაოდენობრივი და ხარისხობრივი მოთხოვნების დაზუსტება.

ექსპერიმენტული დამუშავების მთავარ ამოცანას წარმოადგენს: საექსპლუატაციო პირობების მთელს დიაპაზონში ტექნიკის ნაკეთობებისა და სისტემების მუშაუნარიანობის კვლევა, მუშაუნარიანობის მარაგის შემოწმება, ტექნიკის დამუშავების პროცესში საიმედოობის უზრუნველყოფის ღონისძიებათა ეფექტურობის შემოწმება.

დამაბოლოებელ გამოცდებს ატარებენ ექსპლუატაციის რეალურ პირობებთან მაქსიმალურად მიახლოებულ პირობებში და იმ დოკუმენტაციის მიხედვით, რომელიც შემდგომში გადაეცემა სერიულ წარმოებას და მაექსპლუატირებელ ორგანიზაციას. აღნიშნული გამოცდები ქმნიან უფრო ზუსტ წარმოდგენას ტექნიკური სისტემისა და მთლიანობაში ნაკეთობის საიმედოობის შესახებ.

ექსპერიმენტული დამუშავების პროგრამის დასაბუთებისას იყენებენ შემდეგ მეთოდებს:

– სტრუქტურულ-ფუნქციური ანალიზის ან მატრიცულ მეთოდს, რაც საშუალებას იძლევა სისტემის ყოველი ელემენტის მიერ შესასრულებელი ყველა ფუნქციის დეტალური გაანალიზებისა სისტემის ფუნქციონირების ნებისმიერ პერიოდში;

– არამუშაუნარიან მდგომარეობათა და მათი გამოვლენის ექსპერიმენტული ხერხების "ხის" აგების მეთოდებს;

– გრაფთა თეორიისა და დაგეგმვის წრიულ მეთოდებს;

– მსგავსების თეორიის მეთოდებს;

– ექსპერტულ მეთოდებს.

ექსპერიმენტული დამუშავების პროგრამის ოპტიმიზაციას, მის დეტერმინირებულ და სტოქასტიკურ შემადგენლებთან ერთად, ახორციელებენ დინამიკური პროგრამირებისა და სტატისტიკური მოდელირების მეთოდების გამოყენებით.

საკონტროლო ქარხნულ გამოცდებს (წინასწარი – კვლევითი წარმოებისათვის; მიღება-ჩაბარებითი, პერიოდული, ტიპური და გამოცდები საიმედოობაზე – სერიული წარმოებისათვის) ატარებენ ტექნიკის დამზადების პროცესში ნაკეთობის ხარისხისა და საწარმოო პროცესის სტაბილურობის კონტროლის მიზნით.

მთლიანობაში ექსპერიმენტული დამუშავების პროცესი შეიძლება დახასიათებულ იქნას ეფექტურობის კრიტერიუმებით, რომლებიც განსაზღვრავენ ექსპერიმენტულ დამუშავებაზე მიღებული შედეგების სიზუსტე-სისწორეზე და გამოცდების ინფორმაციულობაზე დროისა და სახსრების დანახარჯების ეფექტურობას.

ექსპლუატაციის სტადიაზე ტექნიკის ეფექტურობისა და საიმედოობის კვლევისას წარმოებს შემდეგი ამოცანების გადაჭრა:

- სისტემის საექსპლუატაციო მახასიათებლებისა და ექსპლუატაციის პროგრამის ოპტიმიზაცია საიმედოობის გათვალისწინებით;

- ტექნიკის ნაკეთობათა ტექნიკური მომსახურების ოპტიმალური რეჟიმებისა და სტრატეგიების არჩევა;

- ექსპლუატაციის ობიექტთა საექსპლუატაციო თვისებების უზრუნველყოფი რეკომენდაციების შემუშავება რეგიონალური თავისებურებების გათვალისწინებით;

- ტექნიკის ტექნიკური მომსახურების ახალი მეთოდების დანერგვა და წარმოების ტექნოლოგიური პროცესებით მართვა;

- ტექნიკის ნაკეთობათა ტექნიკური მდგომარეობის დიაგნოსტიკა და პროგნოზი;

- ტექნიკის საიმედოობის უზრუნველყოფა და საექსპლუატაციო ვარგისიანობის შენარჩუნება.

აღნიშნული ამოცანების გადაჭრისას ეკონომიკური ეფექტურობის მთავარ წყაროებს წარმოადგენენ:

- ტექნიკურ მომსახურებაზე ტექნიკის დგომის შემცირება ტექნიკური მომსახურებისა და რემონტის მოცულობისა და რეჟიმების ოპტიმიზაციისა და ორგანიზების სრულყოფის, ტექნიკის ნაკეთობათა ხარისხის გაზრდის ხარჯზე;

- ექსპლუატაციის ობიექტთა ტექნიკური მომსახურების ტექნოლოგიური პროცესების სრულყოფა;

- ტექნიკური მომსახურების ოპტიმალური სტრატეგიების გამოყენება;

- კონტროლის მოცულობისა და რეჟიმების ოპტიმიზაცია, დიაგნოსტიკის პროცესების გაუმჯობესება.

ტექნიკის ნაკეთობათა საიმედოობის უზრუნველყოფელ სამუშაოთა საერთო კომპლექსის შემადგენელ ნაწილს წარმოადგენს ექსპლუატაციის შედეგების ანალიზი და ნაკეთობათა საიმედოობის მაჩვენებელთა შეფასება.

ექსპლუატაციაში ტექნიკის ნაკეთობათა საიმედოობის ანალიზის მთავარ ამოცანას წარმოადგენს:

- არასწორი კონსტრუქციულ-ტექნოლოგიური გადაწყვეტილებებით გამოწვეული მტყუნებების გამოვლენა და აღმოფხვრა;

- მუშაუნარიანობაზე მოქმედი საექსპლუატაციო ფაქტორების განსაზღვრა;

- საიმედოობის მაჩვენებელთა განსაზღვრა და სარეგლამენტო სამუშაოთა მოცულობისა და რეჟიმების ოპტიმიზაცია;

- საიმედოობის უზრუნველყოფისა და ამაღლების ღონისძიებების შემუშავება და ა.შ.

ტექნიკის ექსპლუატაციისას წარმოიქმნება ორი ურთიერთსაწინააღმდეგო პროცესი (იხ. ნახ. 1):

- ნაკეთობის ტექნიკური მდგომარეობის ცვლილება ცვეთის შედეგად და ელემენტების სტრუქტურის ფიზიკურ-ქიმიური ცვლილება მათი ფუნქციონირებისას;

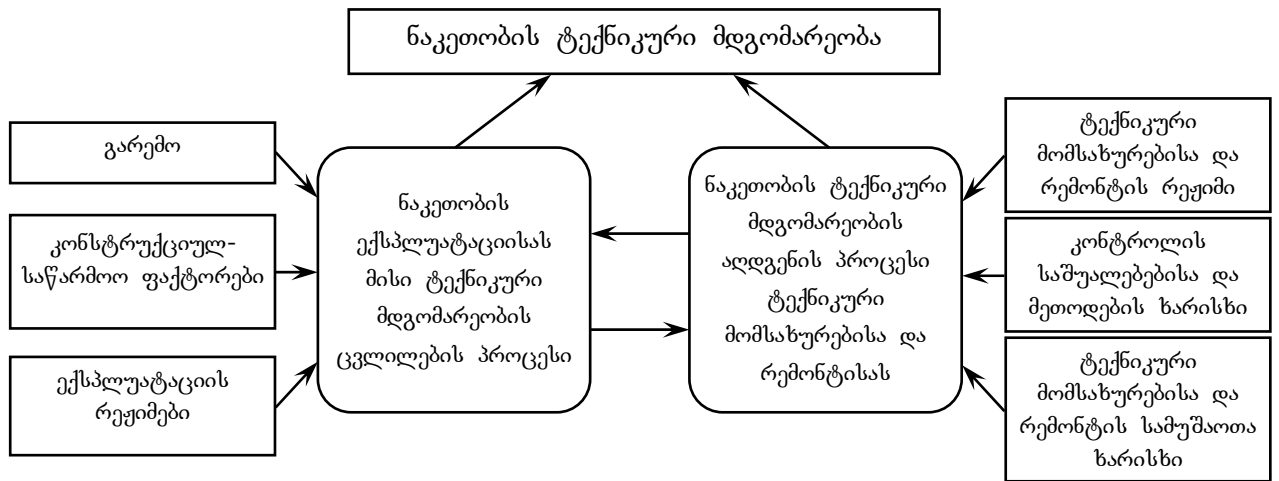
- ნაკეთობის ტექნიკური მდგომარეობის აღდგენის პროცესი ტექნიკური მომსახურებისა და რემონტის დროს.

საიმედოობის განმსაზღვრელი კონსტრუქციულ-ტექნიკური ფაქტორები გამოიხატება:

- ტექნიკის სისტემების სტრუქტურული აგებით, რაც ადგენს ურთიერთკავშირს ელემენტებსა და მათი მუშაობის რეჟიმებს შორის;

- ცალკეული ელემენტებისა და მთლიანობაში სისტემის კონსტრუქციული შემუშავებებით;

- ტექნიკის ფუნქციონირების რეალურ პირობებთან კონსტრუქციული და სქემატური გადაწყვეტილებების შესაბამისობის ხარისხით;



ნახ. 1: ტექნიკის ექსპლუატაციისას წარმოქმნილი პროცესები

– მტყუნებების წარმოქმნის შემთხვევაში ტექნიკური მომსახურებისა და მუშაუნარიანობის აღდგენისადმი ტექნიკის ნაკეთობათა გამოსადეგარობის ხარისხით.

საწარმო-ტექნოლოგიური ფაქტორები განისაზღვრება:

- მოწინავე ტექნოლოგიური პროცესების რეალიზებით;
- თანამედროვე ადჭურვილობის გამოყენებით;
- ტექნიკური დოკუმენტაციის მოთხოვნათა დაცვით;
- ტექნიკის ნაკეთობათა ხარისხის სტაბილურობის უზრუნველყოფით.

საექსპლუატაციო-ტექნიკური ფაქტორები განისაზღვრება მუშაობის პირობებით და სისტემაზე მოქმედი გარე დატვირთვებით (რაც ამცირებს ტექნიკის საიმედოობას) სარემონტო-პროფილაქტიკურ ღონისძიებებთან ერთობლიობაში, რომლებიც მოიცავენ ექსპლუატაციისას სისტემის საიმედოობის შენარჩუნებისა და უზრუნველყოფის პროცესების აქტიური მართვის ფაქტორებს.

მომსახურების სისტემათა კვლევის პერსპექტიულ მიმართულებას წარმოადგენს ექსპლუატაციის ადაპტური მოდელებისა და სხვადასხვა სტრუქტურის მქონე ექსპლუატაციის მოდელების შემუშავება, რომლებიც გამოიყენება ინფორმაციის დაგროვებიდან გამომდინარე სისტემათა მდგომარეობის მართვის ხარისხის სრულყოფისათვის. ადაპტური მოდელების შემუშავებისა და

გამოყენებისათვის საჭიროა განისაზღვროს მათი რეალიზაციის ტექნიკური შესაძლებლობები და გამოთვლითი ბაზა.

მიღებული გადაწყვეტილებების მოცემულ მოთხოვნებთან შესაბამისობის ხარისხი შეიძლება შემოწმდეს ექსპლუატაციის ობიექტის ფუნქციონირების პროცესის მოდელირების საფუძველზე, კომპიუტერული ტექნიკის გამოყენებით, მისი სისტემების ელემენტთა სხვადასხვა მდგომარეობების შესამების პირობებში.

წარმოების მაღალი ტექნიკური დონე ითხოვს შესაბამის საორგანიზაციო დონესაც. ამ დროს იზრდება საწარმოო პროცესების მდგომარეობათა შესახებ საქსპლუატაციო ინფორმაციის როლი, რაც წარმოადგენს ოპერატიული გადაწყვეტილებების მიღების საფუძველს, ზრდის საწარმოო პროცესების მართვადობას და უზრუნველყოფს მათი ფუნქციონირების სიზუსტეს.

მართვის ეფექტურობა მიიღწევა არამარტო ტექნიკური მომსახურებისა და რემონტის პროგრესული მეთოდების გამოყენების, სამუშაო დროის დანაკარგის შემცირების, საინჟინრო-ტექნიკური შემაღენლობის შეცდომების შემცირების ხარჯზე, არამედ ტექნიკური მომსახურებისა და რემონტის დაწესებულებათა საორგანიზაციო და ტექნიკური კულტურის დონის ამაღლების, წარმოების ტექნოლოგიისა და ორგანიზაციის სრულყოფის მეშვეობითაც.

თანამედროვე ტექნიკური მოწყობილობების საიმედოობისა და უსაფრთხოების მაღალი დონის შენარჩუნება, ასევე ტექნიკური მომსახურებისა და რემონტის პროგრესული მეთოდების დანერგვა შეუძლებელია უზრუნველყოფილ იქნას დიაგნოსტირების მეთოდებისა და საშუალებების ყოველმხრივი გამოყენების გარეშე. ექსპლუატაციის ობიექტთა ტექნიკური მდგომარეობის ობიექტური და თავისდროული შეფასება და მასზე დაყრდნობით ნაკეთობის ან მისი ცალკეული სისტემისა თუ კვანძის შემდგომი ექსპლუატაციის შესახებ დასაბუთებული გადაწყვეტილებების მიღება შესაძლებელია მხოლოდ დიაგნოსტირების სხვადასხვა მეთოდების კომპლექსური გამოყენების პირობებში. აღნიშნული მეთოდები უნდა ეფუძნებოდეს სისტემებისა და კვანძების მუშაობის ძირითადი პარამეტრების ცვლილების, მეტად დატვირთული კონსტრუქციული ელემენტების რესურსის გამომუშავების

ინტენსიურობისა და ურღვევი კონტროლის საშუალებათა გამოყენების შედეგების ანალიზს.

ამგვარად ტექნიკის საიმედოობის ფორმირება არის რთული პროცესი. იგი დამოკიდებულია ტექნიკურ და საორგანიზაციო ფაქტორებზე, რომლებიც მოიცავენ პროექტირების, წარმოებისა და ექსპლუატაციის ეტაპებს.

ტექნიკის მაღალი საიმედოობის უზრუნველყოფისათვის საჭიროა მისი ფორმირების პროცესით მართვა, მის ცალკეულ ეტაპებზე გავლენის მოხდენა და მმართველი გავლენების ეფექტურობის კონტროლი. ამ დროს განსაკუთრებულ მნიშვნელობას იძენს გადაწყვეტილებების ობიექტური შეფასების საშუალებათა შემუშავებისა და ექსპლუატაციაში ტექნიკის საიმედოობით მართვის ეკონომიკურად ეფექტური მექანიზმის შექმნის საკითხები.

ნაკეთობის საიმედოობა ახასიათებს იმ თვისებათა ერთობლიობას, რომლებიც განსაზღვრავენ მისი დანიშნულებისამებრ გამოყენების გამოსადეგარობას და დაკავშირებულნი არიან ექსპლუატაციისას მტყუნებების წარმოქმნის შესაძლებლობასთან. ნაკეთობის საიმედოობა, როგორც ხარისხის უმნიშვნელოვანესი ნაწილი, ხასიათდება სპეციფიური თვისებებით, რომლებიც დამახასიათებელია მხოლოდ აღნიშნული ნაკეთობისათვის და რომელთა გამოვლინება წარმოებს მისი მუშაობის მხოლოდ განსაზღვრულ პირობებსა და რეგლამენტირებული დროის განმავლობაში. საიმედოობა შეიძლება ჩაითვალოს დროის მიხედვით ნაკეთობის გადანაწილებულ ხარისხად.

ნებისმიერი სრულყოფილი და მაღალეკონომიკური ტექნიკური მოწყობილობის შექმნა გარდაუვლადაა დაკავშირებული მდგრადობის, სიმტკიცის, თერმოდამაბულობის ზღვრული მნიშვნელობების მახლობლად მისი მუშა რეჟიმების შენარჩუნებასა და ასევე სხვა მრავალი პარამეტრის ოპტიმალური შესაძლების უზრუნველყოფასთან.

საიმედოობის მაღალი დონის მქონე ნაკეთობების შექმნა წარმოადგენს რთულ და კომპლექსურ ამოცანას, რომლის გადაჭრაც უნდა მიმდინარეობდეს მათი შემუშავებისა და დამზადების ყველა ეტაპზე. საიმედოობა უნდა ჩაიდოს პროექტირებისას, უზრუნველყოფილ იქნას წარმოებისას და შენარჩუნდეს ექსპლუატაციის პროცესში.

ნაკეთობის საიმედოობის დონე განისაზღვრება მოცემული დროის განმავლობაში უმტყუნო მუშაობის ალბათობით ან ნამუშევრით ერთ მტყუნებაზე.

2.1.2. საიმედოობის ძირითადი ცნებები და ზოგიერთი განმარტებები

საიმედოობა, როგორც კომპლექსური თვისება არ შეიძლება დახასიათდეს ერთი პარამეტრით ან რაოდენობრივი მაჩვენებლით. იგი რთული თვისებაა, რომელიც ნაკეთობის დანიშნულებისა და გამოყენების პირობებზე დამოკიდებულებით შედგება თვისებათა ნაკრებისაგან: უმტყუნებლობა, რემონტგამოსადეგარობა, ხანგამძლეობა და შენახვადობა. ამ ნაკრების თვითოეულ თვისებათაგანს გააჩნია თავისი დანიშნულება და მნიშვნელოვნობა. ისინი თავს იჩენენ გარემოს განსაზღვრული ზემოქმედებისას და ექსპლუატაციის პროცესში და შესაბამისად აღნიშნულ თვისებებს უწოდებენ საექსპლუატაციოებს.

საიმედოობის თეორიაში ერთმანეთისაგან განასხვავებენ სისტემებსა და ელემენტებს. სისტემა გულისხმობს ერთად მოქმედი ელემენტების ერთობლიობას, რომლებიც უზრუნველყოფენ გაკვეთილი ამოცანების შესრულებას. ელემენტს კი არ გააჩნია დამოუკიდებელი საექსპლუატაციო დანიშნულება კონკრეტული ამოცანის შესრულებისას, იგი სისტემაში მხოლოდ და მხოლოდ ასრულებს გარკვეულ ფუნქციას.

ხანგრძლივი ექსპლუატაციის პროცესში სისტემა თუ ელემენტი შეიძლება გადადიოდეს ერთი მდგომარეობიდან მეორეში. ტექნიკური მდგომარეობა ხასიათდება ნაკეთობის თვისებათა ერთობლიობით, რომლებმაც წარმოებისა და ექსპლუატაციის პროცესში განიცადეს გარკვეული ცვლილებები. ამ ცვლილებათა დასაშვები დონის მიხედვით განასხვავებენ ნაკეთობის მდგომარეობის შემდეგ სახეებს: გამართული - გაუმართავი, მუშაუნარიანი - არამუშაუნარიანი, ზღვრული.

გამართული მდგომარეობა – ნაკეთობის მდგომარეობაა, რომლის დროსაც ის შეესაბამება ნორმატიულ-ტექნიკური და კონსტრუქციული დოკუმენტაციის ყველა მოთხოვნას.

გაუმართავი მდგომარეობა – ნაკეთობის მდგომარეობაა, რომლის დროსაც ის არ შეესაბამება ნორმატიულ-ტექნიკური და კონსტრუქციული დოკუმენტაციის ერთ მოთხოვნას მაინც.

მუშაუნარიანი მდგომარეობა – ნაკეთობის მდგომარეობაა, რომლის დროსაც ყველა პარამეტრის მნიშვნელობა, რომლებიც ახასიათებენ მოცემული ფუნქციების შესრულების უნარს, შეესაბამება მხოლოდ ნორმატიულ-ტექნიკური დოკუმენტაციის მოთხოვნებს.

არამუშაუნარიანი მდგომარეობა – ნაკეთობის მდგომარეობაა, რომლის დროსაც ერთი პარამეტრის მნიშვნელობა მაინც, რომელიც ახასიათებს მოცემული ფუნქციის შესრულების უნარს, არ შეესაბამება მხოლოდ ნორმატიულ-ტექნიკური დოკუმენტაციის მოთხოვნებს.

ზღვრული მდგომარეობა – ნაკეთობის მდგომარეობაა, რომლის დროსაც მისი შემდგომი ექსპლუატაცია ნორმატიულ-ტექნიკური დოკუმენტაციის თანახმად დაუშვებელია ან არაა მიზანშეწონილი მისი მუშაუნარიანი მდგომარეობის დარღვევის აღმოფხვრის შეუძლებლობით ამა თუ იმ მიზეზის გამო. ასევე აღნიშნული მდგომარეობა ხასიათდება მუშა პარამეტრების გასვლით დადგენილ საზღვრებს გარეთ.

საიმედოობის თეორიის ძირითად ცნებას წარმოადგენს *მტყუნება* – მოვლენა, რომელიც მდგომარეობს ნაკეთობის მიერ საჭირო ფუნქციის შესრულების უნარის დაკარგვაში ანუ ნაკეთობის მუშაუნარიანი მდგომარეობის დარღვევაში.

ნაკეთობის მუშაობის რომელიღაც მომენტში შეიძლება მოხდეს მისი მუშაუნარიანობის დარღვევა ანუ მტყუნება.

ისმის კითხვა – თუ რატომ ხდება, თუნდაც მცირე ალბათობით, ნაკეთობის მუშაობის დროის შემთხვევით მომენტებში მტყუნება იმის გათვალისწინებით, რომ ნაკეთობა და მისი შემადგენელი ელემენტები დამუშავებული იყო მაღალ ტექნიკურ და ტექნოლოგიურ დონეზე მეცნიერულად დასაბუთებული მეთოდებისა და ანალოგების კონსტრუირების გამოცდილების გამოყენებით.

ობიექტური მიზეზები იმისა, რომ მტყუნება ან გაუმართაობა არის შემთხვევითი მოვლენა და ჩვენ არ შეგვიძლია წინასწარ განესაზღვროთ დროის რომელ მომენტში მოხდება ის, იყოფა ორ ჯგუფად.

პირველ ჯგუფს განეკუთვნება მიზეზები, რომლებიც წარმოადგენენ მოცემული ტიპის ნაკეთობის თვითოეული ეგზემპლარის დამზადებისას განსხვავების შედეგს:

- საწყისი მასალების (ნედლეულის) ფიზიკური და სიმტკიცის მახასიათებლების გაფანტვა;

- მოძრავი და უძრავი შეერთებების გეომეტრიული პარამეტრების არაზუსტი შესაბამისობა ნახაზებით გათვალისწინებულ მნიშვნელობებთან;

- ტექნოლოგიური პროცესების არასტაბილურობა.

მეორე ჯგუფს განეკუთვნება მიზეზები, რომლებიც წარმოადგენენ მუშაობის რეჟიმებისა და ექსპლუატაციის პირობების არააბსოლუტური იდენტურობის შედეგს:

- გარე ზემოქმედებისა და დატვირთვების შეხამების შემთხვევითი ხასიათი;

- სხვადასხვა კლიმატურ ზონებში ექსპლუატაციის პირობების მოსალოდნელისგან გადახრა;

- მუშაობისას გარე პირობების განსხვავება სასტენდო გამოცდების ჩატარებისას აღწარმოებულისგან.

მტყუნებებისა და გაუმართაობების სწორი კლასიფიკაცია საშუალებას იძლევა საიმედოობის თეორიაში არსებული კანონებისა და გამოთვლის მოდელების გამოყენებით უმტყუნებლობის გაანგარიშების პროცესში, ნაკეთობის გამოცდებისა და ექსპლუატაციის შედეგების მიხედვით, შესაბამისი მაჩვენებლების შეფასებისას გამოვრიცხოთ შეცდომები.

მტყუნებები, როგორც შემთხვევითი მოვლენები, გამოვლენის პარამეტრების ცვლილებათა ხასიათის მიხედვით შეიძლება იყოს – დამოუკიდებელი და დამოკიდებული, ერთობლივი და არაერთობლივი, თანდათანობითი და უეცარი, ხოლო წარმოქმნის მიზეზებიდან გამომდინარე – კონსტრუქციული, საწარმოო და საექსპლუატაციო.

ნიშანთვისებათა კლასიფიკაცია	მტყუნებათა სახეები	ცნების განსაზღვრა	მაგალითები
ნაკეთობის პარამეტრის ცვლილების ხასიათი	უშვარი	მტყუნება ხასიათდება ნაკეთობის მოცემული პარამეტრის მნიშვნელობათა ნახტომისებური ცვლილებით.	კომპრესორის პირველი საფეხურის ნიჩაბთა ჩანაჭყლეტები. საფრენი აპარატის დაფრენისას ავიასაბურავის დაშლა.
	თანდათანობითი	მტყუნება ხასიათდება ნაკეთობის ერთი ან რამოდენიმე მოცემული პარამეტრის თანდათანობითი ცვლილებით.	აკსიალურ-დგუშიანი ჰიდროტუმბოს დგუშიანი წყვილების სახსრულ შეერთებებში ფოლხვის გაზრდა.
მტყუნების წარმოქმნის მიზეზი	კონსტრუქციული	მტყუნება წარმოიქმნება ნაკეთობის კონსტრუქციებისა და დამატებითი წესებისა და (ან) არასრულყოფილების ან დარღვევის გამო.	ცტაბილიზატორის შემონაკერის ბზარები. ზოლურებისა და ქანქარების ფოლხვისა და ხახუნის ზრდა, გაჭედვა. ძრავას მართვის გვარლური გაყვანილობის დაშლა.
	საწარმოო	მტყუნება წარმოიქმნება ნაკეთობის და სარემონტო საწარმოში რემონტის დადგენილი პროცესის არასრულყოფილების ან დარღვევის გამო.	საწვავ-ზეთოვანი რადიატორების შიდა არაჰერმეტიულობა. აკსიალურ-დგუშიანი ჰიდროტუმბოს დგუშიანი წყვილების სახსართა შემჭიდროებების დაშლა. საწვავის ავზ-კესონების არაჰერმეტიულობა.
	საექსპლუატაციო	მტყუნება წარმოიქმნება ნაკეთობის ექსპლუატაციის დადგენილი წესების და (ან) პირობების დარღვევის გამო.	საბურავის დაშლა. აირტურბინული ძრავას საწვავის მიწოდების რეგულირების სისტემის ელემენტების მტყუნება. საწვავის ფილტრის მტყუნება.
მტყუნების გამოვლენის ხასიათი	აშკარა	გამოვლინდება ტექნიკური პერსონალის მიერ ნაკეთობის მომზადებისას ან მისი ფუნქციონირების დროს.	აირტურბინული ძრავას საკისართა დაშლა. აირტურბინული ძრავას კომპრესორის პომპაჟი. საწვავის ფილტრის ბადის გაბიდვანა. კომპრესორის პირველი საფეხურის ნიჩაბთა ჩანაჭყლეტები.
	ფარული	ფუნქციონირების პროცესში თავისთავად არ ვლინდება და ამისათვის საჭიროებს დიაგნოსტიკის მეთოდებისა და ხელსაწყოების გამოყენებას.	ჰიდროსისტემაში მიმტუმბავი ტუმბოს შემდეგ შიდა არაჰერმეტიულობა. ერთ-ერთი ჰიდროაკუმულატორის მტყუნება.
მტყუნებათა დამოკიდებულება	დამოკიდებული	ნაკეთობის მტყუნება განპირობებულია სხვა ნაკეთობის მტყუნებით.	მაღალი წნევის საწვავის ტუმბოს დამჭირხნი კვანძის დაშლა მიმტუმბავი ტუმბოს მტყუნების გამო. ჰიდროტუმბოს სამაჯე შემჭიდროების დაშლა ამძრავის საკისარის დაშლის გამო.
	დამოუკიდებელი	ნაკეთობის მტყუნება არ არის განპირობებულია სხვა ნაკეთობის მტყუნებით.	ფუზელაჟის შემონაკერის გარე ზედაპირის კოროზია. ქანჩური და მოქლონური შეერთებების შესუსტება.

ცხრილი 1: ნაკეთობების მტყუნებათა კლასიფიკაცია გამოვლენის პარამეტრების ცვლილებათა ხასიათისა და წარმოქმნის მიზეზების მიხედვით

მტყუნებების კლასიფიკაცია გამოვლენის პარამეტრების ცვლილებათა ხასიათისა და წარმოქმნის მიზეზების მიხედვით მოყვანილია ცხრილში 1.

დამოკიდებული ეწოდებათ მტყუნებებს, რომელთა წარმოქმნაც განპირობებულია სხვა ნაკეთობების მტყუნებებით, ხოლო *დამოუკიდებლები* კი – რომლებიც წარმოიქმნებიან სხვა ნაკეთობების მდგომარეობის მიუხედავად.

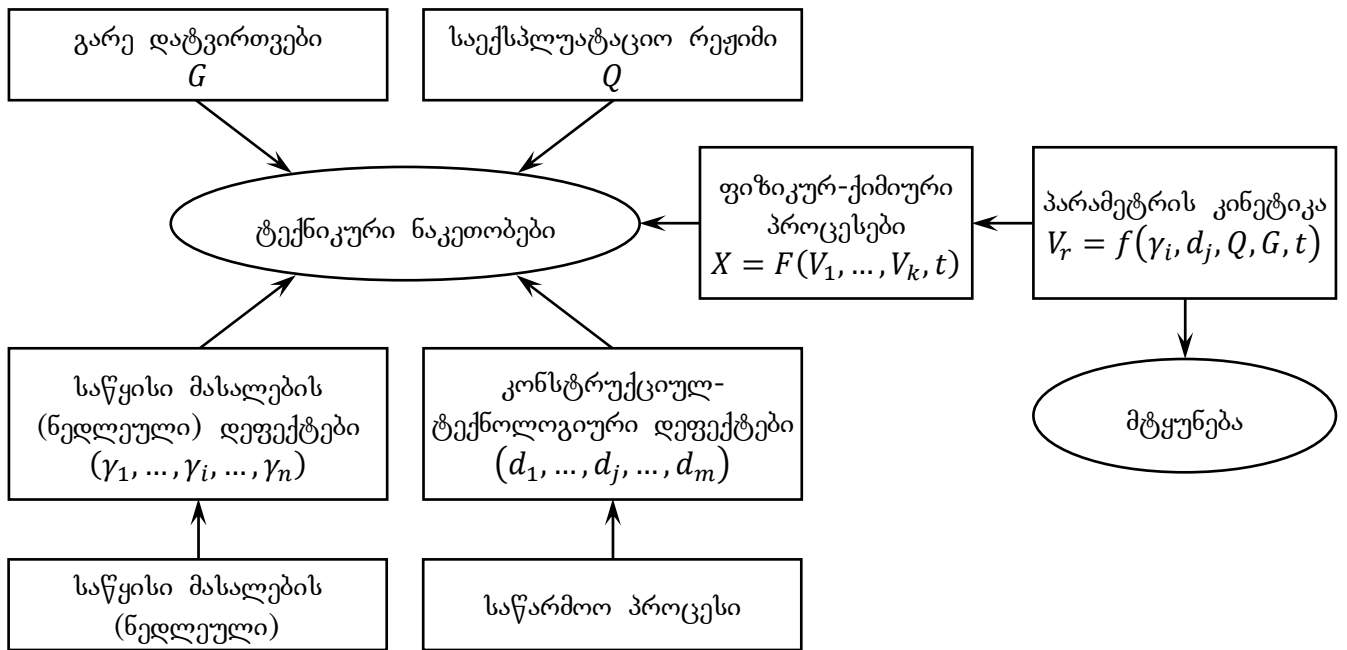
სისტემის მუშაობისას ცალკეული ელემენტების ერთდროულად წარმოიქმნილ მტყუნებებს ეწოდება *ერთობლივი*, ხოლო *არაერთობლივი* კი – ისეთებს, რომელთაგანაც არც ერთი არ შეიძლება მოხდეს ერთდროულად.

თანდათანობითი მტყუნებები ხასიათდება ნაკეთობის ერთი ან რამოდენიმე პარამეტრის თანდათანობითი ცვლილებით (მასალათა ცვეთა, კოროზია, დაღლილობა, დენადობა). ექსპლუატაციის პროცესში შესაძლებელია ამგვარი პარამეტრების ცვლილების დაფიქსირება და შესაბამისად მუშაუნარიანი მდგომარეობის დარღვევის სავარაუდო მომენტის პროგნოზირება შემდგომი პროფილაქტიკური სარემონტო ან შეცვლითი სამუშაოების გატარებით.

უეცარი მტყუნებები ხასიათდება ნაკეთობის ერთი ან რამოდენიმე პარამეტრის ნახტომისებური ცვლილებით. ისინი წარმოიქმნება არასასურველი ფაქტორებისა და შემთხვევითი გარე ზეგავლენის, დატვირთვების დამთხვევისა და გაერთიანების შედეგად, რომლებიც აღემატება გათვლით მნიშვნელობებს. მათი წარმოქმნის აღბათობაზე არ მოქმედებს ნაკეთობის ნამუშევარი და ექსპლუატაციის კალენდარული ხანგრძლივობა.

ნებისმიერი ტექნიკური ნაკეთობის მტყუნებებისა და გაუმართაობების წარმოქმნის მიზეზების ანალიზისათვის, რაც მიმართულია მათი უსაფრთხო მტყუნებისა და უმტყუნებლობის გაზრდის ეფექტური ღონისძიებების შემუშავებაზე, დიდი მნიშვნელობა გააჩნია მათ კლასიფიკაციას ფაქტორების მიხედვით – ფიქსაციის მომენტის, შედეგების, მიზეზების და აღმოფხვრის მეთოდების მიხედვით.

ერთ-ერთი სამეცნიერო-ტექნიკური პრობლემა, რომლის გადაჭრაც წარმოებს ტექნიკური ნაკეთობების მაღალი საიმედოობის



ნახ. 2: ტექნიკური ნაკეთობების მტყუნებათა ფორმირების ფიზიკური მოდელი

უზრუნველყოფის მიზნით, მდგომარეობს მტყუნებათა წარმოქმნის ფიზიკური არსის დადგენაში.

ნაკეთობის მტყუნება შემთხვევითი მოვლენაა, მაგრამ ნებისმიერი მტყუნების წარმოქმნის მიზეზი დაკავშირებულია განსაზღვრულ ფიზიკურ-ქიმიურ პროცესებთან, რაც განპირობებულია შემდეგი ურთიერთდაკავშირებული ფაქტორების ზემოქმედებით (ნახ. 2):

- ნაკეთობათა საწყისი მასალების (ნედლეულის) სტრუქტურული არასრულყოფილებით, რაც განპირობებულია მინარევების, დისლოკაციების, კონცენტრაციის გრადიენტების და ა.შ. არსებობით ($\gamma_1, \dots, \gamma_i, \dots, \gamma_n$);

- წარმოების პროცესის კონსტრუქციულ-ტექნოლოგიური დეფექტებით ($d_1, \dots, d_j, \dots, d_m$);

- გარე დატვირთვებით G ;

- გამოყენების რეჟიმით Q .

ჩამოთვლილი ფაქტორების კომპლექსური გაგვლენა განსაზღვრავს ნაკეთობაში ფიზიკურ-ქიმიური პროცესების ერთობლიობის მიმდინარეობას – $X = F(V_1, \dots, V_r, \dots, V_k, t)$, სადაც

$V_r = f(\gamma_i, d_j, Q, G, t)$ არის r ფიზიკურ-ქიმიური პროცესის, რომელიც განსაზღვრავს ნაკეთობათა შესაბამისი მტყუნების სახეს, მიმდინარეობის სიჩქარე, ხოლო t დროა.

ცალკეული ნაკეთობებისათვის მტყუნების კონკრეტული მოდელი განისაზღვრება მტყუნებათა წარმოქმნისა და განვითარების პროცესზე სხვადასხვა სახის ფიზიკური ფაქტორების გავლენის ხასიათით. ასეთ ფაქტორებს განეკუთვნება მასალათა ცვეთა და დაბერება, დადლილობითი დაზიანებების დაგროვება, საწარმოო-ტექნოლოგიური დეფექტებისა და დაზიანებათა ადგილობრივი კონცენტრატორების არსებობა, მასალათა არაერთგვარობა, ბზარები, ბეწვბზარები, ფაქტიური პირობებისა და დატვირთვების შეუსაბამობა გაანგარიშებით მიღებულ დასაშვებ მნიშვნელობებთან.

რთული ტექნიკური ნაკეთობების მტყუნებებს გააჩნია წარმოქმნის სხვადასხვა მიზეზები და გამოვლენის სხვადასხვა სახეები. მათი მტყუნებების გამოვლენის უფრო დამახასიათებელ სახეს წარმოადგენს ფუნქციური სისტემებისა და მათი აგრეგატების საწყისი პარამეტრების გადახრა ნორმატიული მნიშვნელობებიდან ან მათი გასვლა დადგენილ საზღვრებს გარეთ, რასაც მოჰყვება ბზარების, დაზიანებებისა და დეფორმაციების წარმოქმნა.

რთული ტექნიკური ნაკეთობების მტყუნებათა განვითარების ხასიათისა და გამოვლენის სახეზე დამოკიდებულებით განასხვავებენ:

- ფუნქციურ საიმედოობას – ნაკეთობას შეუძლია მოცემული ფუნქციების შესრულება;
- პარამეტრულ საიმედოობას – შესრულებული ფუნქციები არ აკმაყოფილებენ სიზუსტის, ეკონომიურობისა და ეფექტურობის მოთხოვნებს;
- სიმტკიცური საიმედოობა – ნაკეთობათა დამტკიცება და დაზიანება.

ნაკეთობათა მტყუნებების წარმოქმნის მექანიზმი განისაზღვრება მათი თვისებებისა და პარამეტრების ცვლილებით დროში, რაც განპირობებულია მიკრონაწილაკების მდგომარეობის ცვლილებით მიზეზ-შედეგობრივი კავშირების კინეტიკის გამო და შესაბამისად მტყუნებების წარმოქმნის მიზეზიც ხდება. მასალათა თვისებების

ცვლილებას თან სდევს ერთი სახის ენერჯის გარდაქმნა მეორე სახის ენერჯიაში. რაც უფრო დიდია შიდა კავშირების ძალები, მით უფრო მეტი ენერჯის დახარჯვაა საჭირო მათ დასარღვევად. ნაკეთობების მასალებში სხვადასხვა სახის დეფექტების არსებობის გამო წარმოქმნილი არაერთგვაროვანი მდგომარეობა ააქტიურებს მასის გადამტან პროცესებს, რასაც მოჰყვება მასალის შიგნით ფაზათა განაწილების საზღვრებზე წყვეტა. მტყუნებებს თან სდევს: ლოკალური დაძაბულობების კონცენტრაცია, მიკრობზარების დაგროვება, კოროზიული და ეროზიული ცვეთა, ორთქლის, მტვერისა და ფხვნილების ადგეზია, დაბერება.

მტყუნების წარმოქმნა წარმოადგენს მუდმივ კინეტიკურ პროცესს, რომლის მიმდინარეობის მექანიზმი და სიჩქარე განისაზღვრება მასალის სტრუქტურითა და თვისებებით, დაძაბულობებით, ტემპერატურით და სხვა. აქედან გამომდინარე ტექნიკური ნაკეთობების მტყუნებათა კლასიფიკაცია, მათი ფიზიკური არსის გამო, უნდა წარმოებდეს პირველ რიგში მტყუნებათა ფიზიკურ-ქიმიური პროცესებისა და მათი მიმდინარეობის მექანიზმების მიხედვით (იხ. ცხრილი 2).

პროცესები	მტყუნებათა მექანიზმები	მაგალითები
თერმული	დეფორმაციები, სტრუქტურული და ფაზური გარდაქმნები.	ძრავას ტურბინის ელემენტები.
დიფუზიური	კოროზია, ბზარების წარმოქმნა, დისლოკაციები.	კორპუსის და მართვის სისტემის ელემენტები.
მექანიკური	მექანიკური ცვეთა, მიწებება, დეფორმაციები, დაშლა.	სამუხრუჭე მოწყობილობები, კონსტრუქციის და შასის ძალური ელემენტები.
სორბციული	ეროზია, დაბერება, ზედაპირის გაჭუჭყიანება.	ტურბინის ნიჩბები, ძრავას დგუშები, ძრავას გამჭოლი ან გამოსაბოლქვი ნაწილი.

ცხრილი 2: ტექნიკური ნაკეთობების მტყუნებათა ფიზიკურ-ქიმიური პროცესების და ამ მტყუნებების დამახასიათებელი მექანიზმების კლასიფიკაცია

ნებისმიერი ტექნიკური მოწყობილობის ელემენტთა მუშაუნარიანობის უზრუნველყოფასა და მტყუნებების წარმოქმნაში გადამწყვეტი მნიშვნელობა გააჩნია პროცესებს, რომლებიც მიმდინარეობენ კონსტრუქციის ზედაპირზე, რომელიც თავის მხრივ განიცდის გარემოს, ტენიანობის და დაბინძურების უშუალო გავლენას.

დეტალების მოძრავ და უძრავ შეერთებებში წარმოიქმნება მექანიკური და ელექტროეროზიული ცვეთის, კონტაქტური კოროზიის სხვადასხვა სახეები. ფიზიკურ ქიმიური პროცესების უმრავლესობა წარმოადგენს თერმოაქტიურს, ანუ პროცესების მიმდინარეობის ინტენსიურობა იზრდება ნაკეთობის შეთბობისას.

სითბურ პროცესებს უკავია გადამწყვეტი როლი თერმულად დატვირთულ მდგომარეობაში მყოფი ნაკეთობების მასალათა თვისებებისა და მახასიათებლების ცვლილებაში, დაშლისა და დაბერების პროცესებში.

ტექნიკური ნაკეთობების მტყუნებებისა და დაზიანებების წარმოქმნის მექანიზმიდან გამომდინარე მათი დაყოფა შეიძლება შემდეგ ჯგუფებზე:

- 1) დაღლილობითი ხასიათის დაშლა – საექსპლუატაციო დატვირთვებით გამოწვეული ბზარების და დეფორმაციები;
- 2) მოძრავი შეერთებებისა და მოქლონური ნაკერების ფოლხვა – კონსტრუქციის ელემენტების ნაცვეთი და ცვეთის სხვა სახეები;
- 3) დაშლა და დეფორმაცია, რაც გამოწვეულია გათვლით მნიშვნელობებთან შედარებით გადაჭარბებული დატვირთვის ერთჯერადი მოქმედებით;
- 4) საპოხი მასალებისა და სპეციალური სითხეების მიერ შემზუთავი თვისებების დაკარგვა;
- 5) ლაქ-სადებავი და დამცავი საფარების დაშლა;
- 6) კონსტრუქციის ელემენტების კოროზია;
- 7) მექანიკური დაზიანებები.

პირველი ორი ჯგუფის მტყუნებებისა და დაზიანებების წარმოქმნა ძირითადადში დაკავშირებულია ნაკეთობის ექსპლუატაციის რეჟიმებთან.

მესამე ჯგუფის მტყუნებებისა და დაზიანებების წარმოქმნა დაკავშირებულია ნაკეთობის ექსპლუატაციის ხარისხთან.

მტყუნებებისა და დაზიანებების შემდეგი სამი ჯგუფი უმთავრესად დამოკიდებულია ექსპლუატაციის კლიმატურ პირობებზე და გატარებული ტექნიკური მომსახურების რეჟიმებსა და ხარისხზე.

მტყუნებებისა და დაზიანებების ბოლო ჯგუფის წარმოქმნა დაკავშირებულია ტექნიკური ნაკეთობის მომსახურებაზე მიმართული სამუშაოების ორგანიზაციის ნაკლოვანებებთან.

ყველა ზემოთ აღნიშნული ჯგუფის მტყუნებებისა და დაზიანებების წარმოქმნას ხელს უწყობს კონსტრუქციულ-საწარმოო ხასიათის მქონე შემთხვევითი ფაქტორები: კონსტრუქციის ელემენტების ექსპლუატაციის პირობების არასაკმარისად შესწავლა, ნაკეთობის შემუშავებისას მიღებული მცდარი კონსტრუქციული გადაწყვეტილებები, უხარისხო მასალების გამოყენება, დამზადებისას დამუშავების რეჟიმების დარღვევა და ა.შ.

ტექნიკური ნაკეთობების მტყუნებათა მიზეზების კვლევას გააჩნია გადამწყვეტი მნიშვნელობა საიმედოობის უზრუნველყოფის ამოცანის გადაჭრისას. ამ დროს წარმოებს ნაკეთობათა ტექნიკური მდგომარეობის, მათ მიერ მუშაუნარიანობის დაკარგვის მიზეზებისა და გარემოებების, მტყუნებათა მექანიზმის გამოკვლევა და კეთდება შესაბამისი დასკვნები მტყუნებათა წარმოქმნელი ფაქტორების შესახებ.

ტექნიკური ნაკეთობების საიმედოობის ანალიზი მოიცავს შემდეგ უმთავრეს ეტაპებს:

- 1) მტყუნებათა მიზეზების ინჟინრული (ხარისხობრივი) ანალიზი;
- 2) დაკვირვების შედეგების ინჟინრულ-ტექნიკური დამუშავება;
- 3) საიმედოობის მათემატიკური (რაოდენობრივი) ანალიზი;
- 4) საიმედოობის რაოდენობრივი და ხარისხობრივი ანალიზის შედეგების განზოგადებასთან და სათანადო მმართველი ზეგავლენების შემუშავებასთან დაკავშირებული პროცედურები.

ტექნიკური ნაკეთობების მტყუნებათა მიზეზების ხარისხობრივი ანალიზის მიზანს წარმოადგენს იმ ფიზიკური მოვლენებისა და პროცესების განსაზღვრა, რომლებიც განაპირობებს მტყუნებათა

ფორმირებას და ნაკეთობაში ფუნქციური სისტემების მუშაუნარიანობაზე ამ მტყუნებათა გავლენის სიდიდეს.

დაკვირვების შედეგების ინჟინრულ-ტექნიკური დამუშავება მიზნად ისახავს სტატისტიკური მასალის გაერთიანებას, მისი ერთგვარობის უზრუნველყოფასა და დაკვირვების დაჯგუფებული შედეგების მომზადებას საიმედოობის მათემატიკური ანალიზისათვის.

სხვადასხვაგვარი საექსპლუატაციო ინფორმაციის ინჟინრულ-ტექნიკური დამუშავება ხორციელდება ორ ეტაპად.

პირველ ეტაპზე წარმოებს:

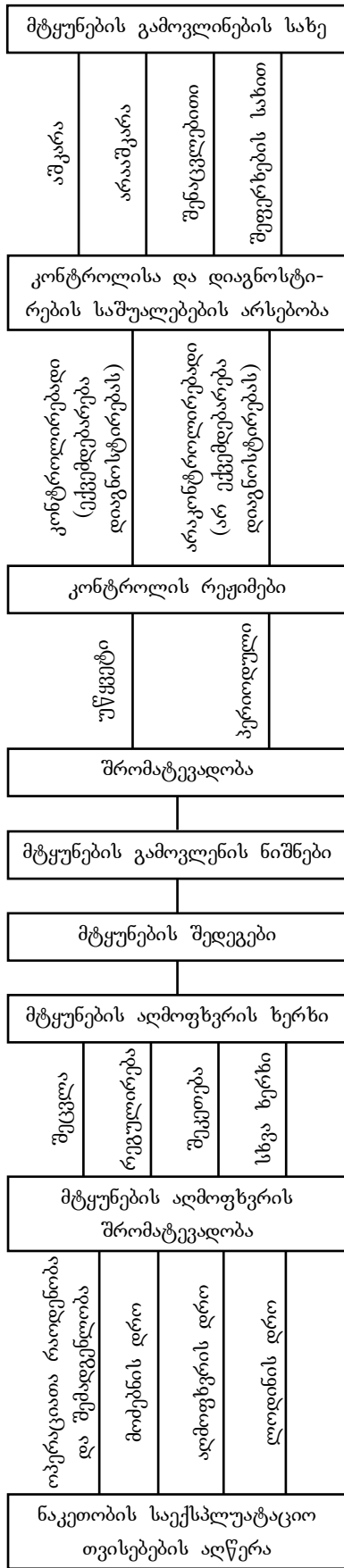
- ჩანაწერების დაწვრილებითი ანალიზი;
- მტყუნებების მიზეზების შესახებ მონაცემების დაზუსტება და შევსება;
- ინფორმაციის დაჯგუფება ერთნაირი ტიპის ნაკეთობების მიხედვით.

მეორე ეტაპზე მიმდინარეობს ნაკეთობათა საიმედოობის შესახებ ინფორმაციის კლასიფიკაცია და გაერთიანება არჩეული ნიშნების მიხედვით და მტყუნებათა შედეგების, მუშაობის რეჟიმების, გარემოს გავლენის, მტყუნებათა მექანიზმის და სხვათა გათვალისწინებით.

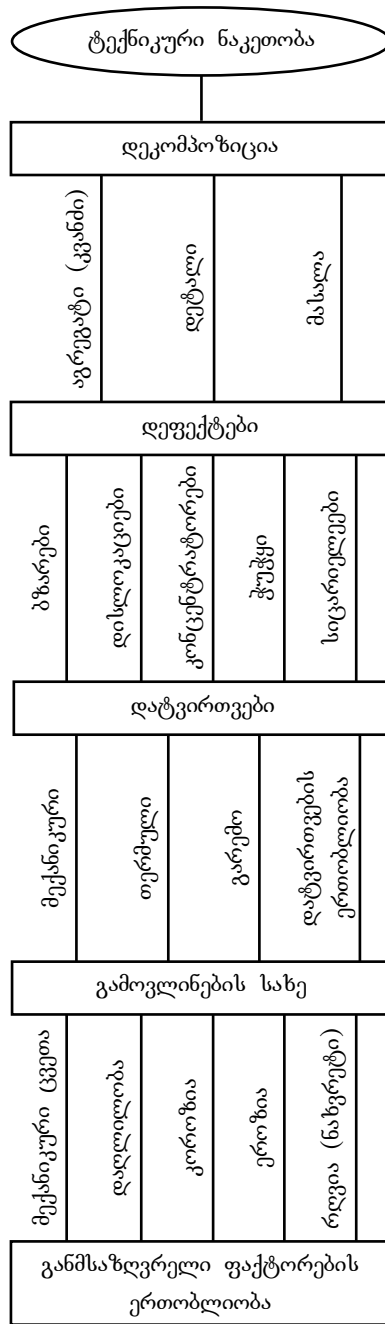
ტექნიკური ნაკეთობების მტყუნებათა გამოვლენის მიზეზებისა და ხასიათის ინჟინრული ანალიზის პროცესში განსაკუთრებული მნიშვნელობა გააჩნია ყოველი მტყუნების განმსაზღვრელი არგუმენტების, ფაქტორებისა და მოვლენების სწორ დაკავშირებას. აღნიშნულის უზრუნველსაყოფად გათვალისწინებულია სათანადო სტრუქტურული სქემები, რომელთა მეშვეობითაც ხორციელდება უმნიშვნელოვანესი კავშირებისა და მათი ხარისხობრივი თვისებების გამოყოფა, ასევე წარმოებს ნაკეთობათა სრულყოფის ძირითადი მიმართულებების განსაზღვრა.

ნიშან-თვისებათა ერთობლიობის მიხედვით ტექნიკური ნაკეთობების ყველა სახის მტყუნება შეიძლება დაიყოს შემდეგ ჯგუფებზე:

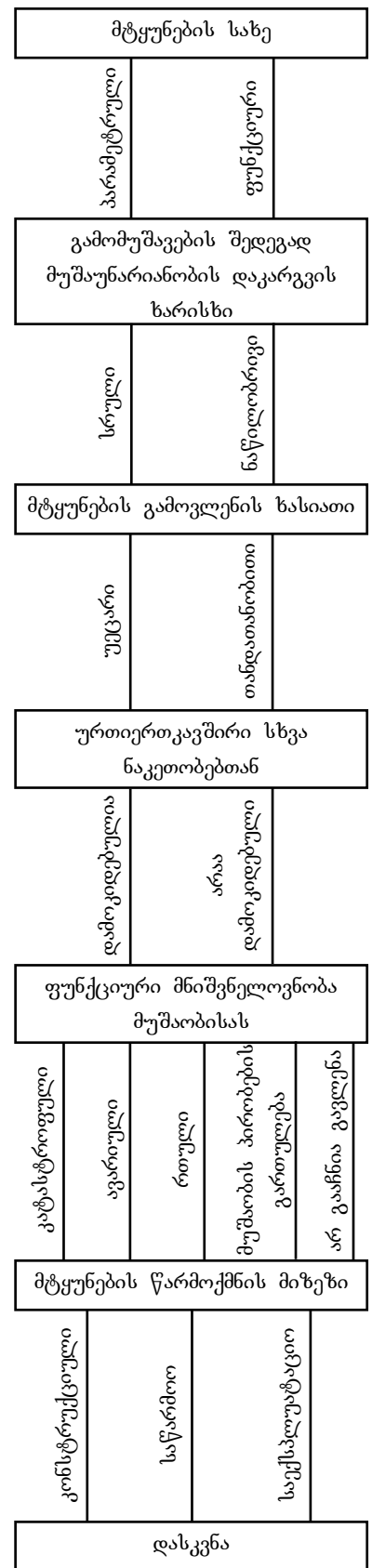
- 1) მტყუნებათა ხასიათის განმსაზღვრელი ნიშან-თვისებების ერთობლიობა (იხ. ნახ. 3);



ნახ. 3: ნაკეთობების მტყუნებათა ხასიათის განმსაზღვრელი ნიშან-თვისებების ერთობლიობის საკლასიფიკაციო სტრუქტურული სქემა



ნახ. 4: მტყუნებათა მექანიზმის განმსაზღვრელი ნიშან-თვისებების ერთობლიობის საკლასიფიკაციო სტრუქტურული სქემა



ნახ. 5: ნაკეთობების საექსპლუატაციო თვისებების განმსაზღვრელი ნიშან-თვისებების ერთობლიობის საკლასიფიკაციო სტრუქტურული სქემა

- 2) მტყუნებათა მექანიზმის განმსაზღვრელი ნიშან-თვისებების ერთობლიობა (იხ. ნახ. 4);
- 3) ნაკეთობათა საექსპლუატაციო თვისებების განმსაზღვრელი ნიშან-თვისებების ერთობლიობა (იხ. ნახ. 5).

ნიშან-თვისებათა ერთობლიობის პირველი ჯგუფი ახასიათებს მტყუნებას მისი ფუნქციური მნიშვნელოვნობიდან, გამოვლინების ხასიათიდან, წარმოქმნის მიზეზიდან გამომდინარე და წარმოადგენს ტექნიკური ნაკეთობების საიმედოობის ამაღლებაზე მიმართულ კონსტრუქციულ-ტექნოლოგიური ღონისძიებების შემუშავების საფუძველს.

მეორე ჯგუფი წარმოადგენს ინფორმაციის მნიშვნელოვან დამატებით წყაროს, რომელიც ახასიათებს მტყუნებათა ფორმირების პროცესს და წარმოადგენს დაზიანებების დაგროვების საზომს. ასევე საშუალებას იძლევა დადგენილ იქნას დაკვირვებადი მოვლენების მიზეზობრივი კავშირი და წარმოადგენს ტექნიკური ნაკეთობების საიმედოობის უზრუნველყოფისათვის კონსტრუქციულ-ტექნოლოგიური გადაწყვეტილებების შემუშავებისა და საექსპლუატაციო ღონისძიებების გატარების საფუძველს.

მესამე ჯგუფი ასახავს ნაკეთობათა საექსპლუატაციო თვისებებს და ახასიათებს ტექნიკური მომსახურების სამუშაოთა ეფექტურობას, ასევე წარმოადგენს მტყუნებათა შესაძლო შედეგების თავიდან აცილებაზე მიმართული საექსპლუატაციო ღონისძიებების შემუშავების საფუძველს.

2.1.3. საიმედოობის რაოდენობრივი მახასიათებლები და მაჩვენებლები

ნებისმიერი ნაკეთობის საიმედოობის შეფასებისას იყენებენ შესაბამის რაოდენობრივ მახასიათებლებს.

ნაკეთობის უმტყუნებლობა რაოდენობრივად შეიძლება შეფასებულ იქნას ისეთი პარამეტრით, როგორცაა ნამუშევარი

მტყუნებად (რომელმაც გამოიწვია დაკისრებული ფუნქციის შეუსრულებლობა) – T_{δ} .

$$T_{\delta} = \frac{t}{n_{\delta}} \quad (2.1.1)$$

სადაც: t – მოცემული ტიპის ნაკეთობის ჯამური ნამუშევარი განსახილველი პერიოდის განმავლობაში; n_{δ} – აღნიშნული ტიპის ნაკეთობების მტყუნებათა, რომლებმაც გამოიწვიეს დაკისრებული ფუნქციის შეუსრულებლობა, ჯამური რაოდენობა იმავე განსახილველი პერიოდის განმავლობაში.

ნაკეთობის და მისი სისტემების უმტყუნებლობის გაანგარიშებისას ფართოდ იყენებენ ისეთ მაჩვენებელს, როგორცაა მტყუნებათა ნაკადის პარამეტრი – ω_{δ} , რომელიც არის T_{δ} -ის შებრუნებული სიდიდე და არსობრივად წარმოადგენს მტყუნებების რაოდენობას ერთ საათ ნამუშევარზე.

$$\omega_{\delta} = \frac{1}{T_{\delta}} \quad (2.1.2)$$

უმტყუნებლობის მაჩვენებელთა გამოსახატავად ასევე გამოიყენება უმტყუნო მუშაობის ალბათობა კონკრეტული დროის განმავლობაში – $P(\tau)$, და მტყუნების ალბათობა – $Q(\tau)$.

ნებისმიერი ტექნიკის პროექტიების, დამზადების, გამოცდისა და ექსპლუატაციის პროცესში სხვადასხვა საინჟინრო მნიშვნელობის მქონე ამოცანების გადასაჭრელად საჭიროა საიმედოობის რაოდენობრივი მახასიათებლების გამოყენება. ნაკეთობის მტყუნებაზე ნამუშევრის დრო დამოკიდებულია ბევრ ფაქტორზე, რომელთა მეშვეობითაც წარმოებს მტყუნებათა რაოდენობისა და მათი წარმოქმნის დროის განხილვა შემთხვევითი სიდიდეების სახით. სწორედ მოვლენათა წარმოქმნის შემთხვევითობა წარმოადგენს ექსპლუატაციის ობიექტთა საიმედოობის შესწავლისას არსებული პრობლემების დამახასიათებელ თავისებურებას.

ამიტომაც ასეთი მოვლენების წარმოქმნის კანონზომიერებათა შესწავლისათვის საიმედოობის თეორიაში გამოიყენება ალბათობის თეორიისა და მათემატიკური სტატისტიკის ელემენტები.

ნაკეთობის მტყუნებას განმარტავენ შემთხვევით მოვლენად, ხოლო მტყუნების წარმოქმნამდე მუშაობის პერიოდ τ -ს – შემთხვევით სიდიდედ. ამგვარად, მტყუნება არის მოვლენა, რომლის დროსაც შემთხვევითი სიდიდე τ ნაკლებია ნაკეთობის მუშაობის მოცემულ პერიოდ t -ზე. თუ კი სრულდება მეტობა $\tau > t$, მაშინ ნაკეთობის მტყუნება t დროის განმავლობაში არ წარმოიქმნება.

ნაკეთობის საიმედოობის მთავარ რაოდენობრივ მახასიათებლად, რომელიც ახასიათებს დროში მტყუნებათა წარმოქმნის კანონზომიერებებს, მიღებულია უმტყუნო მუშაობის ალბათობა $P(t)$:

$$P(t) = P(\tau > t) \quad (2.1.3)$$

მტყუნების ალბათობას განსაზღვრავენ, როგორც ალბათობას იმისა, რომ უმტყუნო მუშაობის დრო τ ნაკლებია მუშაობის მოცემულ დრო t -ზე:

$$Q(t) = Q(\tau < t) \quad (2.1.4)$$

ვინაიდან, ნამუშევარი t -ს ნებისმიერი მნიშვნელობისას ნაკეთობა შეიძლება იყოს მუშაუნარიანი ან არამუშაუნარიანი, ამიტომ ჭეშმარიტია შემდეგი ტოლობა:

$$P(t) + Q(t) = 1 \quad (2.1.5)$$

აღნიშნული მახასიათებლების სტატისტიკური განსაზღვრებებია:

$$P^*(t) = \frac{N(t)}{N_0} = 1 - \frac{n(t)}{N_0}; \quad Q^*(t) = \frac{n(t)}{N_0} \quad (2.1.6)$$

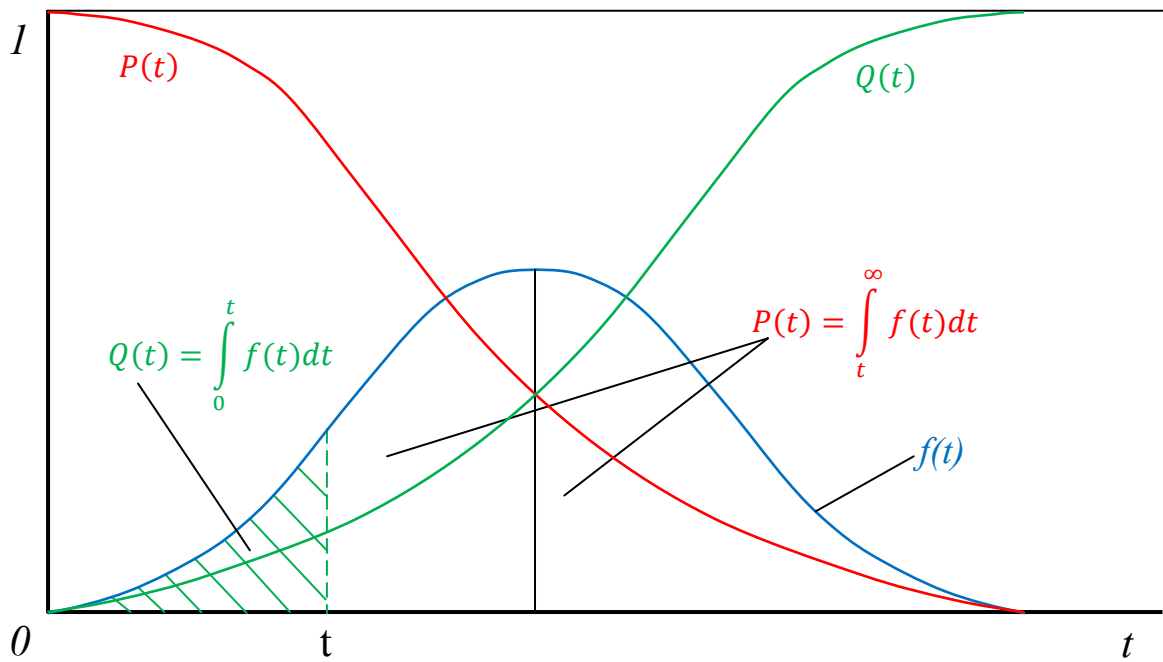
სადაც: $N(t)$ – გამართული ნაკეთობების რაოდენობა t დროის მომენტში; N_0 – გამართული ნაკეთობების რაოდენობა დროის საწყის მომენტში; $n(t)$ – ნაკეთობების რაოდენობა, რომლებმაც განიცადეს მტყუნება t დროის განმავლობაში.

ექსპლუატაციაში მყოფი ნაკეთობის საიმედოობის ცვლილების სინქარის დახასიათებისათვის იყენებენ უმტყუნო მუშაობის დროის განაწილების სიმკვრივეს $f(t)$:

$$f(t) = \frac{dQ(t)}{dt} = -\frac{dP(t)}{dt} \quad (2.1.7)$$

აღნიშნული მახასიათებლის სტატისტიკური განსაზღვრებაა:

$$f^*(t) = \frac{\Delta n(t, \Delta t)}{N_0 \cdot \Delta t} \quad (2.1.8)$$



ნახ. 6: $P(t)$, $Q(t)$ და $f(t)$ ფუნქციათა მიახლოებითი სახე

სადაც: $\Delta n(t, \Delta t)$ – იმ ნაკეთობათა რაოდენობა, რომლებმაც განიცადეს მტყუნება დროის ინტერვალში $(t, t + \Delta t)$; N_0 – გამართული ნაკეთობების რაოდენობა დროის საწყის მომენტში; Δt – დროის ინტერვალის ხანგრძლივობა.

თუ კი შემთხვევით სიდიდე τ -ს გააჩნია განაწილების სიმკვრივე $f(t)$, მაშინ:

$$P(t) = 1 - Q(t) = \int_t^\infty f(t)dt = 1 - \int_0^t f(t)dt \quad (2.1.9)$$

$P(t)$, $Q(t)$ და $f(t)$ ფუნქციათა მიახლოებითი სახე და მათი ურთიერთკავშირი ნახვენებია ნახ. 6-ზე. მრუდი $f(t)$ -ს თავისებურებას წარმოადგენს ის, რომ ფართობი მის ქვეშ ყოველთვის ტოლია ერთის.

საიმედლობის ერთ-ერთ უმნიშვნელოვანეს მახასიათებელს წარმოადგენს მტყუნებების ინტენსიურობა λ . პრაქტიკაზე ნაკეთობის საიმედლობის ცვლილების კანონზომიერებათა გამოკვლევა იწყება სწორედ ამ მახასიათებლის აგებით.

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{P(t)} \quad (2.1.10)$$

აღნიშნული მახასიათებლის სტატისტიკური განსაზღვრებაა:

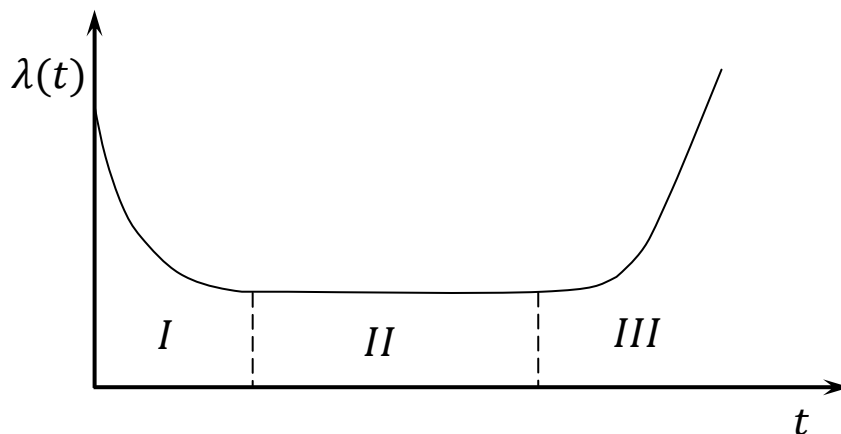
$$\lambda^*(t) = \frac{\Delta n(t, \Delta t)}{N(t) \cdot \Delta t} \quad (2.1.11)$$

სადაც: $\Delta n(t, \Delta t)$ – იმ ნაკეთობათა რაოდენობა, რომლებმაც განიცადეს მტყუნება დროის ინტერვალში $(t, t + \Delta t)$; $N(t)$ – გამართული ნაკეთობების რაოდენობა დროის მომენტისთვის t ; Δt – დროის ინტერვალის ხანგრძლივობა.

რა ინფორმაციის მატარებელია მტყუნებების ან გაუმართაობების განაწილება ნამუშევრის მიხედვით? პირველ რიგში ის ახასიათებს იმ პროცესებს, რომლებიც იწვევენ მტყუნებების ან გაუმართაობების წარმოქმნას. არსებობს გარკვეული ურთიერთკავშირი ნაკეთობის ფუნქციონირების პროცესში კონსტრუქციის თვისებების ცვლილებასა და ნამუშევრის მიხედვით მტყუნებათა განაწილების მაჩვენებლებს შორის. კონსტრუქციის თვისებების ცვლილებებზე, რომლებიც დაკავშირებულია მტყუნებების წარმოქმნასთან, უფრო თვალსაჩინოდ გვიჩვენებს ნამუშევრის მიხედვით მტყუნებათა ინტენსიურობის ან მტყუნებათა ნაკადის პარამეტრის ცვლილების მრუდი.

λ მახასიათებლის მრუდის ტიპური სახე ნაჩვენებია ნახ. 7-ზე. მას გააჩნია სამი დამახასიათებელი მონაკვეთი – დაღმავლობის, მუდმივი მნიშვნელობისა (თითქმის მუდმივი) და აღმავლობის. მათ შესაბამისად ნაკეთობის მთლიანი ნამუშევარიც იყოფა სამ პერიოდად:

– მონაკვეთი I – ექსპლუატაციის საწყისი პერიოდი, რომელსაც უწოდებენ *მისახმარისების პერიოდს*. როგორც წესი აღნიშნული პერიოდი არც თუ ისე დიდია და მის განმავლობაში მტყუნებათა



ნახ. 7: ტიპური λ მახასიათებელი

ინტენსიურობის დადგენილება და უმტყუნებლობის ამადლება ნამუშევრის მიხედვით დაკავშირებულია იმასთან, რომ ექსპლუატაციის დაწყებასთან ერთად ვლინდება ნაკეთობის ფარული საწარმოო ნაკლოვანებები. მათ განეკუთვნება მასალათა ნაკლოვანებები, დამზადების ტექნოლოგიის დარღვევა, არაზუსტი აწყობა, არასწორი რეგულირება და სხვა. აღნიშნული ნაკლოვანებების მტყუნებათა ან გაუმართაობათა სახით გამოვლენის კვალდაკვალ მიმდინარეობს მათი აღმოფხვრაც და ნაკეთობის უმტყუნებლობა იზრდება;

– მონაკვეთი II – ექსპლუატაციის მეორე პერიოდი არის ძირითადი და ეწოდება *ნორმალური ექსპლუატაციის პერიოდი*. ამ დროს უმტყუნებლობის დონე განისაზღვრება კონსტრუქციის თავისებურებებით, წარმოების ტექნოლოგიითა და ექსპლუატაციის პირობებით. ექსპლუატაციის აღნიშნული პერიოდის განმავლობაში ნაკეთობის მრავალრიცხოვან სისტემებში წარმოქმნილი შემთხვევითი მტყუნებები გამოწვეულია სხვადასხვა მიზეზებით, მათ შორის დასაშვები გადატვირთვების შემთხვევითი გადამეტებითაც;

– მონაკვეთი III – ექსპლუატაციის მესამე პერიოდი წარმოადგენს დამაბოლოებელს და ეწოდება *ცვეთისა და დაბერების პერიოდი*. აღნიშნულ პერიოდში ნაკეთობის უმტყუნებლობის შემცირება და მტყუნებათა ინტენსიურობის გაზრდა გამოწვეულია კონსტრუქციის დადლილობითი დაზიანებების დაგროვებით, ცვეთის შედეგად შეერთებათა ფოლხვის გაზრდით დასაშვებზე მეტ მნიშვნელობებამდე, საკისრებში ხახუნის ზრდით, მრავალი მასალის კოროზიითა და სტრუქტურული ცვლილებებით. მტყუნებათა ინტენსიურობის (ან მტყუნებათა ნაკადის პარამეტრის) გაზრდა წარმოადგენს კონსტრუქციაში დაბერებისა და ცვეთის პროცესების განვითარების სიმპტომს. რაც უფრო რთული და ძვირია ნაკეთობა, მით უფრო ხანმოკლე უნდა იყოს აღნიშნული პერიოდი. დადლილობითი და ცვეთური მტყუნებების ინტენსიურობის მკვეთრი გაზრდისას ნაკეთობის შემდგომი ექსპლუატაცია, როგორც წესი, ხდება ეკონომიკურად მიზანშეუწონელი.

ტექნიკური სისტემის უმტყუნო მუშაობის ალბათობას მტყუნებათა ინტენსიურობის მეშვეობით დროის მონაკვეთზე (t_1, t_2) განსაზღვრავენ შემდეგი გამოსახულებით:

$$P\left(\frac{t_1, t_2}{t_1}\right) = e^{-\int_{t_1}^{t_2} \lambda(t) dt} \quad (2.1.12)$$

თუ $t_1 = 0$ და $P(t) = 1$, მაშინ გამოსახულება მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$P(t) = e^{-\int_0^t \lambda(t) dt} \quad (2.1.13)$$

აღნიშნული გამოსახულება წარმოადგენს ექსპლუატაციაში მყოფი ნაკეთობების საიმედოობის განმსაზღვრელ ყველაზე ზოგად ფორმულას.

განსხვავება მტყუნებათა ინტენსიურობა $\lambda(t)$ -სა და განაწილება $f(t)$ -ს შორის მდგომარეობს იმაში, რომ ალბათობის შემადგენელი ელემენტი $f(t)dt$ ახასიათებს ნაკეთობის მტყუნების ალბათობას დროის ელემენტარულ მონაკვეთ dt -ზე და ამავდროულად არ არის ცნობილი გამართული იყო აღნიშნული ნაკეთობა დროის ამ მონაკვეთის დასაწყისისათვის, თუ მან განიცადა მტყუნება მუშაობის წინა პერიოდში. ხოლო პირობითი ალბათობის შემადგენელი ელემენტი $\lambda(t)dt$ ახასიათებს ნაკეთობის მტყუნების ალბათობას დროის ელემენტარულ მონაკვეთ dt -ზე იმ პირობით თუ კი ცნობილია, რომ დროის ამ მონაკვეთის დასაწყისისათვის აღნიშნულ ნაკეთობას არ უმტყუნია.

სხვაობა მტყუნებათა ინტენსიურობასა და სიმკვრივეს შორის, მათი მცირე მნიშვნელობებისას, უმნიშვნელოა – $f(t) \approx \lambda(t)$. თუ $t = 0$, მაშინ ალბათობა $P(t) = 1$ და $f(0) = \lambda(0)$. მაგრამ ასევე $f(0) \neq \lambda(0)$ ყველა $P(t) < 1$ მნიშვნელობებისათვის. ცხრილში 3 ნაჩვენებია ურთიერთკავშირი საიმედოობის მახასიათებლებს შორის.

ზემოხსენებულ ფუნქციებთან ერთად აღუდგენელი ნაკეთობებისათვის ხშირად იყენებენ საშუალო ნამუშევარს მტყუნებადღე T_0 :

$$T_0 = \int_0^{\infty} t \cdot f(t) dt = \int_0^{\infty} P(t) dt \quad (2.1.14)$$

ცნობილი ფუნქცია	უცნობი ფუნქციების განმსაზღვრელი ფორმულები			
	$P(t)$	$Q(t)$	$f(t)$	$\lambda(t)$
$P(t)$	–	$1 - P(t)$	$-\frac{dP(t)}{dt}$	$-\frac{1}{P(t)} \cdot \frac{dP(t)}{dt}$
$Q(t)$	$1 - Q(t)$	–	$\frac{dQ(t)}{dt}$	$\frac{1}{1 - Q(t)} \cdot \frac{dQ(t)}{dt}$
$f(t)$	$\int_t^\infty f(t)dt$	$\int_0^t f(t)dt$	–	$\frac{f(t)}{\int_t^\infty f(t)dt}$
$\lambda(t)$	$e^{-\int_0^t \lambda(t)dt}$	$1 - e^{-\int_0^t \lambda(t)dt}$	$\lambda(t) \cdot e^{-\int_0^t \lambda(t)dt}$	–

ცხრილი 3: ურთიერთკავშირი საიმედოობის მახასიათებლებს შორის

ბოლო ინტეგრალი შეესაბამება ფუნქცია $P(t)$ -ს გრაფიკის ქვეშ არსებულ ფართობს (იხ. ნახ. 6).

უმტყუნო მუშაობის საშუალო დრო ახასიათებს ნაკეთობის ნამუშევარს მტყუნების წარმოქმნის მომენტისათვის. ამავედროულად ექსპლუატაციაში მყოფი ერთი ტიპის ნაკეთობებიდან რაღაც ნაწილი იმუშავებს უმტყუნოდ T_0 დროზე დიდხანს, ხოლო ნაწილი – განიცდის მტყუნებას არმისული T_0 დრომდე. ნაკეთობის უმტყუნო მუშაობის დროის გადახრას საშუალო მნიშვნელობიდან ასახავს უმტყუნო მუშაობის დროის დისპერსია D . დისპერსია ახასიათებს უმტყუნო მუშაობის დროის გაფანტვის სიდიდეს მათემატიკური ლოდინის მიმართ:

$$D = \int_0^\infty (t - T_0)^2 f(t)dt = \int_0^\infty t^2 \cdot f(t)dt - T_0^2 = 2 \int_0^\infty t \cdot P(t)dt - T_0^2 \quad (2.1.15)$$

უმტყუნო მუშაობის დროის დისპერსიას გააჩნია განზომილება – დროის კვადრატული გაფანტვის თვალსაჩინო დახასიათებისათვის მოსახერხებელია გამოყენებულ იქნას სიდიდე, რომლის განზომილება ემთხვევა შემთხვევითი სიდიდე t^* -ს განზომილებას. ასეთს წარმოადგენს საშუალო კვადრატული გადახრა σ :

$$\sigma = \sqrt{D} \quad (2.1.16)$$

უმტყუნო მუშაობის დროის განაწილების ფუნქცია წარმოადგენს ექსპლუატაციის ობიექტის საიმედოობის ამომწურავ მახასიათებელს. პრაქტიკაში საიმედოობის შეფასება უფრო მოსახერხებელია მაჩვენებლებით, რომლებიც ახასიათებენ ნაკეთობის თვისებებს დროის

გარკვეული მონაკვეთის განმავლობაში ტექნიკური მომსახურებისა და რემონტის დადგენილი რეჟიმებისას, აღდგენის სამუშაოთა შესრულების მოცემული პირობებისას და სხვა. თუ კი ცნობილია განაწილების ფუნქცია, მაშინ ასეთ შემთხვევაში შესაძლებელი ხდება განისაზღვროს საიმედოობის ნებისმიერი მაჩვენებელი.

საიმედოობის მაჩვენებლების მეშვეობით შესაძლებელია შეფასდეს ნაკეთობების თვისებები მოცემული დროისა და ექსპლუატაციის პერიოდის განმავლობაში, მაშინაც კი, როდესაც უცნობია მტყუნებაზე ნამუშევრის განაწილების ფუნქცია. აღნიშნული თვისება კი თავის მხრივ განსაკუთრებით მნიშვნელოვანია ტექნიკური ნაკეთობებისათვის, რომელთა ექსპლუატაციაც მიმდინარეობს დადგენილი რესურსების ფარგლებში.

გარდა ამისა, საიმედოობის მაჩვენებელთა შეფასება ითხოვს გამოცდების ჩატარებას (საექსპლუატაციო დაკვირვება) მნიშვნელოვნად ნაკლები მოცულობით, ვიდრე განაწილების ფუნქციის შეფასება.

საიმედოობის შესაფასებლად იყენებენ ერთეულოვან და კომპლექსურ მაჩვენებლებს (იხ. ცხრილი 4). ერთეულოვანი მაჩვენებელი ახასიათებს საიმედოობის ერთ-ერთ თვისებას, მაშინ, როდესაც კომპლექსური – რამოდენიმეს.

აღუდგენელი ნაკეთობების უმტყუნებლობის მაჩვენებლებს წარმოადგენენ უმტყუნო მუშაობის ალბათობა $P(t)$, საშუალო ნამუშევარი მტყუნებამდე T_0 და მტყუნებათა ინტენსიურობა $\lambda(t)$, ხოლო აღდგენადი ნაკეთობების უმტყუნებლობის მაჩვენებლებს კი – მტყუნებათა ნაკადის პარამეტრი $\omega(t)$ და საშუალო ნამუშევარი მტყუნებაზე T_0 . აღდგენადი ნაკეთობების უმტყუნო მუშაობის ალბათობა შეიძლება გაანგარიშებული იქნას იმ პირობით, რომ ერთნაირი ნაკეთობების შეფასებას აწარმოებენ თვითოეულის პირველ მტყუნებამდე მისი შემდგომი გამორიცხვით გამოსაკვლევი ერთობლიობიდან. მოლოდინის რეჟიმში მყოფი ნაკეთობებისათვის, რომლებიც დანიშნულია წამიერი ოპერაციების შესასრულებლად, საიმედოობის მაჩვენებლის სახით ირჩევენ მზადყოფნის კოეფიციენტს $A_g(t)$. თუ კი ამავდროულად ნაკეთობა დანიშნულია ხანგრძლივი

გამოყენებისათვის, მაშინ იყენებენ ოპერატიული მზადყოფნის კოეფიციენტს $A_{\sigma}(t)$.

საიმედოობის თვისება	საიმედოობის მაჩვენებელი	საიმედოობის მაჩვენებელთა განმსაზღვრელი ფორმულები	
		პარამეტრული შემთხვევა	არაპარამეტრული შემთხვევა
ერთეულოვანი მაჩვენებლები			
უმტყუნებლობა	უმტყუნო მუშაობის ალბათობა $P(t)$	$\int_0^t f(t)dt$	$\frac{N - n(t)}{N}$
	საშუალო ნამუშევარი მტყუნებამდე T_0	$\int_0^t t \cdot f(t)dt$	$\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N t_i$
	მტყუნებათა ინტენსიურობა $\lambda(t)$	$\frac{f(t)}{P(t)}$	$\frac{N(t) - N(t + \Delta t)}{N(t) \cdot \Delta t}$
	საშუალო ნამუშევარი მტყუნებაზე T_0	—	$\frac{1}{n} \sum_{i=1}^N T_i$
	მტყუნებათა ნაკადის პარამეტრი $\omega(t)$	$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{n_r(t, t + \Delta t)}{\Delta t}$	$\frac{\sum_{i=1}^N r_i(t + \Delta t) - \sum_{i=1}^N r_i(t)}{N(t) \cdot \Delta t}$
ხანგამძლეობა	გამმა-პროცენტული რესურსი $t_{R\gamma}$	$1 - \int_0^{t_{R\gamma}} f(t)dt = \frac{\gamma}{100}$	$\frac{n(t_i) + 1}{N} \leq 1 - \frac{\gamma}{100}$
	საშუალო რესურსი \bar{t}_R	$\int_0^t t \cdot f(t)dt$	$\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N t_i$
რემონტგამოსადეგარობა	აღდგენის ალბათობა $M(t)$	$\int_0^{t_s} f_s(t)dt$	$\frac{n_s(t)}{N}$
	აღდგენის საშუალო დრო T_s	$\int_0^t t \cdot f_s(t)dt$	$\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N t_i$
	აღდგენის ინტენსიურობა $\mu(t)$	—	$\frac{1}{T_s}$
შენახვალობა	შენახვალობის გამმა-პროცენტული ვადა $t_{\beta\gamma}$	$1 - \int_0^{t_{\beta\gamma}} f_{\beta}(t)dt = \frac{\gamma}{100}$	$\frac{n(t_i) + 1}{N} \leq 1 - \frac{\gamma}{100}$
კომპლექსური მაჩვენებლები			
უმტყუნებლობა და რემონტგამოსადეგარობა	მზადყოფნის კოეფიციენტი $A_{\sigma}(t)$	$\frac{1}{N \cdot T_{\sigma\beta\delta}} \cdot \sum_{i=1}^N \xi_i$	$\frac{1}{T_0 + T_s}$
	ტექნიკური გამოყენების კოეფიციენტი $K_{\sigma\beta}$	$\frac{\int_0^t P(t)dt}{\int_0^t P(t)dt + (T_{\sigma} + T_s) + T_s}$	$\frac{t_{\sigma\beta}}{t_{\sigma\beta} + t_{\sigma\beta\delta} + t_{\sigma\beta\delta}}$
	ოპერატიული მზადყოფნის კოეფიციენტი $A_{\sigma\beta}$	$\frac{T_0 - \int_0^t P(t)dt}{T_0 + T_s}$	$A_{\sigma}(t) \cdot P(t)$

ცხრილი 4: საიმედოობის მთავარი მაჩვენებლები

<p>N – დაკვირვების ქვეშ მყოფი ნაკეთობების (გამოცდების) რაოდენობა;</p> <p>$n(t)$ – მტყუნებათა რაოდენობა t დროის განმავლობაში;</p> <p>t_i – შემთხვევითი სიდიდის ცალკეული მნიშვნელობა (ნამუშევარი მტყუნებაზე, რესურსი, აღდგენის დრო);</p> <p>n – მტყუნებათა რაოდენობა დაკვირვების დროის განმავლობაში;</p> <p>T_i – i ნაკეთობის ნამუშევარი;</p> <p>$r_i(t)$ – i ნაკეთობის მტყუნებათა რაოდენობა;</p> <p>n_r – ყველა ნაკეთობის მტყუნებათა ჯამური რაოდენობა;</p> <p>$n(t_i)$ – (t_i) მნიშვნელობის წინამორბედ წვერთა რაოდენობა, რომლებიც ერთიანდებიან ვარიაციულ რიგში;</p> <p>$n_s(t)$ – მუშაუნარიანი მდგომარეობის აღდგენათა რაოდენობა მოცემული t_s დროის განმავლობაში;</p> <p>$T_{გზაჯი} - ექსპლუატაციის ხანგრძლივობა;$</p> <p>$\xi_i$ – მუშაუნარიან მდგომარეობაში i ნაკეთობის ყოფნის ჯამური დრო;</p> <p>$t_{გაბ} - ყველა ნაკეთობის ჯამური ნამუშევარი;$</p> <p><math>t_{გ.მ.გ.} - გემიური და არაგემიური რემონტის შედეგად ყველა ნაკეთობის შეყოვნების ჯამური დრო; $t_{ტ.მ.გ.} - ტექნიკური მომსახურების შედეგად ყველა ნაკეთობის შეყოვნების ჯამური დრო.$</math></p>

საიმედოობის მაჩვენებელთა არჩევისას ხელმძღვანელობენ შემდეგით:

- აღდგენადი ნაკეთობებისათვის უთითებენ რესურსებს ან ექსპლუატაციის კალენდარულ ვადებს მოხსნისა ან ჩამოწერისათვის, ხოლო აღუდგენელი ნაკეთობებისათვის – მხოლოდ მოხსნისათვის;
- ირჩევენ მტყუნებათა ინტენსიურობა λ -ს ნაკეთობებისათვის, რომელთათვისაც λ ექსპლუატაციის განსაზღვრული პერიოდის განმავლობაში შეიძლება ჩაითვალოს მუდმივად, ხოლო დანარჩენი ნაკეთობებისათვის – T_0 -ს ან მოჰყავთ ფუნქცია $\lambda(t)$ გრაფიკის ან ანალიტიკური გამოსახულების სახით;
- ირჩევენ ციკლის განმავლობაში უმტყუნო მუშაობის ალბათობას ნაკეთობებისათვის, რომლებიც ყოველი ციკლის მანძილზე ექვემდებარებიან მოხსნას ან შეკეთებას;
- ირჩევენ რესურსებს ნაკეთობებისათვის, რომელთა მტყუნების ან ზღვრული მდგომარეობის დადგომა განპირობებულია ნამუშევრით (მაგალითად ცვეთის შედეგად). მსახურის ვადებს ირჩევენ ნაკეთობებისათვის, რომელთა მტყუნების ან ზღვრული მდგომარეობის

დადგომა განპირობებულია კალენდარული დროით (მაგალითად ატმოსფერული კოროზიის შედეგად). ნაკეთობებისათვის, რომელთა ტექნიკური მდგომარეობის ცვლილება დაკავშირებულია, როგორც ნამუშევართან, ასევე კალენდარულ ვადებთან, ირჩევენ ორივე მაჩვენებელს.

2.1.4. საიმედოობის ფიზიკური და მათემატიკური მოდელები

ნებისმიერი ნაკეთობის საიმედოობის შეფასებისას განსაკუთრებული როლი უკავია მტყუნებების ფიზიკური და მათემატიკური მოდელების სწორად არჩევასა და შემდგომ გამოყენებას, რაც თავის მხრივ განსაზღვრავს წარმოებული გაანგარიშებებისა და მიღებული შედეგების სისწორეს.

ტექნიკური ნაკეთობების საიმედოობის მიმართ მოთხოვნათა მუდმივმა ზრდამ, გამოთვლითი ტექნიკისა და ექსპერიმენტალური ბაზის განვითარებამ გამოიწვია მოდელირების ფართოდ გამოყენება პროექტირების, დამზადებისა და ექსპლუატაციის ამოცანების გადაჭრაში.

მათემატიკური და ფიზიკური მოდელირების მეთოდების გამოყენება იძლევა საიმედოობის გაანგარიშების, გამოცდების დაგეგმვის, მტყუნებებისა და გაუმართაობების შესახებ ინფორმაციის შეგროვებისა და გამოყენების ორგანიზების ამოცანათა გადაჭრის საშუალებას.

მტყუნებათა წარმოქმნის წინასწარ გაფრთხილების საკითხებს გააჩნია პრინციპული მნიშვნელობა უსაფრთხოების უზრუნველყოფაში. აქედან გამომდინარე სულ უფრო მეტი ყურადღება ექცევა მტყუნებათა პროგნოზირების შესწავლასა და საიმედოობა-დიაგნოსტიკის სფეროში კომპლექსური კვლევების ჩატარებას.

მტყუნებათა განმაპირობებელი ფიზიკური მოვლენების ღრმა შესწავლისა და ყოველი ცალკეული სიტუაციის დაწვრილებითი გამოკვლევის გარეშე შეუძლებელია დაგროვებულ იქნას აუცილებელი

მასალა ნაკეთობის გამოსაყენებლად მომზადებისას ჩასატარებელი ტექნიკური მომსახურების წესების შემუშავებისათვის.

ფიზიკურ-ქიმიური პროცესების ფორმალიზება საშუალებას იძლევა შემუშავებულ იქნას მოდელები (იხ. ცხრილი 5), რომელთა საფუძველზეც შეისწავლება მტყუნებათა განვითარების დინამიკა, იწარმოებს ექსპლუატაციის ობიექტების ტექნიკური მდგომარეობის პროგნოზი, შეიმუშავება ოპტიმალური კონტროლის სისტემები და ტექნიკური მომსახურების მეთოდები.

მტყუნების მექანიზმი	გამოყენებული მოდელები
მექანიკური ცვეთა	$J = K \cdot \sqrt{\frac{h}{R} \cdot \frac{P}{P_2} \cdot \frac{1}{n}}$ $\frac{dJ}{dt} = \sigma_M \left[\frac{1}{\eta} + \frac{1}{K \cdot E} \cdot e^{-\frac{t}{K}} \right]$
ელექტროქიმიური კოროზია	$m_t = \frac{i_0 \cdot S \cdot M \cdot t}{F} \cdot e^{\frac{\varphi}{B}}$
მასალათა დაბერება ¹	$\tau = \tau_0 \cdot e^{\frac{U}{k \cdot T}} = \tau_0 \cdot e^{\frac{U_0 - \gamma \cdot \sigma}{k \cdot T}}$
<p>J – ცვეთის სიღრმე; K – კოეფიციენტი (0,15...0,21); h, R – მიკროანაქერცვლების სიძრუდის სიღრმე და რადიუსი; P – დატვირთვა; P_2 – ფაქტიური წნევა კონტაქტის ადგილზე; n – ციკლების რაოდენობა, რომლებსაც მოჰყვება მასალის აქერცვლა. σ_M – მოქმედი დატვირთვა; η – მასალის სიბლანტე; E – დრეკადობის მოდული; t – ნამუშევარი. m_t – ნივთიერების რაოდენობა, რომელმაც მოახდინა რეაგირება; i_0 – კოროზიული დენის სიმკვრივე; S – ზედაპირის ფართობი; M – ნივთიერების ქიმიური ექვივალენტი; t – ნამუშევარი; F – ფარადეის რიცხვი; φ – გადამეტება; B – ტაფელის მუდმივა. τ – დრო დაშლამდე (ხანგამძლეობა); τ_0 – ატომთა სითბური რხევების პერიოდი, რომელიც დაახლოებით ტოლია 10^{-13}წმ; $U = U_0 - \gamma \cdot \sigma$ – ატომთა შორისი კავშირების გაწყვეტის აქტივაციის ენერგია თერმული ფლუქტუაციების ზეგავლენისას, თუ $\sigma \rightarrow 0$, მაშინ $U = U_0$; $\gamma = \frac{\partial U}{\partial \sigma}$ – პარამეტრი, რომელიც დაკავშირებულია გადამეტებული ძაბვების კოეფიციენტთან და კავშირების წყვეტის სააკტივაციო მოცულობასთან; T – აბსოლუტური ტემპერატურა; k – ბოლცმანის მუდმივა.</p>	

ცხრილი 5: ტექნიკური ნაკეთობების მტყუნებების ფორმირების ფიზიკურ-ქიმიური მოდელების მაგალითები

¹ ჟურკოვის განტოლება.

ტექნიკურ ნაკეთობათა საიმედოობის უზრუნველყოფის საფუძველს წარმოადგენს დამოკიდებულებათა დადგენა ერთის მხრივ საიმედოობის მაჩვენებლებს და მეორეს მხრივ მტყუნების წარმოქმნის ცალკეულ მექანიზმის განმსაზღვრელ კონსტრუქციულ-ტექნოლოგიურ მახასიათებლებს, საექსპლუატაციო დატვირთვებსა და ფიზიკურ-ქიმიური პროცესების კინეტიკას შორის.

ნაკეთობების მტყუნებათა წარმოქმნის განმაპირობებელი ფიზიკური პროცესებისა და მოვლენების განხილვისას საჭიროა განისაზღვროს ფიზიკურ-ქიმიური ანალიზის დეტალიზაციის ოპტიმალური ზომა და პარამეტრების რაოდენობა, რომლებიც გამოიყენება მტყუნებათა ფიზიკურ-მათემატიკური მოდელების აგებისას. ასევე აუცილებელია სხვადასხვა შეზღუდვების შემოდების საჭიროების სწორად განსაზღვრა.

ტექნიკური ნაკეთობის კონსტრუქციის მტყუნებათა მექანიზმის აღწერა საშუალებას იძლევა აღმოჩენილ იქნას ფარული მტყუნებები, ჩატარებულ იქნას დაჩქარებული გამოცდები, სხვადასხვა სიტუაციებში გაანგარიშდეს განმსაზღვრელი პარამეტრების ცვლილება.

მტყუნებათა მექანიზმის გამოკვლევა მოიცავს:

- ნაკეთობების ენერჯის გარდაქმნის ვარიანტებისა და ფუნქციონირების ფიზიკური არსის ანალიზს;
- კონსტრუქციაში შემავალი მასალების დანიშნულებისა და მათი ფიზიკურ-ქიმიური თვისებების განსაზღვრას;
- დეფექტების წარმოქმნის მიზეზებისა და სხვადასხვა დატვირთვების გავლენის დონის შესწავლას;
- კონსტრუქციაში მასალების თავსებადობისა და ფიზიკურ-ქიმიური ურთიერთაქტიურობის ანალიზს;
- სიმტკიცის მინიმალური მარაგის მქონე ადგილების ლოკალიზებას;
- მტყუნებების კინეტიკურად აქტიური ფიზიკურ-ქიმიური პროცესების ამორჩევას;
- საიმედოობის ფიზიკური, მათემატიკური და სტატისტიკური მოდელების აგება.

საექსპლუატაციო ფაქტორების გავლენის ხარისხის შეფასებას ატარებენ საბაზო მნიშვნელობებთან შედარებით. აქედან გამომდინარე საიმედოობის ერთ-ერთი მაჩვენებლის – მტყუნებათა ინტენსიურობისათვის $\lambda(t)$ შეიძლება ჩაწერილ იქნას მოდელი ზოგადი სახით:

$$\lambda(t) = \lambda_0 \cdot \alpha_1 \cdot \alpha_2 \cdot \dots \cdot \alpha_n = \lambda_0 \cdot \prod_{i=1}^n \alpha_i(t) \quad (2.1.17)$$

სადაც: λ_0 – კონსტრუქციის ელემენტის მტყუნების ინტენსიურობის საბაზო მნიშვნელობა; n – გავლენის ფაქტორთა რაოდენობა; $\alpha_i(t)$ – i ფაქტორის გავლენის კოეფიციენტი.

$\alpha_i(t)$ კოეფიციენტების მოდელების აგება ეყარება ტემპერატურის, ტენიანობის, მექანიკური და სხვა გავლენის თეორიულ და ექსპერიმენტულ კვლევებს იმის გათვალისწინებით, რომ რეალურ პირობებში მუშაობისას ნაკეთობებზე მოქმედ ჯამურ ენერგეტიკულ დატვირთვებს გააჩნია საბაზო მნიშვნელობებთან შედარებით განსხვავებული სიდიდეები:

$$\prod_{i=1}^n \alpha_i(t) = f \left\{ \frac{W}{W_N} \right\} = f \left\{ \frac{1}{W_N} \cdot (W_T + W_H + W_M + \dots) \right\} \quad (2.1.18)$$

სადაც: W – ჯამური ენერგეტიკული დატვირთვა ექსპლუატაციის რეალური პირობებისას; W_N – ენერგეტიკული დატვირთვა ექსპლუატაციის ნორმალური პირობებისას; W_T, W_H, W_M – ტემპერატურული, ტენიანობით გამოწვეული და მექანიკური დატვირთვები.

რაც უფრო მეტია $\alpha_i(t)$ კოეფიციენტის მნიშვნელობა, მით უფრო მკაცრ საექსპლუატაციო პირობებში იმყოფება ნაკეთობა და მით ნაკლებია მისი საიმედოობა.

მტყუნებების საერთო მექანიზმის მიხედვით მოდელირებისას განტოლებას ექნება შემდეგი სახე:

$$\lambda(t) = \sum_{j=1}^N \lambda_j(t) \cdot \prod_{i=1}^n \lambda_i(t) \quad (2.1.19)$$

სადაც: N და j – მტყუნების მექანიზმის რაოდენობა და ნომერი.

კონკრეტული მოდელის აგება დამოკიდებულია კონსტრუქციის იერარქიული სტრუქტურის დონეთა რაოდენობაზე და საიმედოობის ფიზიკური არსის დეტალური ანალიზის თეორიული და ექსპერიმენტული შესაძლებლობების არსებობაზე.

საიმედოობის შეფასების ხერხების გამოყენება განსაკუთრებით ფიზიკურ მოდელებში არის შეზღუდული, ვინაიდან ფიზიკური მოდელების საფუძველზე მიღებული საიმედოობის მაჩვენებელთა ერთობლიობა არ ითვალისწინებს მტყუნებათა შემთხვევით ხასიათს და ახასიათებს ნაკეთობის გამოყენების მაქსიმალურ მნიშვნელობას ექსპლუატაციის რეალური რეჟიმების გათვალისწინების გარეშე.

სტატისტიკური და ალბათური მეთოდების სინთეზი ნაკეთობებში, მათი ექსპლუატაციისას, მიმდინარე პროცესების ფიზიკურ-ქიმიურ მოდელებთან წარმოადგენს ტექნიკური ნაკეთობების საიმედოობის კვლევის უფრო ეფექტურ მიმართულებას.

ნაკეთობების საიმედოობის კვლევის ჩატარებისას არანაკლებ მნიშვნელოვანია შესაბამისი მათემატიკური მოდელის აგება. აღნიშნული პროცესი ითვალისწინებს ნაკეთობის უმტყუნო მუშაობის ალბათობისათვის ანალიტიკური გამოსახულების განსაზღვრას. საიმედოობის ასეთი მოდელი ადგენს ნაკეთობის უმტყუნო მუშაობის ალბათობის დამოკიდებულებას მის შემადგენლობაში შემავალი ელემენტების საიმედოობის მაჩვენებლებზე საერთო სტრუქტურის (საიმედოობის სტრუქტურული სქემის სახე) გათვალისწინებით. მაგალითისათვის, მექანიკურად გაცვეთილი ნაკეთობების შემთხვევაში ელემენტების საიმედოობის მოდელი, ადგენს მათი უმტყუნო მუშაობის ალბათობის დამოკიდებულებას ცვეთის პროცესის პარამეტრებზე. მექანიკურად დაზიანებული ნაკეთობების შემთხვევაში, რომლებიც იშლება სტატიკური და ციკლური დატვირთვების ზემოქმედების ქვეშ, ამგვარი მოდელი ადგენს უმტყუნო მუშაობის ალბათობის დამოკიდებულებას დაძაბულობასა და სიმტკიცეზე და ა.შ.

შემთხვევითი სიდიდეების (ნამუშევარი, რესურსი და ა.შ.) განაწილების ფუნქციის ანალიტიკური გამოსახულების დადგენა საშუალებას იძლევა განსაზღვრულ იქნას საიმედოობის საჭირო მაჩვენებლები (საშუალო და გამმა-პროცენტული მაჩვენებლები,

უმტყუნო მუშაობის ალბათობა და ა.შ.). ამ შემთხვევაში მტყუნებების ამა თუ იმ თეორიული მოდელის არჩევა განაპირობებს საიმედოობის მიღებული რაოდენობრივი მაჩვენებლების გარკვეულ სიზუსტეს. ზოგი მოდელის საიმედოობის მაჩვენებელთა მეთოდურ ცდომილებებს შეიძლება გააჩნდეს დიდი მნიშვნელობა.

მტყუნებათა მოდელის არჩევა, ანუ განაწილების ფუნქციის ანალიტიკური გამოსახულების განსაზღვრა, წარმოებს შემდეგი ინფორმაციის ანალიზის საფუძველზე:

- 1) მტყუნებაზე ნამუშევრების (რესურსის ან შენახვადობის) სტატისტიკური მონაცემების;
- 2) მტყუნებების განმსაზღვრელი დეგრადაციის ფიზიკური პროცესების (ზღვრული მდგომარეობა).

პირველი გზა – მტყუნებათა წარმოქმნის კანონზომიერებების დადგენა მდგომარეობს შემთხვევითი სიდიდეებისათვის მტყუნებათა მოდელის სახით საიმედოობაში ცნობილი გარკვეული განაწილებების გამოყენებაში. ამ შემთხვევაში მტყუნებებს განიხილავენ, როგორც აბსტრაქტულ შემთხვევით მოვლენებს, ხოლო მტყუნებათა მოდელს უწოდებენ *ალბათურ (სტატისტიკურ) მოდელს*.

მეორე გზა – მტყუნებათა წარმოქმნის კანონზომიერებათა დადგენა ხორციელდება მათი გამომწვევი ფიზიკური პროცესების გადინების სტატისტიკური კანონზომიერებების ანალიზის საფუძველზე. აღნიშნული მიდგომა განსაზღვრავს მტყუნებათა მოდელს, რომლებიც სპეციალურადაა აგებული შესასწავლი მოვლენების აღწერისათვის. ამ შემთხვევაში განაწილების პარამეტრებს გააჩნია კონკრეტული ფიზიკური ინტერპრეტაცია, ხოლო მტყუნებების მოდელს უწოდებენ *ალბათურ-ფიზიკურებს*.

რიგ შემთხვევებში არის მკაფიოდ განსაზღვრული დამოკიდებულებები მტყუნებათა მექანიზმებსა და განაწილების ფუნქციებს შორის, რაც თავის მხრივ საშუალებას იძლევა განხორციელდეს მათი დასაბუთებული არჩევა. ამ დროს მნიშვნელოვანია საიმედოობის მახასიათებელთა აპროქსიმირება ცნობილი განაწილების თეორიული ფუნქციებით.

ცხრილში 6 მოყვანილია უმტყუნო მუშაობის დროის განაწილების კანონები მახასიათებლებით, რომლებსაც უფრო ხშირად იყენებენ ტექნიკური ნაკეთობების საიმედოობის მათემატიკური მოდელების სახით.

საიმედოობის მოდელების არჩევა ხორციელდება მტყუნებათა გამომწვევი პროცესების ფიზიკური არსის, ექსპლუატაციაში არსებული გამოცდილების და ანალოგიური ნაკეთობების მტყუნებაზე ნამუშევრის განაწილების კანონების ანალიზის საფუძველზე.

დამატებითი ინფორმაციის სახით იყენებენ მონაცემებს $P_i^*(t)$ -ს, $f_i^*(t)$ -ს და $\lambda_i^*(t)$ -ს ცვლილების ხასიათის შესახებ, რომლებსაც განსაზღვრავენ შემდეგი გამოსახულებებით:

$$P_i^*(t) = \frac{N(t)}{N_0}; \quad f_i^*(t) = \frac{\Delta n_i}{N_0 \cdot \Delta t}; \quad \lambda_i^*(t) = \frac{N(t) - N(t + \Delta t)}{N(t) \cdot \Delta t}. \quad (2.1.20)$$

სადაც: $N(t)$ – t დროის მომენტისათვის მუშაუნარიანი ნაკეთობების რაოდენობა; N_0 – ნაკეთობების საერთო რაოდენობა; Δn_i – მტყუნებების რაოდენობა i ინტერვალში; Δt – დროის ინტერვალი.

მოცემული მაჩვენებლების ინტერვალების მიხედვით მნიშვნელობათა გაანგარიშებული შედეგების საფუძველზე აგებენ ჰისტოგრამებს და განსაზღვრავენ ნამუშევრის მიხედვით მათი ცვლილების ხასიათს.

მტყუნებათა მოდელების ფორმალიზებისას მათი ფიზიკური ბუნებისა და წარმოქმნის მიზეზების გათვალისწინება განსაზღვრავს მტყუნებების ფიზიკურ საფუძველს და საშუალებას იძლევა ეფექტურად იქნას გადაწყვეტილი საიმედოობის პრაქტიკული ამოცანები.

უმტყუნო მუშაობის დროის განაწილების ფუნქციის სახით რაიმე ჰიპოთეზის მიღება წარმოადგენს საპასუხისმგებლო ეტაპს საექსპლუატაციო პროცესის შედეგების დამუშავებისა და ანალიზის დროს. ექსპერიმენტალურად დადგენილია, რომ უეცარი მტყუნებების გამომწვევი პროცესები შეესაბამება განაწილების ექსპონენციალურ კანონს, ცვეთის პროცესები – ნორმალურ კანონს, ხოლო ექსპლუატაციის ობიექტის ელემენტთა დაღლილობითი დაშლის ან დაშლის სახეობათა ერთობლიობის გამომწვევი პროცესები შეიძლება აღწერილ იქნას ვეიბულის განაწილებით.

განაწილების კანონი	მასსიათებლები			გამოყენების არე
	$P(t)$	$f(t)$	$\lambda(t)$	
<p>ექსპონენციალური:</p> $P(t) = e^{-\lambda t}$ $f(t) = \lambda \cdot e^{-\lambda t}$ $\lambda(t) = const$				გამოიყენება რთული სისტემების ანალიზისას, რომლებმაც გააირეს მისახმარისების პერიოდი. აღნიშნულ კანონს შეესაბამება ნამუშევარი თანამიმდევრულ მტყუნებებს შორის დამყარებული რეჟიმისას.
<p>ექსპონენციალური ფუნქცია კვადრატული მარგენებლით¹:</p> $P(t) = e^{-\lambda t^2}$ $f(t) = 2\lambda \cdot t \cdot e^{-\lambda t^2}$ $\lambda(t) = 2\lambda \cdot t$				იგი უფრო ზუსტად ახასიათებს მექანიკურ სისტემებში მიმდინარე პროცესებს მათი ელემენტების მუშაობის დამყარებულ ეტაპზე, ვიდრე ექსპონენციალური განაწილება და ამავდროულად მას არ ახასიათებს რთული მათემატიკური აპარატი.
<p>ნორმალური:</p> $P(t) = \frac{1}{b \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot \int_t^\infty e^{-\frac{(t-a)^2}{2b^2}} dt$ $f(t) = \frac{1}{b \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(t-a)^2}{2b^2}}$ $\lambda(t) = \frac{1}{b} \cdot \frac{f_0 \cdot \left(\frac{t-a}{b}\right)}{\left(\frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cdot \Phi \cdot \left(\frac{t-a}{b}\right)\right)}$				გამოიყენება ელემენტების ცვეთისა და დაბერების გამო წარმოქმნილი მტყუნებებისას, ასევე სიდიდით ერთნაირი დიდი რაოდენობის ფაქტორთა ზეგავლენის შედეგად წარმოქმნილი მტყუნებებისას.
<p>გენერალ-ვებულის:</p> $P(t) = e^{-\left(\frac{t}{t_0}\right)^m}$ $f(t) = \frac{m}{t_0} \cdot \left(\frac{t}{t_0}\right)^{m-1} \cdot e^{-\left(\frac{t}{t_0}\right)^m}$ $\lambda(t) = \frac{m}{t_0^m} \cdot t^{m-1}$				გამოიყენება საკისრების მსახურის ვადის, სიმტკიცის მასსიათებლების, დადლილობითი მდგრადობის, მექანიკური სისტემების ხანგამძლეობის მასსიათებელთა აღწერისას.
<p>გამმა-განაწილება:</p> $P(t) = \int_0^t \frac{a^b \cdot t^{b-1} \cdot e^{-a \cdot t}}{\Gamma(b)} dt$ $f(t) = \frac{a^b}{\Gamma(b)} \cdot t^{b-1} \cdot e^{-a \cdot t}$ $\lambda(t) = \frac{t^{b-1} \cdot e^{-a \cdot t}}{\int_t^\infty t^{b-1} \cdot e^{-a \cdot t} dt}$				გამოიყენება მტყუნებაზე ნამუშევრის აღწერისათვის ცვეთისა ან დაზიანებების დაგროვების პირობებში, დარეზერვებული ელემენტების მქონე სისტემების მტყუნებაზე ნამუშევრის აღწერისას, ასევე ალდგენის დროის აღწერისათვის ($\Gamma(b)$ - გამმა-ფუნქცია).

ცხრილი 6: უმტყუნო მუშაობის დროის განაწილების ძირითადი კანონები

¹ აღებულია ავტორის წიგნიდან [45] გვ.82.

მათემატიკური მოდელის არჩევის სისწორის ობიექტურად შეფასებისათვის იყენებენ თანხმობის კრიტერიუმებს.

თეორიული და ემპირიული განაწილების შესაბამისობის შემოწმების პროცედურა მდგომარეობს კრიტერიუმის გამოთვლაში, რომელიც ახასიათებს ამ განაწილებათა განსხვავების ხარისხს, და მიღებული მნიშვნელობის შედარებაში კრიტიკულთან. აღნიშნულის საფუძველზე კი ხდება შესამოწმებელი ჰიპოთეზის (მოდელის) მიღება ან უარყოფა.

თანხმობის კრიტერიუმთა გამოყენების უმნიშვნელოვანეს პრინციპულ თავისებურებას წარმოადგენს ის, რომ შესაბამისობის შემოწმების შედეგად შეუძლებელია რომელიმე ჰიპოთეზის სრულ თანხვედრაზე საუბარი. მიღებული ჰიპოთეზა მოწმობს მხოლოდ იმას, რომ არჩეული მოდელი არ ეწინააღმდეგება კვლევით მონაცემებს.

არსებული კრიტერიუმების დიდი ჯგუფიდან უფრო ხშირად იყენებენ კოლმოგოროვის, χ^2 -ის და რომანოვსკის კრიტერიუმებს.

კოლმოგოროვის კრიტერიუმის გამოყენებისას გაუთანხმობის სიდიდის სახით იყენებენ რიცხვ D -ს:

$$D = D_{max} \cdot \sqrt{n} \quad (2.1.21)$$

სადაც: D_{max} – განაწილების ემპირიული და თეორიული ფუნქციების სხვაობის მაქსიმალური აბსოლუტური მნიშვნელობა; n – ინტერვალთა რაოდენობა.

გაუთანხმობის სიდიდე D -ს კოლმოგოროვის განაწილების კვანტილ D_α -თან შედარების საფუძველზე (α -ს ერთი და იგივე მნიშვნელობით) წარმოებს წამოყენებული ჰიპოთეზის მიღება " $D < D_\alpha$ "-ს შემთხვევაში ან მისი უარყოფა " $D > D_\alpha$ "-ს შემთხვევაში.

χ^2 კრიტერიუმის გამოყენებისას გაუთანხმობის სიდიდის სახით იყენებენ რიცხვ H -ს:

$$H = \sum_{i=1}^n \frac{(m_i - N \cdot Q_i)^2}{N \cdot Q_i} \quad (2.1.22)$$

სადაც: m_i – მტყუნებათა რაოდენობაა ნამუშევრის i ინტერვალში; n – ინტერვალთა რაოდენობა; N – ამონარჩევის მოცულობა (რაოდენობა); Q_i – მტყუნების თეორიული ალბათობა ნამუშევრის i ინტერვალში.

H -ის მნიშვნელობის შედარების საფუძველზე χ^2 -ის კვანტილთან (თავისუფლების ℓ ხარისხის მქონე α -ს მნიშვნელობის განაწილება ღონეების მიხედვით – $\chi_{\alpha,\ell}^2$) აკეთებენ დასკვნას ჰიპოთეზის არჩევაზე. თუ " $H < \chi_{\alpha,\ell}^2$ " ჰიპოთეზას იღებენ, ხოლო თუ " $H > \chi_{\alpha,\ell}^2$ " ჰიპოთეზას უარყოფენ.

რომანოვსკის მიერ შემოთავაზებული ემპირიული და ნორმალური განაწილების თანხვედრის შეფასების მეთოდი მდგომარეობს შემდეგი ფარდობის გამოყენებაში:

$$\frac{\chi^2 - K}{\sqrt{K}} < 3 \quad (2.1.23)$$

სადაც: K – თავისუფლების ხარისხების რაოდენობა.

თუ აღნიშნული უტოლობა შესრულდა, მაშინ არათანხვედრა ითვლება უმნიშვნელოდ.

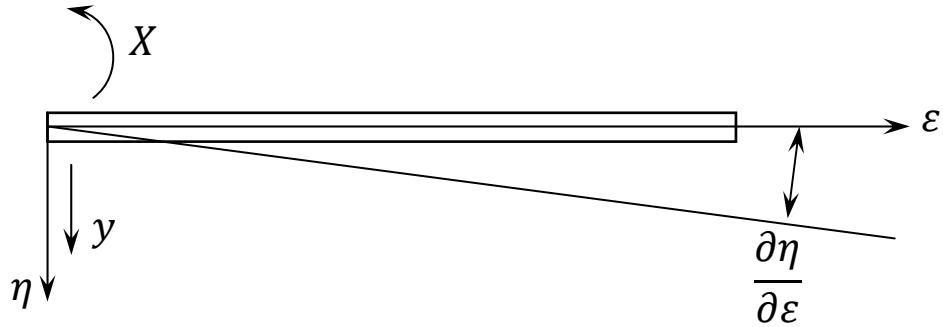
მიუხედავად ტექნიკური ნაკეთობის სირთულისა (ელემენტი, სისტემა, რთული სისტემა რეზერვირებით) მას ყოველთვის გააჩნია ნამუშევრის განაწილების გარკვეული ფუნქცია (მტყუნებათა მოდელი) და შესაბამისად ნაკეთობის საიმედოობის მაჩვენებელთა შეფასების პრობლემა დაიყვანება აღნიშნული განაწილების პარამეტრების შეფასებაზე.

თავი 2.2. ღია კინემატიკური ჯაჭვების დინამიკა ბანზობადებული კოორდინატების მცირე ცვლილებისას

2.2.1. კინემატიკური ჯაჭვის მონაკვეთების დინამიკის განტოლებები მათი შემადგენელი რგოლების დრეკადობის გათვალისწინებით

სივრცული მექანიკური სისტემის მოძრაობისას მის რგოლებში წარმოიქმნება ურთიერთდაკავშირებული ციკლური და დრეკადი გადაადგილებები. სისტემის თითოეული რგოლი თავის მხრივ წარმოადგენს განაწილებული მასის მქონე ელემენტს, ანუ თავისუფლების ხარისხის უსასრულო რიცხვის მქონე სისტემას. თავისუფლების ხარისხის უსასრულო რიცხვის მქონე რთული დრეკადი სისტემის დინამიკის შესწავლა დაკავშირებულია დიდ სირთულეებთან, ხოლო რიგ შემთხვევებში გარდამავალი პროცესების დინამიკის ამოცანის მათემატიკურად გადმოცემა შესაძლებელი ხდება გამოთვლებში გარკვეული გამარტივებების შემოღების შემდეგ. ერთ-ერთ ამგვარ მაგალითს წარმოადგენს საწყისი დინამიკური სისტემის შეცვლა თავისუფლების ხარისხის სასრული რიცხვის მქონე ეკვივალენტური დაყვანილი სისტემით. განვიხილოთ ძელის განივი რხევების გაანგარიშების რეკურენტული მეთოდი მოყვანილი ნაშრომში [22].

აშკარაა, რომ განაწილებული მასის მქონე ღეროს დაყოფით საკმაოდ დიდი რაოდენობის მონაკვეთებზე და მათი მასების თავმოყრით პირაპირებზე, მივიღებთ სასურველი სიზუსტის ხარისხის მქონე დისკრეტულ ჯაჭვურ სისტემას, რომელიც თავისი დინამიკური თვისებებით დაემთხვევა საწყისს. მაგრამ ამავდროულად გაურკვეველი რჩება თუ მონაკვეთების n რიცხვის რა სიდიდეა საკმაოდ დიდი, როგორაა დამოკიდებული მოცემული რიცხვი n განსახილველი რხევების სიხშირეზე და შესაძლებელია თუ არა თავმოყრილ მასათა (რომლებიც ცვლიან ღეროს მონაკვეთების გადანაწილებულ მასას) ინერციული თვისებების უფრო სწორი შეხამების ხარჯზე შევამციროთ



ნახ. 8: განივი რხევების განტოლებათა გამოყვანის ღეროს ღუნვის საანგარიშო სქემა

ამ მონაკვეთების რაოდენობა ისე, რომ გამოირიცხოს გამოთვლების სიზუსტის გაუარესება.

მოცემულ კითხვებზე პასუხის გასაცემად განვიხილოთ ამოცანა გადანაწილებული მასის მუდმივი კვეთის მქონე ღეროს დამყარებული იძულებითი რხევების შესახებ, რომლებიც აღიგზნებიან ღეროს ბოლოებზე მოდებული სინუსოიდური ძალებით.

კოჭების განივი რხევები, თუ კი, როგორც კეთდება ხოლმე, უგულვებელყოფთ ღუნვაზე მომუშავე გადაამჭრელი ძალებისა და უსასრულოდ მცირე ელემენტების მობრუნების ინერციის გავლენას, აღიწერება კერძო წარმომავლებით გამოსახული ცნობილი დიფერენციალური განტოლებით (ნახ. 8):

$$\frac{\partial^4 \eta'}{\partial \varepsilon^4} + \frac{\rho}{EJ} \cdot \frac{\partial^2 \eta'}{\partial t^2} = 0 \quad (2.2.1)$$

სადაც: $\eta' = \eta'(\varepsilon, t) = \eta(\varepsilon) \sin \omega t$ – რხევებისას ღეროს მიმდინარე გაღუნვა; ε – კოორდინატი, რომელიც აითვლება ღეროს გასწვრივ; EJ – ღეროს ღუნვითი დრეკადობა; ρ – ღეროს სიგრძის ერთეულის მასა.

შესაბამისი ჩასმის გაკეთების შემდეგ ვღებულობთ:

$$\frac{\partial^4 \eta}{\partial \varepsilon^4} + \frac{\alpha^4}{l^4} \eta = 0 \quad (2.2.2)$$

$$\text{სადაც: } \alpha^4 = \frac{\rho l^4 \omega^2}{EJ} \quad (2.2.3)$$

(2.2.2) განტოლების საერთო ინტეგრალს გააჩნია შემდეგი სახე:

$$\eta(\varepsilon) = C_1 S\left(\alpha \frac{\varepsilon}{l}\right) + C_2 T\left(\alpha \frac{\varepsilon}{l}\right) + C_3 U\left(\alpha \frac{\varepsilon}{l}\right) + C_4 V\left(\alpha \frac{\varepsilon}{l}\right) \quad (2.2.4)$$

სადაც: C_i – ნებისმიერი მუდმივა.

$$\left. \begin{aligned} S(x) &= \frac{1}{2}(chx + \cos x); \\ T(x) &= \frac{1}{2}(shx + \sin x); \\ U(x) &= \frac{1}{2}(chx - \cos x); \\ V(x) &= \frac{1}{2}(shx - \sin x). \end{aligned} \right\} \quad (2.2.5)^1$$

C_i მუდმივების საპოვნელად საჭიროა გაგვახსნდეს ოთხი ზღვრული პირობა. კერძოდ აღნიშნული მუდმივები შეიძლება გამოვსახოთ მონაკვეთების ბოლოებზე შემდეგი მნიშვნელობებით $\eta(\mathcal{E})$ და $\frac{\partial \eta}{\partial \mathcal{E}}$, ანუ $\mathcal{E} = 0$ და $\mathcal{E} = \ell$, $\eta' = \eta \sin \omega t = y_{\text{მარცხ}} \sin \omega t$ ან $\eta(0) = y_{\text{მარცხ}}$ შემთხვევისას.

გარდა ამისა $\frac{\partial \eta'}{\partial \mathcal{E}} = \frac{\partial \eta}{\partial \mathcal{E}} \sin \omega t = -x_{\text{მარცხ}} \sin \omega t$ ან $\left. \begin{aligned} \frac{\partial \eta}{\partial \mathcal{E}} \Big|_{\mathcal{E}=0} &= -x_{\text{მარცხ}} \\ \frac{\partial \eta}{\partial \mathcal{E}} \Big|_{\mathcal{E}=\ell} &= -x_{\text{მარჯვ}} \end{aligned} \right\}$.

ამგვარად C_i მუდმივების მნიშვნელობათა საპოვნელად საჭიროა ამოვსნათ მიღებული ოთხი წრფივი ალგებრული განტოლება, რომლებიც თავის მხრივ მიიღება განტოლება (2.2.4)-ის დიფერენცირების გზით:

$$\left. \begin{aligned} C_1 &= Y_{\text{მარცხ}}; \\ C_2 &= -\frac{\ell}{\alpha} X_{\text{მარცხ}}; \\ C_3 &= \frac{1}{\alpha^2} [\ell F(\alpha) X_{\text{მარცხ}} + \ell H(\alpha) X_{\text{მარჯვ}} - L(\alpha) Y_{\text{მარცხ}} + N(\alpha) Y_{\text{მარჯვ}}]; \\ C_4 &= \frac{1}{\alpha^2} [-\ell L(\alpha) X_{\text{მარცხ}} - \ell N(\alpha) X_{\text{მარჯვ}} - R(\alpha) Y_{\text{მარცხ}} - \Pi(\alpha) Y_{\text{მარჯვ}}]. \end{aligned} \right\} \quad (2.2.6)$$

სადაც:

$$\begin{aligned} F(\alpha) &= \alpha \frac{\sin \alpha \operatorname{ch} \alpha - sh \alpha \cos \alpha}{1 - ch \alpha \cos \alpha}; & H(\alpha) &= \alpha \frac{sh \alpha - \sin \alpha}{1 - ch \alpha \cos \alpha}; \\ L(\alpha) &= \alpha^2 \frac{sh \alpha \sin \alpha}{1 - ch \alpha \cos \alpha}; & N(\alpha) &= \alpha^2 \frac{ch \alpha - \cos \alpha}{1 - ch \alpha \cos \alpha}; \\ R(\alpha) &= \alpha^3 \frac{\sin \alpha \operatorname{ch} \alpha + sh \alpha \cos \alpha}{1 - ch \alpha \cos \alpha}; & \Pi(\alpha) &= \alpha^3 \frac{sh \alpha + \sin \alpha}{1 - ch \alpha \cos \alpha}. \end{aligned}$$

(2.2.6) და (2.2.4) განტოლებების გათვალისწინებით შესაძლებელი ხდება მდუნავი მომენტებისა და გადამჭრელი ძალების მნიშვნელობათა

¹ კრილოვის ფუნქციები.

პოვნა, რომლებიც თავის მხრივ ღუნვის სიდიდეებთან დაკავშირებულია შემდეგი თანაფარდობებით:

$$\begin{aligned} X'(\varepsilon, t) &= -EJ \frac{\partial^2 \eta'}{\partial \varepsilon^2}, \\ Y'(\varepsilon, t) &= -EJ \frac{\partial^3 \eta'}{\partial \varepsilon^3}. \end{aligned}$$

თუ გავითვალისწინებთ ღეროს ბოლოების აგზნების სინუსოიდალურ სახეს, მაშინ შეგვიძლია ჩავწეროთ:

$$\begin{aligned} X_{\text{მარცხ}} \sin \omega t &= X'(0, t); & X_{\text{მარჯვ}} \sin \omega t &= X'(\ell, t); \\ Y_{\text{მარცხ}} \sin \omega t &= Y'(0, t); & Y_{\text{მარჯვ}} \sin \omega t &= Y'(\ell, t). \end{aligned} \quad (2.2.7)$$

ზღვრული პირობებისა და (2.2.7)-ის გათვალისწინებით, ვპოულობთ:

$$\begin{aligned} X_{\text{მარცხ}} &= -EJ \left. \frac{d^2 \eta}{d\varepsilon^2} \right|_{\varepsilon=0}; & Y_{\text{მარცხ}} &= -EJ \left. \frac{d^3 \eta}{d\varepsilon^3} \right|_{\varepsilon=0}; \\ X_{\text{მარჯვ}} &= -EJ \left. \frac{d^2 \eta}{d\varepsilon^2} \right|_{\varepsilon=\ell}; & Y_{\text{მარჯვ}} &= -EJ \left. \frac{d^3 \eta}{d\varepsilon^3} \right|_{\varepsilon=\ell}. \end{aligned} \quad (2.2.8)$$

შესაბამისი გარდაქმნების ჩატარების შემდეგ მივიღებთ თანაფარდობებს, რომლებიც აკავშირებენ მონაკვეთის ბოლოებზე მოქმედი ძალების ამპლიტუდებს შესაბამისი გადაადგილებების ამპლიტუდებთან:

$$\begin{aligned} -X_{\text{მარცხ}} &= \frac{EJ}{\ell} \left[F(\alpha) x_{\text{მარცხ}} - \frac{L(\alpha)}{\ell} y_{\text{მარცხ}} + H(\alpha) x_{\text{მარჯვ}} + \frac{N(\alpha)}{\ell} y_{\text{მარჯვ}} \right]; \\ -Y_{\text{მარცხ}} &= \frac{EJ}{\ell} \left[-\frac{L(\alpha)}{\ell} x_{\text{მარცხ}} + \frac{R(\alpha)}{\ell^2} y_{\text{მარცხ}} + \frac{N(\alpha)}{\ell} x_{\text{მარჯვ}} - \frac{\Pi(\alpha)}{\ell^2} y_{\text{მარჯვ}} \right]; \\ X_{\text{მარჯვ}} &= \frac{EJ}{\ell} \left[H(\alpha) x_{\text{მარცხ}} - \frac{N(\alpha)}{\ell} y_{\text{მარცხ}} + F(\alpha) x_{\text{მარჯვ}} + \frac{L(\alpha)}{\ell} y_{\text{მარჯვ}} \right]; \\ Y_{\text{მარჯვ}} &= \frac{EJ}{\ell} \left[\frac{N(\alpha)}{\ell} x_{\text{მარცხ}} - \frac{\Pi(\alpha)}{\ell^2} y_{\text{მარცხ}} + \frac{L(\alpha)}{\ell} x_{\text{მარჯვ}} + \frac{R(\alpha)}{\ell^2} y_{\text{მარჯვ}} \right]. \end{aligned} \quad (2.2.9)$$

განტოლებათა სისტემა (2.2.9) მატრიცულ ფორმაში მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$\begin{aligned} -Q_{\text{მარცხ}} &= C q_{\text{მარცხ}} + B q_{\text{მარჯვ}}; \\ Q_{\text{მარჯვ}} &= B^T q_{\text{მარცხ}} + D q_{\text{მარჯვ}}. \end{aligned} \quad (2.2.10)$$

აღნიშნულ განტოლებაში მიღებულია შემდეგი აღნიშვნები:

$$Q_{\text{მარცხ}} = \begin{Bmatrix} X_{\text{მარცხ}} \\ Y_{\text{მარცხ}} \end{Bmatrix}; \quad Q_{\text{მარჯვ}} = \begin{Bmatrix} X_{\text{მარჯვ}} \\ Y_{\text{მარჯვ}} \end{Bmatrix}; \quad q_{\text{მარცხ}} = \begin{Bmatrix} x_{\text{მარცხ}} \\ y_{\text{მარცხ}} \end{Bmatrix}; \quad q_{\text{მარჯვ}} = \begin{Bmatrix} x_{\text{მარჯვ}} \\ y_{\text{მარჯვ}} \end{Bmatrix};$$

$$C = \frac{EJ}{\ell} \left\| \begin{array}{c} F(\alpha) \quad \frac{L(\alpha)}{\ell} \\ -\frac{L(\alpha)}{\ell} \quad \frac{R(\alpha)}{\ell^2} \end{array} \right\|; \quad B = \frac{EJ}{\ell} \left\| \begin{array}{c} H(\alpha) \quad \frac{N(\alpha)}{\ell} \\ -\frac{N(\alpha)}{\ell} \quad -\frac{\Pi(\alpha)}{\ell^2} \end{array} \right\|; \quad D = \frac{EJ}{\ell} \left\| \begin{array}{c} F(\alpha) \quad \frac{L(\alpha)}{\ell} \\ \frac{L(\alpha)}{\ell} \quad \frac{R(\alpha)}{\ell^2} \end{array} \right\|.$$

მოყვანილი თანაფარდობებიდან ჩანს, რომ თუ გადანაწილებული მასის მქონე განხილული მონაკვეთი შედის ω სიხშირის ტოლი ჰარმონიული რხევების შემსრულებელი რომელიმე დრეკადი ჯაჭვური სისტემის შემადგენლობაში, მაშინ შესაძლებელია განხილული მონაკვეთის შეცვლა ისეთი დრეკადი სისტემით, რომელსაც თავის მხრივ უნდა გააჩნდეს შემდეგი თვისებები:

სისტემას გააჩნია ორი წერტილი – მარცხენა და მარჯვენა, რომელთაგან თითოეულს გააჩნია თავისუფლების ორი ხარისხი: რხევათა სიბრტყეში გაღუნვა და მობრუნება.

სისტემის დრეკადი და ინერციული თვისებები ისეთია, რომ თუ მის კიდურა წერტილებზე მოქმედებენ სინუსოიდური ამგზნები ძალები, მაშინ ამ ძალთა მოდების წერტილების გადაადგილებათა ამპლიტუდები დამყარებული იქნება იქნება რხევების დროს აკმაყოფილებენ განტოლებებს (2.2.9).

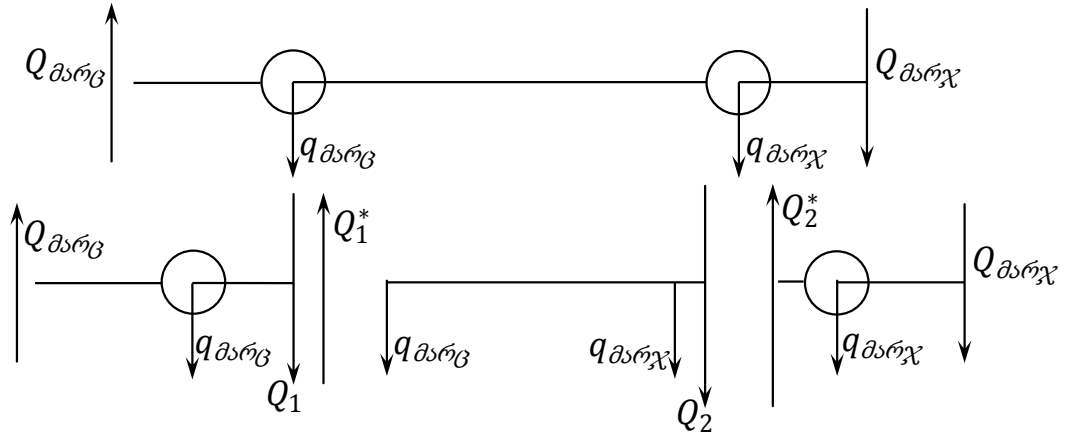
ზემოხსენებულის გათვალისწინებით შემცვლელი მონაკვეთის პარამეტრები საჭიროა შეირჩეს ისე, რომ ω სიხშირეთა მნიშვნელობების მოცემული ინტერვალისათვის თანაფარდობები (2.2.9) სრულდებოდნენ რაღაც წინასწარ მოცემული სიზუსტით. ამგვარი ცვლილების განხორციელებისას შესაძლებელია მივიღოთ სტანდარტული მონაკვეთების მქონე ეკვივალენტური დისკრეტული სისტემა ω სიხშირეთა ინტერვალისათვის. სისტემის სტანდარტული მონაკვეთი მოყვანილია ნახატზე 9.

მოყვანილი მონაკვეთისათვის ჩავწეროთ თავმოყრილ მასათა წონასწორობის განტოლებები:

$$\begin{aligned} Q_1 - Q_{მარც} &= H_{მარც} q_{მარც}; \\ Q_{მარჯ} - Q_2^* &= H_{მარჯ} q_{მარჯ}. \end{aligned} \quad (2.2.11)$$

და დეფორმაციის განტოლებები:

$$\begin{aligned} -Q_1 &= E^{-1} q_{მარც} - (E^{-1}R) q_{მარჯ}; \\ Q_2 &= (E^{-1}R)^T q_{მარც} + (R^T E^{-1}R) q_{მარჯ}. \end{aligned} \quad (2.2.12)$$



ნახ. 9: სტანდარტული საანგარიშო მონაკვეთის მქონე ეკვივალენტური დისკრეტული მონაკვეთის სქემა

შეპირაპირების პირობების გათვალისწინებით:

$$Q_1^* = Q_{მარცხ}, \quad Q_2^* = Q_2 \quad (2.2.13)$$

და (2.2.11)-დან და (2.2.13)-დან ძალგათა ვექტორების Q_1, Q_1^*, Q_2, Q_2^* გამორიცხვით, ვღებულობთ:

$$\begin{aligned} -Q_{მარცხ} &= (E^{-1} + H_{მარცხ})q_{მარცხ} - (E^{-1}R)q_{მარჯვ}; \\ Q_{მარჯვ} &= (E^{-1}R)^T q_{მარცხ} + (R^T E^{-1}R + H_{მარჯვ})q_{მარჯვ}. \end{aligned} \quad (2.2.14)$$

სადაც: E – ინერციის არმქონე შეერთების სიხისტის კოეფიციენტების მატრიცაა; $H_{მარცხ}, H_{მარჯვ}$ – შემცვლელი მონაკვეთის მარცხენა და მარჯვენა ბოლოების მდგრადობა; R – გადატანის მატრიცაა.

$$R = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \ell & 1 \end{bmatrix}$$

(2.2.10) და (2.2.14) განტოლებების გათვალისწინებით შესაბამისი გარდაქმნის შემდეგ ვღებულობთ:

$$\begin{aligned} E^{-1} &= \begin{bmatrix} N(\alpha) - H(\alpha) & -\frac{N(\alpha)}{\ell^2} \\ -\frac{\Pi(\alpha) - N(\alpha)}{\ell} & \frac{\Pi(\alpha)}{\ell^2} \end{bmatrix}; \\ H_{მარცხ} &= \frac{EJ}{\ell} \begin{bmatrix} F(\alpha) + H(\alpha) - N(\alpha) & \frac{N(\alpha) - L(\alpha)}{\ell} \\ \frac{\Pi(\alpha) - N(\alpha) - L(\alpha)}{\ell} & \frac{R(\alpha) - \Pi(\alpha)}{\ell^2} \end{bmatrix}; \\ H_{მარჯვ} &= \frac{EJ}{\ell} \begin{bmatrix} F(\alpha) + H(\alpha) - N(\alpha) & -\frac{\Pi(\alpha) - N(\alpha) - L(\alpha)}{\ell} \\ -\frac{N(\alpha) - L(\alpha)}{\ell} & \frac{R(\alpha) - \Pi(\alpha)}{\ell^2} \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (2.2.15)$$

მოვასხდინოთ ყველა ტრანსცენდენტური ფუნქციის განშლა ხარისხის მაჩვენებლიან მწკრივებად და მიღებულ გამოსახულებებში შემოვიფარგლოდ რგოლებით, რომლებიც შეიცავენ α -ს მეოთხე ხარისხის ჩათვლით. α -ს მაგივრად (2.2.3) გამოსახულების ჩასმით ვღებულობთ:

$$E^{-1} = \left\| \begin{array}{cc} \frac{4EJ}{\ell} + \frac{m\ell^2\omega^2}{42} & -\frac{6EJ}{\ell^2} - \frac{13}{420}m\ell\omega^2 \\ -\frac{6EJ}{\ell^2} - \frac{41}{420}m\ell\omega^2 & \frac{12EJ}{\ell^3} + \frac{9}{70}m\omega^2 \end{array} \right\|;$$

$$H_{\text{ბრვ}} = -\omega^2 \left\| \begin{array}{cc} \frac{m\ell^2}{30} & -\frac{m\ell}{12} \\ -\frac{3m\ell}{20} & \frac{m}{2} \end{array} \right\|; \quad (2.2.16)$$

$$H_{\text{ბრჯ}} = -\omega^2 \left\| \begin{array}{cc} \frac{m\ell^2}{30} & \frac{3m\ell}{20} \\ \frac{m\ell}{12} & \frac{m}{2} \end{array} \right\|.$$

საჭიროა აღინიშნოს ის გარემოება, რომ ღეროს დაყოფისას გათვლით მონაკვეთებზე აუცილებელია მათი სიგრძის იმგვარად შერჩევა რათა ყველა მონაკვეთისათვის სრულდებოდეს ტოლობა, რაც თავის მხრივ უზრუნველყოფს ღეროს გადანაწილებულ მასათა გათვალისწინების სიზუსტეს $\sim 1\%$:

$$\left(\frac{EJ}{m\ell^3} \right)_{k-1,k} \geq \omega^2 \quad (2.2.17)$$

სადაც: E – დრეკადობის (იუნგის) მოდული; J – კვეთის ინერციის მომენტი; m – განსახილველი მონაკვეთის მასა; ℓ – განსახილველი მონაკვეთის სიგრძე.

სივრცული კინემატიკური ჯაჭვების დინამიკის განტოლებათა შედგენისას პირველ რიგში საჭიროა ავირჩიოთ განზოგადებული კოორდინატები:

y და y_1 – რგოლთა გაღუნვა შესაბამისი რგოლის ღერძის (ღერო) პერპენდიკულარული მიმართულებით ორ ურთიერთმართობულ სიბრტყეში;

x და x_1 – ღეროების კვეთების მობრუნების კუთხეები, რომლებიც შეესაბამება გაღუნვებს y და y_1 ;

g – დეროების კვეთების გრძივი დრეკადი გადაადგილების კოორდინატი მათივე დერძული ხაზების გასწვრივ;

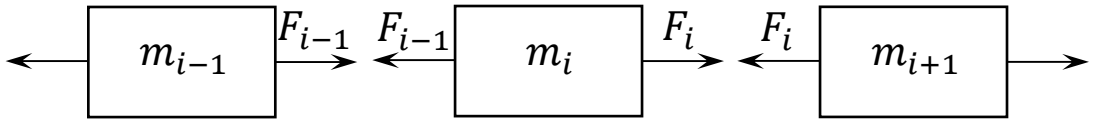
φ – დეროების კვეთების მგრესი დრეკადი გადაადგილების კოორდინატი.

განზოგადებული კოორდინატების ამდაგვარი არჩევა უფრო სრულად შეესაბამება დასმული ამოცანის პირობებს და იძლევა სივრცული მექანიკური სისტემის დინამიკის განტოლებათა ისეთი ფორმით ჩაწერის საშუალებას, რომელიც უზრუნველყოფს უფრო მარტივ დამოკიდებულებას რგოლთა ელემენტებში წარმოქმნილ დატვირთვებსა და გადაადგილებებს $\Psi_1(t), \dots, \Psi_n(t)$ შორის.

თავმოყრილი პარამეტრების მქონე "ეკვივალენტური" სისტემის ასაგებად მექანიკური სისტემის რგოლები დავყოთ გარკვეული ℓ_i სიგრძის ცალკეულ ელემენტებად, სადაც i არის საანგარიშო მონაკვეთის რიგითი ნომერი იმის გათვალისწინებით, რომ საანგარიშო მონაკვეთების დანომერა აირჩევა "გამჭოლად" მთელი სისტემის მიმართ. საანგარიშო ელემენტების განივი დრეკადი გადაადგილებების დინამიკის აღწერისათვის გამოვიყენოთ შესაბამისი აპროქსიმირებული განტოლებები. ხოლო რაც შეეხება გრძივ $g_i(t)$ და გრესით $\varphi_i(t)$ დრეკად გადაადგილებებს ვისარგებლოდ სისტემის დისკრეტიზაციის მეთოდებით, რომლებიც აღწერილია ნაშრომში [39].

მოცემული, დინამიკის აპროქსიმირებადი განტოლებები, გამოყენებადია მხოლოდ მცირე დრეკადი გადაადგილებებისათვის და მათი გამოყენება კინემატიკური ჯაჭვის მართვადი მოძრაობების $\Psi_1(t), \Psi_2(t), \dots, \Psi_n(t)$ მიმართ მოითხოვს საანგარიშო სქემაში, რომელიც გამოიყენება დრეკადი სისტემების საკუთარ რხევათა სიხშირის განსაზღვრისათვის, გარკვეული ცვლილებების შეტანას.

ჯაჭვური მექანიკური სისტემის მართვადი მოძრაობების გავლენის შედეგად, მასში წარმოიქმნება დამატებითი ინერციული ძალები და მომენტები. ამასთან ერთად, დასმული ამოცანის ამოხსნა მოითხოვს ასევე რგოლებისა და ტვირთის წონის ძალთა G გათვალისწინებას. ინერციის ძალებსა და ინერციის ძალების მომენტებს მოვდებთ საანგარიშო მონაკვეთების შეუღლების ადგილებში. ასევე მოვახდენთ წონის ძალების თავმოყრას რგოლთა საანგარიშო



ნახ. 10: კინემატიკური ჯაჭვის რგოლის დისკრეტიზირებული მონაკვეთის გრძივი დრეკადი გადაადგილებების საანგარიშო სქემა

მონაკვეთების შენაწევრების ადგილებში ან თვითონ კინემატიკური ჯაჭვის რგოლთა შეუღლების ადგილებში.

სივრცული მექანიკური ჯაჭვების მოძრაობის განტოლებათა გამოყვანის მიზნით პირველყოფლისა განვიხილოთ სისტემის რგოლთა განივი რხევების აღმწერი განტოლებები. ზემოთ მოყვანილი მეთოდის საფუძველზე მოვახდინოთ მექანიკური ჯაჭვის დისკრეტიზაცია, მექანიკური სისტემის ყოველი რგოლის საანგარიშო მონაკვეთებზე დანაწევრებისა და განზოგადებული კოორდინატების y, y_1, x, x_1 არჩევით.

საანგარიშო მონაკვეთის დინამიკის განტოლებას, განზოგადებულ y და x კოორდინატებთან მიმართებაში, (2.2.14)-ის შესაბამისად მატრიცულ ფორმაში ექნება შემდეგი სახე:

$$\begin{aligned} -Q_{მარც} &= (E^{-1} + H_{მარც})q_{მარც} - (E^{-1}R)q_{მარჯ}; \\ Q_{მარჯ} &= (E^{-1}R)^T q_{მარც} + (R^T E^{-1}R + H_{მარჯ})q_{მარჯ}. \end{aligned} \quad (2.2.18)$$

(2.2.16)-ის გათვალისწინებით ჩავწეროთ:

$$(E^{-1} + H_{მარც})q_{მარც} = \left\| \left\| \begin{array}{cc} \frac{4EJ}{\ell} & -\frac{6EJ}{\ell^2} \\ -\frac{6EJ}{\ell^2} & \frac{12EJ}{\ell^3} \end{array} \right\| - \omega^2 \left\| \begin{array}{cc} \frac{m\ell^2}{105} & -\frac{11}{210}m\ell \\ -\frac{11}{210}m\ell & \frac{13}{55}m \end{array} \right\| \right\| \times \quad (2.2.19)$$

$$\times \left\| \left\| \begin{array}{cc} \left(\frac{4EJ}{\ell} - \frac{m\ell^2\omega^2}{105}\right)x_{მარც} & \left(-\frac{6EJ}{\ell^2} + \frac{11}{210}m\ell\omega^2\right)y_{მარც} \\ \left(-\frac{6EJ}{\ell^2} + \frac{11}{210}m\ell\omega^2\right)x_{მარც} & \left(\frac{12EJ}{\ell^3} - \frac{13}{35}m\omega^2\right)y_{მარც} \end{array} \right\| \right\|$$

$$(R^T E^{-1}R + H_{მარჯ})q_{მარჯ} = \left\| \left\| \begin{array}{cc} \left(\frac{4EJ}{\ell} - \frac{m\ell^2\omega^2}{105}\right)x_{მარჯ} & \left(\frac{6EJ}{\ell^2} - \frac{11}{210}m\ell\omega^2\right)y_{მარჯ} \\ \left(\frac{6EJ}{\ell^2} - \frac{11}{210}m\ell\omega^2\right)x_{მარჯ} & \left(-\frac{12EJ}{\ell^3} - \frac{13}{35}m\omega^2\right)y_{მარჯ} \end{array} \right\| \right\| \quad (2.2.20)$$

$$(E^{-1}R)q_{მარჯ} = \left\| \left\| \begin{array}{cc} -\frac{2EJ}{\ell}x_{მარჯ} & -\frac{6EJ}{\ell^2}y_{მარჯ} \\ \frac{6EJ}{\ell^2}x_{მარჯ} & \frac{12EJ}{\ell^3}y_{მარჯ} \end{array} \right\| \right\|; (E^{-1}R)q_{მარც} = \left\| \left\| \begin{array}{cc} -\frac{2EJ}{\ell}x_{მარც} & -\frac{6EJ}{\ell^2}y_{მარც} \\ \frac{6EJ}{\ell^2}x_{მარც} & \frac{12EJ}{\ell^3}y_{მარც} \end{array} \right\| \right\| \quad (2.2.21)$$

შესაბამისი კოეფიციენტების ჩასმისა და ალგებრული გარდაქმნების განხორციელების შემდეგ, მოცემული მატრიცული განტოლებები გაშლილი ფორმით შეიძლება ჩაიწეროს შემდეგ სახით:

$$-X_{მარც} = \frac{m\ell^2}{105} \ddot{x}_{მარც} + \frac{4EJ}{\ell} x_{მარც} + \frac{2EJ}{\ell} x_{მარჯ} - \frac{11}{210} m\ell \ddot{y}_{მარც} - \frac{6EJ}{\ell^2} y_{მარც} + \frac{6EJ}{\ell^2} y_{მარჯ} \quad (2.2.22)$$

$$X_{მარჯ} = \frac{m\ell^2}{105} \ddot{x}_{მარჯ} + \frac{4EJ}{\ell} x_{მარჯ} - \frac{2EJ}{\ell} x_{მარც} + \frac{11}{210} m\ell \ddot{y}_{მარჯ} + \frac{6EJ}{\ell^2} y_{მარჯ} + \frac{6EJ}{\ell^2} y_{მარც} \quad (2.2.23)$$

$$-Y_{მარც} = \frac{13}{35} m\ddot{y}_{მარც} + \frac{12EJ}{\ell^3} y_{მარც} - \frac{12EJ}{\ell^3} y_{მარჯ} - \frac{11}{210} m\ell \ddot{x}_{მარც} - \frac{6EJ}{\ell^2} x_{მარც} - \frac{6EJ}{\ell^2} x_{მარჯ} \quad (2.2.24)$$

$$Y_{მარჯ} = \frac{13}{35} m\ddot{y}_{მარჯ} + \frac{12EJ}{\ell^3} y_{მარჯ} + \frac{12EJ}{\ell^3} y_{მარც} + \frac{11}{210} m\ell \ddot{x}_{მარჯ} + \frac{6EJ}{\ell^2} x_{მარჯ} - \frac{6EJ}{\ell^2} x_{მარც} \quad (2.2.25)$$

რაც შეეხება საანგარიშო მონაკვეთის დინამიკის განტოლების აღწერას $g(t)$ და $\varphi(t)$ კოორდინატების მიმართ, ამ შემთხვევაში შესაძლებელია გამოვიყენოთ შემდეგი ტალღური განტოლება:

$$\frac{\partial^2 g}{\partial y^2} - a^2 \frac{\partial^2 g}{\partial t^2} = f(t, y) \quad (2.2.26)$$

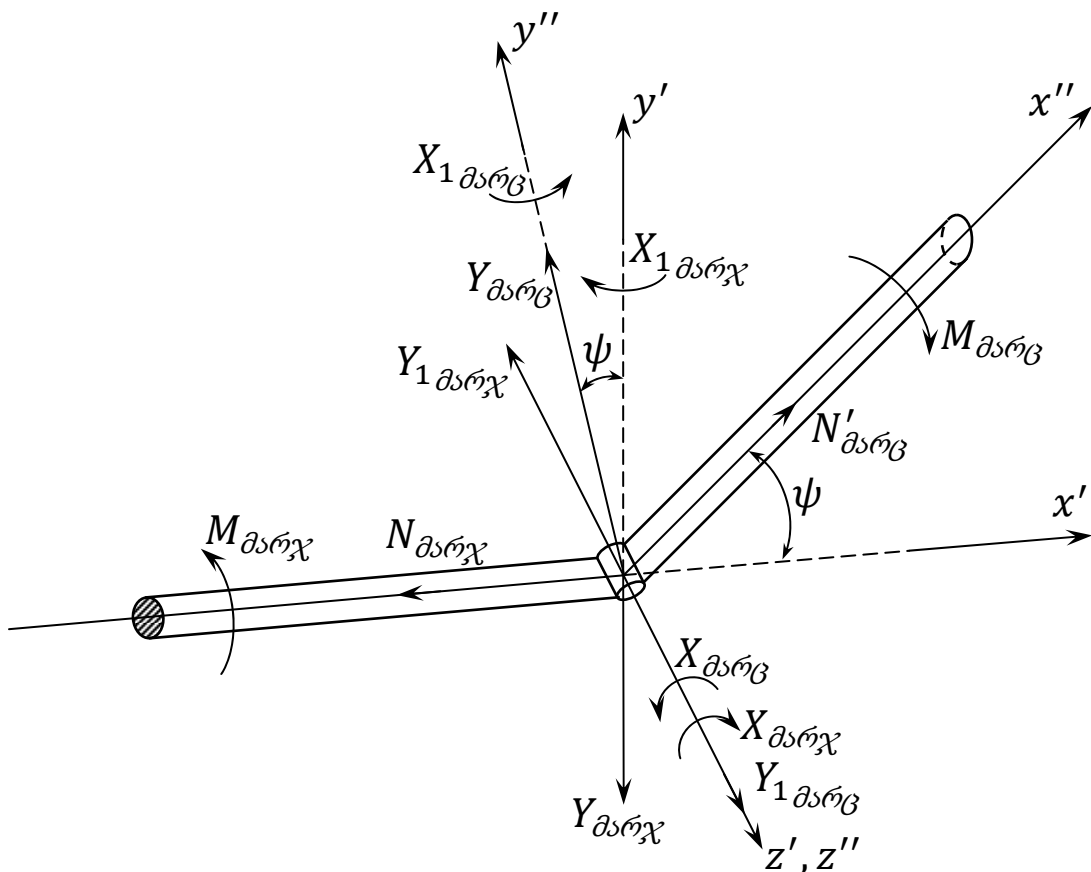
დინამიკის ამოცანათა ამოსახსნელად საჭიროა საწყისი მექანიკური სისტემის ყოველი რგოლთაგანი i დავანაწევროთ ელემენტებად – სასრული სიგრძის მქონე საანგარიშო მონაკვეთები ℓ_{gk} , რის შემდეგაც ვახდენთ გადანაწილებული მასის მქონე ყოველი ელემენტის შეცვლას თავმოყრილი მასის მქონე ელემენტად. თავმოყრილი მასები ავლნიშნოთ m_{gk} და განვათავსოთ ისინი საანგარიშო ელემენტების შეპირაპირების წერტილებსა და რგოლების შეუღლების ადგილებში (ნახ. 10).

შესაბამისი გაანგარიშებებისა და საჭირო მათემატიკური გარდაქმნის ჩატარების შემდეგ შესაძლებელი ხდება მთლიანობაში მექანიკური სისტემის დინამიკის განტოლებათა ჩაწერაც.

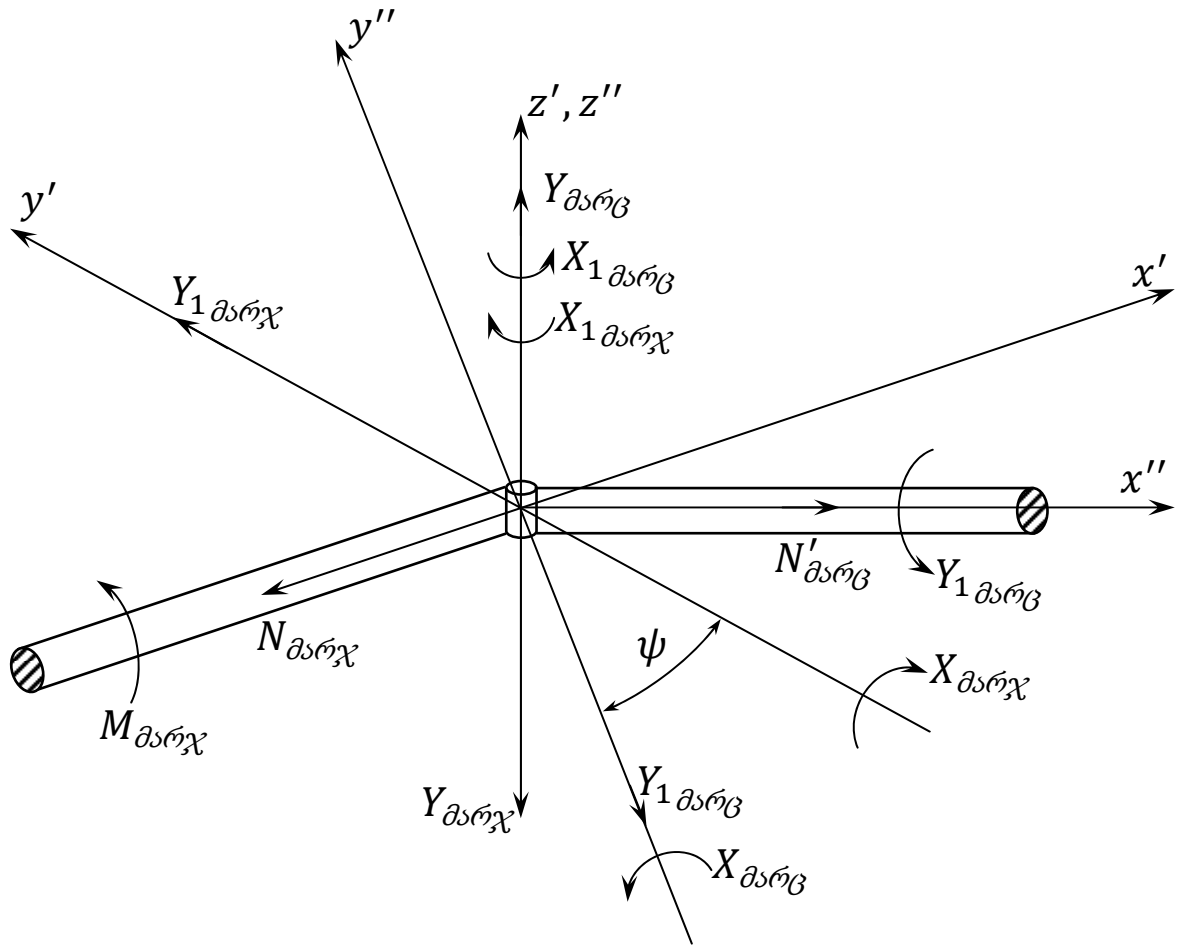
ზემოსხენებულისა და კინემატიკურ ჯაჭვში ელემენტების შენაწევრებისას სახსრული კავშირების უგულვებელყოფის გათვალისწინებით შეგვიძლია ჩავწეროთ ამ ელემენტების შენაწევრების განტოლებები, რომლებიც თავის მხრივ წარმოადგენენ ცალკეული საანგარიშო ელემენტების დინამიკის განტოლებათა შორის ურთიერთკავშირებს.

ძალების და მომენტების ბალანსის განტოლებები:

$$\begin{cases} Y_{i\text{მარც}} = Y_{(i-1)\text{მარჯ}} + \mathcal{P}_i \\ Y_{1i\text{მარც}} = Y_{1(i-1)\text{მარჯ}} + \mathcal{P}_{1i} \\ X_{(i-1)\text{მარჯ}} - X_{i\text{მარც}} = 0 \\ X_{1(i-1)\text{მარჯ}} - X_{1i\text{მარც}} = 0 \\ mg_i \dot{y}_i + F_{g_i} - F_{g_{(i-1)}} = 0 \\ J_i \ddot{\phi}_i + M_i - M_{(i-1)} = 0 \end{cases} \quad (2.2.27)$$



ნახ. 11: ბრუნვის ჰორიზონტალური ღერძის მქონე მესამე კლასის კინემატიკური წყვილების მეშვეობით საანგარიშო მონაკვეთების (რგოლთა შეუღლების ადგილები) შეუღლების საანგარიშო სქემა



ნახ. 12: ბრუნვის ვერტიკალური ღერძის მქონე მეხუთე კლასის კინემატიკური წყვილების მეშვეობით საანგარიშო მონაკვეთების (რგოლთა შეუღლების ადგილები) შეუღლების საანგარიშო სქემა

მოყვანილი დამოკიდებულებების ანალიზი გვიჩვენებს, რომ ცალკეული განზოგადებული კოორდინატებისათვის დინამიკის განტოლებები არის ურთიერთდამოუკიდებელი.

ძალების და მომენტების ბალანსის განტოლებები ბრუნვის ჰორიზონტალური ღერძის მქონე კინემატიკური წყვილისათვის (ნახ. 11):

$$\begin{cases}
 Y_{\text{მარცხ}} \cos \psi - Y_{\text{მარჯ}} + N_{\text{მარცხ}} \sin \psi = 0 \\
 X_{\text{მარცხ}} - X_{\text{მარჯ}} = M_{\text{მარცხ}}
 \end{cases} ;$$

$$\begin{cases}
 Y_{1\text{მარცხ}} - Y_{1\text{მარჯ}} = 0 \\
 X_{1\text{მარცხ}} \cos \psi - X_{1\text{მარჯ}} + M_{\text{მარცხ}} \sin \psi = 0
 \end{cases} \quad (2.2.28)$$

$$\begin{cases}
 N'_{\text{მარცხ}} \cos \psi - N_{\text{მარჯ}} - Y_{\text{მარცხ}} \sin \psi = 0 \\
 M_{\text{მარცხ}} \cos \psi - M_{\text{მარჯ}} - X_{1\text{მარცხ}} \sin \psi = 0
 \end{cases}$$

სადაც: $N'_{\text{მარცხ}} = N_{\text{მარცხ}} + N_{\text{მარცხ}}^*$.

ძალების და მომენტების ბალანსის განტოლებები ბრუნვის ვერტიკალური ღერძის მქონე კინემატიკური წყვილისათვის (ნახ. 12):

$$\begin{cases} Y_{მარც} - Y_{მარჯ} = 0 \\ X_{მარჯ} - X_{მარც} \cos \psi - M_{მარც} \sin \psi = 0 \end{cases};$$

$$\begin{cases} Y_{1მარც} \cos \psi - Y_{1მარჯ} + N'_{მარც} \sin \psi = 0 \\ X_{1მარჯ} - X_{1მარც} = M_{ონ} \end{cases}; \quad (2.2.29)$$

$$\begin{cases} N'_{მარც} \cos \psi - N_{მარჯ} - Y_{1მარც} \sin \psi = 0 \\ M_{მარც} \cos \psi - M_{მარჯ} - X_{1მარც} \sin \psi = 0 \end{cases}$$

სადაც: $N'_{მარც} = N_{მარც} + N^*_{მარც}$.

განტოლებებში (2.2.28) და (2.2.29) დადებით მიმართულებად მიღებულია კუთხეთა ათვლის საათის ისრის საწინააღმდეგო მიმართულება.

ძალების და მომენტების ბალანსის განტოლებები კინემატიკური წყვილისათვის, რომლებშიც ბრუნვის ღერძები ემთხვევა შეუღლებულ რგოლთა ღერძებს (ნახ. 13):

$$\begin{cases} Y_{მარც} - Y_{მარჯ} = 0 \\ X_{მარც} - X_{მარჯ} = 0 \end{cases};$$

$$\begin{cases} Y_{1მარც} - Y_{1მარჯ} = 0 \\ X_{1მარც} - X_{1მარჯ} = 0 \end{cases}; \quad (2.2.30)$$

$$\begin{cases} N_{მარც} - N_{მარჯ} = 0 \\ M_{მარჯ} - M_{მარც} = M_{ონ} \end{cases}$$

თუ კი გაგვაჩნია ღია კინემატიკური ჯაჭვი, რომლის ბოლო რგოლი წარმოადგენს რაიმე დამატებითი ტვირთის მატარებელს, მაშინ m_0 მასის ტვირთების გადაადგილებისას (ნახ. 13) ძალთა და ინერციის ძალების მომენტების გათვალისწინების მიზნით საჭიროა გამოსაკვლევი სისტემის დაყოფისას საანგარიშო მონაკვეთებზე (ნახ. 14) მოყვანილ წონასწორობის განტოლებებთან ერთად განხილულ იქნას ღია მექანიკური სისტემის თავისუფალი ბოლოს წონასწორობის პირობებიც.

იმ შემთხვევისათვის, როდესაც გაგვაჩნია რგოლი თავისუფალი ბოლოთი $A - A$ კვეთის მიმართ (ნახ. 15), რომელიც გავლებულია რგოლის განაპირა წერტილზე, წონასწორობის განტოლებებს ექნებათ შემდეგი სახე:

$$\begin{cases} X_{iმარც} = 0; \\ Y_{iმარც} = 0. \end{cases} \quad (2.2.31)$$

ზღვრული პირობებისას:

$$\begin{aligned} x_{(i-1)მარჯ} &= 0; \\ y_{(i-1)მარჯ} &= 0. \end{aligned} \quad (2.2.32)$$

მექანიკური სისტემის თავისუფალი ბოლოს მოძრაობის განხილვისას საანგარიშო მონაკვეთის დინამიკის განტოლებები განივ რხევებთან მიმართებაში გამოისახება შემდეგნაირად:

$$\begin{cases} -Q_{მარც} = A_{მარც} \ddot{q}_{მარც} + B_{მარც} \dot{q}_{მარც} - C_{მარც} q_{მარც} \\ Q_{მარჯ} = A'_{მარჯ} \ddot{q}_{მარჯ} + B_{მარჯ} \dot{q}_{მარჯ} - C_{მარჯ} q_{მარჯ} \end{cases} \quad (2.2.33)$$

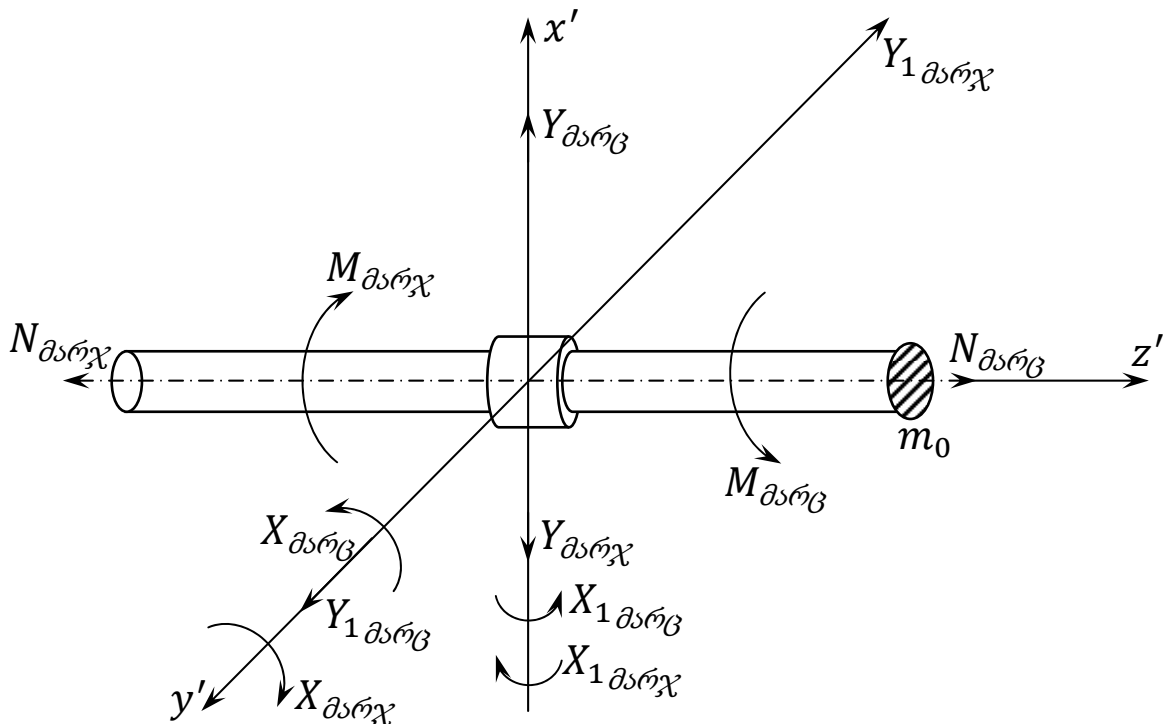
$$A'_{მარჯ} = M_0 + A_{მარჯ} \quad (2.2.34)$$

სადაც: M_0 – თავმოყრილი მასის ინერციული კოეფიციენტების მატრიცა და გააჩნია შემდეგი სახე:

$$M_0 = \begin{vmatrix} J_\varepsilon & S_z \\ S_z & m_0 \end{vmatrix} \quad (2.2.35)$$

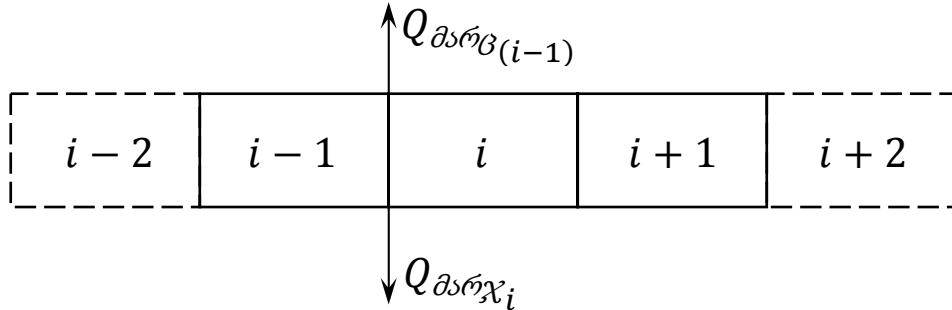
სადაც: $S_z = \ell m$ – სხეულის მასური ეკვატორიალური ინერციის მომენტი; $J_\varepsilon = m_0 \ell^2$ – ინერციის მასური მომენტი.

$$B_{მარც} = E^{-1}; B_{მარჯ} = R^T \cdot E^{-1} \cdot R; C_{მარც} = E^{-1} \cdot R; C_{მარჯ} = (E^{-1} \cdot R)^T \quad (2.2.36)$$

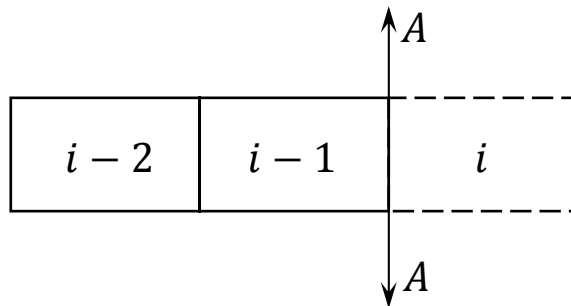


ნახ. 13: კინემატიკური ჯაჭვის რგოლის საანგარიშო მონაკვეთების შეუღლების სქემა კინემატიკური წყვილის ბრუნვის ღერძის თანხვედრისას რგოლის ღერძთან

$$A_{\text{მარც}} = \left\| \begin{array}{cc} \frac{m\ell^2}{105} & -\frac{11}{210}m\ell \\ -\frac{11}{210}m\ell & \frac{13}{35}m \end{array} \right\|; \quad A_{\text{მარჯ}} = \left\| \begin{array}{cc} \frac{m\ell^2}{105} & \frac{11}{210}m\ell \\ \frac{11}{210}m\ell & \frac{13}{35}m \end{array} \right\|. \quad (2.2.37)$$



ნახ. 14: რგოლის მუდმივი კვეთის მქონე საანგარიშო მონაკვეთების შეუღლების სქემა ღუნვით რხევებთან მიმართებაში



ნახ. 15: ღია კინემატიკური ჯაჭვის გამომავალი რგოლის საანგარიშო მონაკვეთების შეუღლების სქემა ღუნვით რხევებთან მიმართებაში

2.2.2. სივრცული ღია კინემატიკური ჯაჭვის საკუთარ რხევათა სიხშირის გაანგარიშება

შემსრულებელი მექანიზმების პროექტირებისას რგოლებისა და ამპრაგების ოპტიმალური პარამეტრების განსაზღვრის თვალსაზრისით განსაკუთრებულ მნიშვნელობას წარმოადგენს ღია მექანიკური სისტემის საკუთარი რხევების, რომლებიც წარმოიქმნება მისი

კონფიგურაციის ცვლილებისას, სიხშირის მნიშვნელობათა გაანგარიშება.

საკუთარი რხევების სიხშირის მნიშვნელობათა განსაზღვრისათვის ვისარგებლოთ შემდეგი საანგარიშო სქემით (ნახ. 16), სადაც ყოველი შემადგენელი რგოლი დაყოფილია ორ საანგარიშო მონაკვეთად.

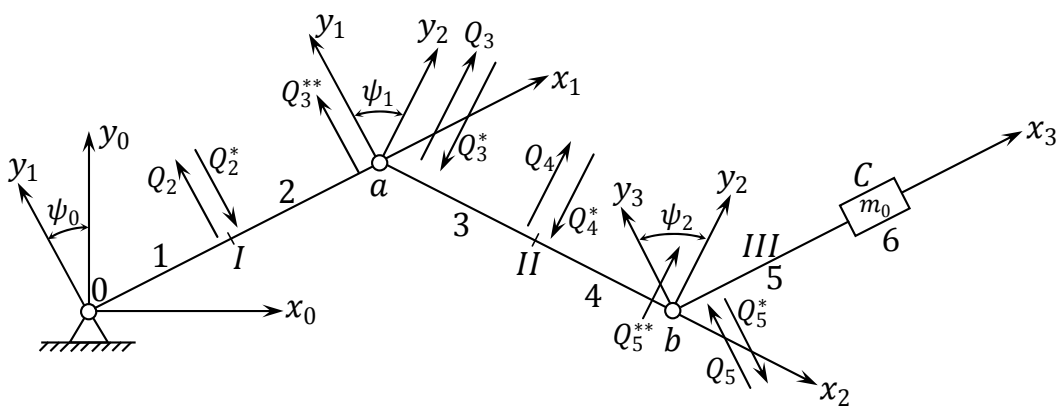
საკუთარი რხევების სიხშირის მნიშვნელობათა მისაღებად გამოვიყენოთ დინამიკურ სიხისტეთა მეთოდი, რის შესაბამისადაც ჩავწეროთ რგოლების საანგარიშო მონაკვეთების ბოლოებზე მოქმედი ძალების ამპლიტუდებსა და ამ ძალებათა შესაბამისი გადაადგილებების კავშირის განტოლებები.

საანგარიშო მონაკვეთები 1-2-ის შეუღლების განტოლებები ჩაიწერება შემდეგი თანაფარდობების მეშვეობით:

$$\begin{aligned} -Q_1^* &= C_{12}q_1 + B_{12}q_2 \\ Q_2 &= B_{12}^T q_1 + D_{12}q_2 \end{aligned} \quad (2.2.38)$$

მოცემულ განტოლებებში Q_i^* არის რეაქცია ან ძალები, რომლებიც მოქმედებენ საანგარიშო მონაკვეთის მარცხენა მხარეზე; Q_{i+1} არის რეაქცია ან ძალები, რომლებიც მოქმედებენ საანგარიშო მონაკვეთის მარჯვენა მხარეზე.

იმის გათვალისწინებით, რომ ამ ღია კინემატიკური ჯაჭვის მარცხენა მხარეზე ანუ სათავეში არსებული ბრუნვადი კინემატიკური წყვილის მქონე საანგარიშო მონაკვეთი I-ის შეუღლებას მივიჩნევთ



ნახ. 16: ღია კინემატიკური ჯაჭვის საკუთარი რხევების სიხშირის განსაზღვრის საანგარიშო სქემა

ხისტად, განტოლება (2.2.38) ჩაიწერება შემდეგნაირად:

$$Q_2 = H_2^{(1)} q_2 \quad (2.2.39)$$

სადაც: $H_2^{(1)} = D_{12}$ – მატრიცაა, რომელიც აკავშირებს ძალვითა ამპლიტუდებს Q გადაადგილებების ამპლიტუდებთან q .

ბრუნვადი კინემატიკური წყვილი a -ს მომიჯნავე საანგარიშო მონაკვეთები 2-3-ის შეუღლების ადგილისათვის განტოლებები (2.2.38) ჩაიწერება შემდეგი სახით:

$$\begin{aligned} -Q_2^* &= C_{23} q_2 + B_{23} q_3^{**} \\ Q_3^{**} &= B_{23}^T q_2 + D_{23} q_3^{**} \end{aligned} \quad (2.2.40)$$

ელემენტები 1-2 და 2-3-ის შეუღლების პირობების გათვალისწინებით მივიღებთ:

$$Q_2 = Q_2^* = H_2^{(1)} q_2 \quad (2.2.41)$$

(2.2.41) განტოლების გათვალისწინებით განტოლება (2.2.40) გადავწეროთ შემდეგნაირად:

$$-H_2^{(1)} q_2 = C_{23} q_2 + B_{23} q_3^{**} \quad (2.2.42)$$

საიდანაც ვღებულობთ:

$$q_2 = -\frac{1}{C_{23} + H_2^{(1)}} B_{23} q_3^{**} \quad (2.2.43)$$

საიდანაც შესაბამისად ვღებულობთ:

$$Q_3^{**} = -\frac{B_{23}^T \cdot B_{23}}{C_{23} + H_2^{(1)}} q_3^{**} - D_{23} q_3^{**} \quad (2.2.44)$$

სადაც: Q_3^{**} – იმ ძალვითა მატრიცაა, რომლებიც მოდებულია საანგარიშო მონაკვეთი 2-3-ის მარჯვენა მხარეზე საანგარიშო მონაკვეთები 2-3 და 3-4-ის ურთიერთგანლაგების გათვალისწინების გარეშე; $q_3^{**} = Q_3^{**}$ ძალვითა მოქმედებით გამოწვეული გადაადგილებების მატრიცა.

ავლნიშნოთ Q_3 -ით ძალები, რომლებიც მოქმედებენ საანგარიშო მონაკვეთი 3-4-ის მოკვეთილ მარცხენა მხარეზე, ხოლო Q_3^* -ით – ძალები, რომლებიც მოქმედებენ საანგარიშო მონაკვეთი 3-4-ის მოკვეთილ მარჯვენა მხარეზე. ამ ძალვითა შესაბამისი გადაადგილებები ავლნიშნოთ q_3 -ით და q_3^* -ით.

მოცემული აღნიშვნებისა და a სახსარის გეომეტრიის გათვალისწინებით შეუღლების პირობები ჩაიწერება შემდეგნაირად:

$$\begin{aligned} Q_3 &= -M_{Q_3} Q_3^{**} \\ q_3^{**} &= -M_{q_3} q_3 \end{aligned} \quad (2.2.45)$$

სადაც: M_{Q_3} და M_{q_3} – მობრუნების მატრიცებია, რომელთა მნიშვნელობებიც დამოკიდებულია რგოლთა შეუღლების სახსართა ბრუნვის ღერძების მიმართულებებზე.

ჰორიზონტალური ბრუნვის ღერძის მქონე სახსრის შემთხვევაში:

$$M_{Q_i} = \begin{vmatrix} 1 & 0 \\ 0 & \cos \psi_i \end{vmatrix}; \quad M_{q_i} = \begin{vmatrix} 1 & 0 \\ 0 & \cos \psi_i \end{vmatrix} \quad (2.2.46)$$

ვერტიკალური ბრუნვის ღერძის მქონე სახსრის შემთხვევაში:

$$M_{Q_i} = \begin{vmatrix} \cos \psi_i & 0 \\ 0 & 1 \end{vmatrix}; \quad M_{q_i} = E = \begin{vmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{vmatrix} \quad (2.2.47)$$

(2.2.41) თანაფარდობის გათვალისწინებით შეგვიძლია ჩავწეროთ:

$$Q_3 = -M_{Q_3} Q_3^{**} = M_{Q_3} D_{23} M_{q_3} q_3 - M_{Q_3} \frac{B_{23}^T \cdot B_{23}}{C_{23} + H_2^{(1)}} M_{q_3} q_3 \quad (2.2.48)$$

შესაბამისად დამაკავშირებელი მატრიცა იქნება:

$$\begin{aligned} Q_3 &= H_3^{(1)} q_3 \\ H_3^{(1)} &= M_{Q_3} D_{23} M_{q_3} - M_{Q_3} \frac{B_{23}^T \cdot B_{23}}{C_{23} + H_2^{(1)}} M_{q_3} \end{aligned} \quad (2.2.49)$$

მონაკვეთი 3-4-სთვის, განტოლება (2.2.40)-ის გამოყენებით, მივიღებთ:

$$H_4^{(1)} = D_{34} - \frac{B_{34}^T \cdot B_{34}}{C_{34} + H_4^{(1)}} \quad (2.2.50)$$

მონაკვეთი 4-5-სთვის, განტოლება (2.2.49)-ის გათვალისწინებით და იმ პირობით, რომ მობრუნების მატრიცებს გააჩნია (2.2.46)-ს სახე, სადაც $\psi_i = \psi_2$, მივიღებთ:

$$H_5^{(1)} = M_{Q_5} D_{45} M_{q_5} - M_{Q_5} \frac{B_{45}^T \cdot B_{45}}{C_{45} + H_4^{(1)}} M_{q_5} \quad (2.2.51)$$

მონაკვეთი 5-6-სთვის დამაკავშირებელ მატრიცას ექნება შემდეგი სახე:

$$H_6^{(1)} = H_{6M} - \frac{B_{56}^T \cdot B_{56}}{C_{56} + H_5} \quad (2.2.52)$$

მოცემულ განტოლებაში H_{6M} თავის მხრივ წარმოადგენს კინემატიკური ჯაჭვის ბოლოზე დამაგრებული თავმოყრილი მასა m_0 -ის მდგრადობას და გაიანგარიშება მატრიცული განტოლების მეშვეობით:

$$H_{6M} = -\omega^2 \left\{ M_k + \left\| \begin{array}{cc} m_{56} \ell_{56}^2 & \frac{11}{210} m_{56} \ell_{56} \\ \frac{11}{210} m_{56} \ell_{56} & \frac{13}{35} m_{56} \end{array} \right\| \right\} \quad (2.2.53)$$

სადაც: ω^2 – მექანიკური სისტემის აგზნების სიხშირე; M_k – თავმოყრილი მასა m_0 -ის ინერციული კოეფიციენტების მატრიცა (იხილეთ განტოლება (2.2.35)).

ზემოთ მოყვანილ განტოლებებში $D_{i-1,i}, B_{i-1,i}, C_{i-1,i}$ მატრიცათა მნიშვნელობებს გააჩნია შემდეგი სახე:

$$D_{i-1,i} = R^T E^{-1} R + H_{\text{ბარჯ}} \quad (2.2.54)$$

$$B_{i-1,i} = E^{-1} R \quad (2.2.55)$$

$$C_{i-1,i} = E^{-1} + H_{\text{ბარც}} \quad (2.2.56)$$

რაც შეეხება უკუქცევით-წინსვლითი კინემატიკური წყვილების მქონე მექანიკური სისტემების საკუთარი რხევების სიხშირეთა გაანგარიშებას, საჭიროა კავშირის განტოლებათა (2.2.38) შედგენისას, საანგარიშო მონაკვეთების 2-4-5, 3-4 და 5-6 შეუღლების ადგილებში, განტოლებებში (2.2.54), (2.2.55) და (2.2.56) საანგარიშო მონაკვეთების სიგრძეებისა და მასების მნიშვნელობები აღებულ იქნას შესაბამისი ჯამების სახით, რომლებიც ითვალისწინებენ ბოლო რგოლის წრფივ გადაადგილებებს.

მექანიკური სისტემის საკუთარი რხევების სიხშირის მნიშვნელობათა მიღების მიზნით, ხახუნის ძალთა მოქმედების გათვალისწინების გარეშე, საჭიროა შერჩეულ იქნას ω^2 -ის ისეთი მნიშვნელობა, რომ სრულდებოდეს შემდეგი პირობა:

$$f(\omega) = \Delta(H_6^{(1)}) = 0 \quad (2.2.57)$$

თავისუფალი რხევების დროს მექანიკური სისტემა ირხევა გარე ძალების მოდების გარეშე, რაც ნიშნავს, რომ განტოლება (2.2.39)-ის შესაბამის გამოსახულებებში $Q_n = 0$ და $q_n \neq 0$. მაგრამ Q_n ძალთა ნულის ტოლობის შემთხვევაში სისტემა (2.2.39) ჩაწერილი მთლიანი დია კინემატიკური ჯაჭვისათვის, თავის მხრივ გარდაიქმნება ერთგვაროვან

სისტემად, რომელიც შედგება წრფივი ალგებრული n რაოდენობის განტოლებისა და ამავე n რაოდენობის q_n უცნობისგან. აღნიშნულ სისტემას, პირობის თანახმად, უნდა გააჩნდეს ნულისგან განსხვავებული ამონახსენი, რისთვისაც აუცილებელი და საკმარისია, რომ განმსაზღვრელი $\Delta(H_n^{(1)})$ ტოლი იყოს ნულისა. შესაბამისად, თავისუფალ რხევათა სიხშირე არ შეიძლება იყოს ნებისმიერი, არამედ ნულად უნდა აქცევდეს მატრიცის განმსაზღვრელს $H_n^{(1)}$. სხვა სიტყვებით რომ ითქვას ქვემოთ მოყვანილი პირობა (2.2.58) თავის მხრივ წარმოადგენს განსახილველი ღია ჯაჭვური მექანიკური სისტემის კერძო განტოლებას.

ვინაიდან მატრიცის ელემენტების $H_n^{(1)}$ გაანგარიშება ზემოთ გამოყვანილი რეკურენტული ფორმულების მეშვეობით საკმაოდ მარტივია მხოლოდ მაშინ, როდესაც ცნობილია სიხშირე ω -ს რიცხვითი მნიშვნელობა, ამიტომაც (2.2.57) განტოლების ამოხსნა შეგვიძლია ვაწარმოთ მცდელობათა მეთოდით, ანუ $f(\omega) = \Delta(H_n^{(1)})$ გრაფიკის აგებით $f(\omega)$ -ს გაანგარიშებისას მოცემულ ინტერვალში $\omega_{min} < \omega < \omega_{max}$ მყოფი ω -ს სხვადასხვა მნიშვნელობებისათვის და ამ გრაფიკის აბსცისთა ღერძთან გადაკვეთის წერტილთა პოვნით. დაუშვათ, რომ ω^* არის განსახილველი სისტემის ერთ-ერთი საკუთარ სიხშირეთაგანი (ანუ $\omega = \omega^*$ -ს შემთხვევაში სრულდება პირობა (2.2.57)), მაშინ განტოლებათა ერთგვაროვან სისტემას

$$H_n^{(1)} q_n = 0 \quad (2.2.58)$$

გააჩნია ნულისაგან განსხვავებული ამონახსნები. ვთქვათ, რომ ამ ამონახსნების სვეტი არის q_n^* . ამგვარად $\omega = \omega^*$ -ს შემთხვევაში ჩვენთვის ცნობილი ხდება გადაადგილებები $q_n = q_n^*$ და ზემოთმოყვანილი რეკურენტული თანაფარდობების საფუძველზე, მონაკვეთიდან მონაკვეთზე უკუმიმართულებით გადასვლით ჩვენ შევძლებთ ყველა დანარჩენი გადაადგილები q_k -ს გამოანგარიშებას – ანუ შევძლებთ მიღებული სიხშირე ω -ს შესაბამისი თავისუფალი რხევების ფორმის გამოანგარიშებას.

თავი 2.3. დინამიკური მახასიათებლების ბავლენის გათვალისწინებით კინემატიკური ჯაჭვის რგოლებში ძაბვების განსაზღვრა

2.3.1. კინემატიკური ჯაჭვის რგოლებში ძაბვების განსაზღვრის ზოგადი მეთოდი

კინემატიკური ჯაჭვების მოძრაობისას მათ შემადგენელ ერთეულებზე მოქმედებენ სხვადასხვა სახის დატვირთვები, მათ შორის დინამიკურებიც. საყურადღებოა, რომ მექანიკური სისტემის მუშაობისას გარდამავალ რეჟიმებზე დატვირთვების მნიშვნელობები შესაძლოა ბევრად აღემატებოდნენ დასაშვებებს. შესაბამისად, მრავალჯაჭვა მექანიკური სიტემების ოპტიმალური პროექტირების ამოცანის ამოხსნისათვის ერთ-ერთ მთავარს წარმოადგენს მექანიზმების კინემატიკური პარამეტრების ცვლილების გათვალისწინებით სტატიკური და დინამიკური დატვირთვების განსაზღვრული ზემოქმედებით დაკავშირებული ძაბვების მნიშვნელობათა განსაზღვრა, ვინაიდან სისტემის რგოლების ურთიერთმდებარეობის ცვლილებისას იცვლება კინემატიკური ჯაჭვის ფიზიკური პარამეტრებიც.

სივრცული კინემატიკური ჯაჭვის რგოლები თავის მხრივ წარმოადგენენ სხვადასხვა კონფიგურაციის ღეროებს და ასრულებენ განივ, გრძივ და გრეხით დრეკად გადაადგილებებს. აღნიშნულიდან გამომდინარე მექანიზმის თითოეული შემადგენელი რგოლი იქნება რთულ დაძაბულ მდგომარეობაში, რომელიც თავის მხრივ წარმოადგენს გრეხით, გამჭიმავ-კუმშვით და განივი ღუნვის ძაბვებს.

სივრცული ღია კინემატიკური ჯაჭვის რგოლებში ღუნვის ძაბვათა გაანგარიშებისათვის გამოვიყენებთ მექანიკური სისტემის დერო-ელემენტების საანგარიშო მონაკვეთების განივი რხევების აღმწერ რეკურენტულ თანაფარდობებს¹.

¹ თავი 2.2.1. განტოლება (2.2.18).

მიღებული აღნიშვნების¹ გათვალისწინებით ჩავწერთ ღია კინემატიკური ჯაჭვის დერო-ელემენტზე გამოყოფილი საანგარიშო მონაკვეთის წონასწორობის განტოლება:

$$\begin{aligned} -Q_{მარც} &= (E^{-1} + H_{მარც})q_{მარც} - (E^{-1}R)q_{მარჯ}; \\ Q_{მარჯ} &= (E^{-1}R)^T q_{მარც} + (R^T E^{-1}R + H_{მარჯ})q_{მარჯ} \end{aligned} \quad (2.3.1)$$

გაშლილი სახით განტოლება (2.3.1) ჩავწერთ ზემოთ მოყვანილი² თანაფარდობების გამოყენებით:

$$-X_{მარც_i} = Ax_{მარც_i} + By_{მარც_i} + \frac{2EJ}{\ell} x_{მარჯ_i} + \frac{6EJ}{\ell^2} y_{მარჯ_i} \quad (2.3.2)$$

$$-Y_{მარც_i} = Bx_{მარც_i} + Dy_{მარც_i} - \frac{6EJ}{\ell^2} x_{მარჯ_i} - \frac{12EJ}{\ell^3} y_{მარჯ_i} \quad (2.3.3)$$

$$X_{მარჯ_i} = -\frac{2EJ}{\ell} x_{მარც_i} + \frac{6EJ}{\ell^2} y_{მარც_i} + Ax_{მარჯ_i} - By_{მარჯ_i} \quad (2.3.4)$$

$$Y_{მარჯ_i} = -\frac{6EJ}{\ell^2} x_{მარც_i} + \frac{12EJ}{\ell^3} y_{მარც_i} - Bx_{მარჯ_i} + Dy_{მარჯ_i} \quad (2.3.5)$$

მოცემულ განტოლებებში გამოყენებულია შემდეგი აღნიშვნები:

$$\begin{aligned} A &= \frac{4EJ}{\ell} - \frac{m\ell^2\omega^2}{105}; \\ B &= \frac{11}{210}m\ell\omega^2 - \frac{6EJ}{\ell^2}; \\ D &= -\frac{12EJ}{\ell^3} - \frac{13}{35}m\omega^2. \end{aligned}$$

ნახატზე 14 მოყვანილი საანგარიშო სქემის გამოყენებით ჩავწერთ i და $i+1$ საანგარიშო მონაკვეთების შეუღლების ადგილისათვის წონასწორობის პირობა:

$$Q_{მარჯ_i} = Q_{მარც_{(i+1)}} \quad (2.3.6)$$

ამავდროულად აღნიშნული მონაკვეთების შეუღლების პირობები ჩაიწერება შემდეგი სახით:

$$\begin{aligned} x_{მარჯ_i} &= x_{მარც_{(i+1)}} \\ y_{მარჯ_i} &= y_{მარც_{(i+1)}} \end{aligned} \quad (2.3.7)$$

(2.3.6) განტოლების გამოყენებით ჩავწერთ i და $i+1$ საანგარიშო მონაკვეთების შეუღლების ადგილების მიმართ ძალთა და მომენტების ბალანსის განტოლება:

$$X_{მარჯ_i} - X_{მარც_{(i+1)}} = 0 \quad (2.3.8)$$

¹ თავი 2.2.

² თავი 2.2.1. (2.2.19), (2.2.20) და (2.2.21) განტოლებების გათვალისწინებით.

$$Y_{მარჯ_i} - Y_{მარც(i+1)} = 0 \quad (2.3.9)$$

(2.3.2), (2.3.3), (2.3.4) და (2.3.5) განტოლებების გამოყენებით (2.3.8) და (2.3.9) განტოლებები ჩავწერთ დრეკადი გადაადგილებების გათვალისწინებით:

$$\begin{aligned} & -\frac{2EJ}{\rho} x_{მარც_i} + \frac{6EJ}{\rho^2} y_{მარც_i} + Ax_{მარჯ_i} - By_{მარჯ_i} + Ax_{მარც(i+1)} + \\ & + By_{მარც(i+1)} + \frac{2EJ}{\rho} x_{მარჯ(i+1)} + \frac{6EJ}{\rho^2} y_{მარჯ(i+1)} = 0 \end{aligned} \quad (2.3.10)$$

$$\begin{aligned} & -\frac{6EJ}{\rho^2} x_{მარც_i} + \frac{12EJ}{\rho^3} y_{მარც_i} - Bx_{მარჯ_i} + Dy_{მარჯ_i} + Bx_{მარც(i+1)} + \\ & + Dy_{მარც(i+1)} - \frac{6EJ}{\rho^2} x_{მარჯ(i+1)} - \frac{12EJ}{\rho^3} y_{მარჯ(i+1)} = 0 \end{aligned} \quad (2.3.11)$$

ძალებისა და მომენტების წონასწორობის განტოლებები საანგარიშო მონაკვეთი $i + 1$ -ის მარჯვენა მხარისათვის, გარე ძალა F -ის მოქმედების გათვალისწინებით, ჩაიწერება შემდეგი სახით:

$$\begin{aligned} X_{მარჯ(i+1)} &= 0 \\ Y_{მარჯ(i+1)} &= F \end{aligned} \quad (2.3.12)$$

დრეკად გადაადგილებებში გამოსახული (2.3.12) განტოლებები ((2.3.4) და (2.3.5)-ის გამოყენებით) მიიღებენ შემდეგ სახეს:

$$-\frac{2EJ}{\rho} x_{მარც(i+1)} + \frac{6EJ}{\rho^2} y_{მარც(i+1)} + Ax_{მარჯ(i+1)} - By_{მარჯ(i+1)} = 0 \quad (2.3.13)$$

$$-\frac{6EJ}{\rho^2} x_{მარც(i+1)} + \frac{12EJ}{\rho^3} y_{მარც(i+1)} - Bx_{მარჯ(i+1)} + Dy_{მარჯ(i+1)} = F \quad (2.3.14)$$

თუ გავითვალისწინებთ განტოლებებს (2.3.7) და დაუშვებთ, რომ საანგარიშო მონაკვეთი i -ის მარცხენა მხარე მექანიზმის ძირთან ხისტადაა დამაგრებული, მაშინ თანაფარდობები (2.3.10), (2.3.11), (2.3.13) და (2.3.14) შეგვიძლია ჩავწერთ შემდეგი სახით:

$$\begin{aligned} 2Ax_{მარჯ_i} + \frac{2EJ}{\rho} x_{მარჯ(i+1)} + \frac{6EJ}{\rho^2} y_{მარჯ(i+1)} &= 0; \\ 2Dy_{მარჯ_i} - \frac{6EJ}{\rho^2} x_{მარჯ(i+1)} - \frac{12EJ}{\rho^3} y_{მარჯ(i+1)} &= 0; \\ -\frac{2EJ}{\rho} x_{მარჯ_i} + \frac{6EJ}{\rho^2} y_{მარჯ_i} + Ax_{მარჯ(i+1)} - By_{მარჯ(i+1)} &= 0; \\ -\frac{6EJ}{\rho^2} x_{მარჯ_i} + \frac{12EJ}{\rho^3} y_{მარჯ_i} - Bx_{მარჯ(i+1)} + Dy_{მარჯ(i+1)} &= F(\omega). \end{aligned} \quad (2.3.15)$$

მოცემული განტოლებათა სისტემის ამოსახსნელად ჩავწერთ მსაზღვრელები. განტოლებათა სისტემის მთავარი მსაზღვრელი:

$$\Delta_0 = \begin{vmatrix} 2A & 0 & \frac{2EJ}{\ell} & \frac{6EJ}{\ell^2} \\ 0 & 2D & -\frac{6EJ}{\ell^2} & -\frac{12EJ}{\ell^3} \\ -\frac{2EJ}{\ell} & \frac{6EJ}{\ell^2} & A & -B \\ \frac{6EJ}{\ell^2} & \frac{12EJ}{\ell^3} & -B & D \end{vmatrix} = 2AK + \frac{2EJ}{\ell} E_0 + \frac{6EJ}{\ell^2} M \quad (2.3.16)$$

სადაც: K, E_0, M – არის მსაზღვრელი Δ_0 -ის შესაბამისი ელემენტების დამატებები.

მოცემული მსაზღვრელის გაშლისას ვღებულობთ:

$$\Delta_0 = 4AD(AD + B^2) - \left(\frac{17EJ}{\ell^3}\right)^2 (\ell + A^2) - \left(\frac{7EJ}{\ell^2}\right)^4 - \left(\frac{EJ}{\ell}\right)^2 \left(\frac{24B}{\ell} - 4D\right) D^2 \quad (2.3.17)$$

(2.3.15) სისტემის მარჯვენა მხარის გათვალისწინებით მსაზღვრელები შესაბამისად ტოლი იქნება:

$$\Delta_{x_{მარჯ_i}} = \begin{vmatrix} 0 & 0 & \frac{2EJ}{\ell} & \frac{6EJ}{\ell^2} \\ 0 & 2D & -\frac{6EJ}{\ell^2} & -\frac{12EJ}{\ell^3} \\ 0 & \frac{6EJ}{\ell^2} & A & -B \\ F & \frac{12EJ}{\ell^3} & -B & D \end{vmatrix} = 2 \frac{EJ}{\ell} E_1 + \frac{6EJ}{\ell^2} M_1 \quad (2.3.18)$$

$$\Delta_{y_{მარჯ_i}} = \begin{vmatrix} 2A & 0 & \frac{2EJ}{\ell} & \frac{6EJ}{\ell^2} \\ 0 & 0 & -\frac{6EJ}{\ell^2} & -\frac{12EJ}{\ell^3} \\ -\frac{2EJ}{\ell} & 0 & A & -B \\ -\frac{6EJ}{\ell^2} & F & -B & D \end{vmatrix} = 2AK_2 + \frac{2EJ}{\ell} E_2 + \frac{6EJ}{\ell^2} M_2 \quad (2.3.19)$$

მოცემულ განტოლებებში E_1, M_1, K_2, E_2, M_2 – წარმოადგენენ ალგებრულ დამატებებს.

განტოლებები (2.3.18) და (2.3.19) გაშლილი ფორმატში ჩაიწერება შემდეგი სახით:

$$\Delta_{x_{მარჯ_i}} = 4 \left(\frac{EJ}{\ell} B + 3 \frac{EJ}{\ell^2} A \right) DF - \left(\frac{4EJ}{\ell^2} \right)^3 F \quad (2.3.20)$$

$$\Delta_{y_{მარჯ_i}} = 12F \left[2 \frac{(EJ)^3}{\ell^5} - \frac{EJ}{\ell^2} BA - 2 \frac{EJ}{\ell^3} A^2 \right] \quad (2.3.21)$$

(2.3.18), (2.3.19), (2.3.20) და (2.3.21) განტოლებების გამოყენებით ვღებულობთ:

$$x_{\text{მარჯ}_i} = \frac{\Delta_{x_{\text{მარჯ}_i}}}{\Delta_0} = \frac{F \left[4 \left(\frac{EJ}{\ell} B + 3 \frac{EJ}{\ell^2} A \right) D - \left(\frac{4EJ}{\ell^2} \right)^3 \right]}{4AD(AD + B^2) - \left(\frac{17EJ}{\ell^3} \right)^2 (\ell + A^2) - \left(\frac{7EJ}{\ell^2} \right)^4 - \left(\frac{EJ}{\ell} \right)^2 \left(\frac{24B}{\ell} - 4D \right) D^2} \quad (2.3.22)$$

$$y_{\text{მარჯ}_i} = \frac{\Delta_{y_{\text{მარჯ}_i}}}{\Delta_0} = \frac{12F \left[\frac{2(EJ)^3}{\ell^5} - \frac{EJ}{\ell^2} BA - 2 \frac{EJ}{\ell^3} A^2 \right]}{4AD(AD + B^2) - \left(\frac{17EJ}{\ell^3} \right)^2 (\ell + A^2) - \left(\frac{7EJ}{\ell^2} \right)^4 - \left(\frac{EJ}{\ell} \right)^2 \left(\frac{24B}{\ell} - 4D \right) D^2} \quad (2.3.23)$$

(2.3.4) და (2.3.5) განტოლებებისა და მიღებული თანაფარდობები (2.3.22) და (2.3.23)-ის გამოყენებით ვღებულობთ მღუნავი მომენტისა და გადამჭრელი ძალის მნიშვნელობებს, რომლებიც მოქმედებენ საანგარიშო i მონაკვეთის პირობითად წაკვეთილი ნაწილის მარჯვენა მხარეზე.

$$X_{\text{მარჯ}_i} = \frac{F \left\{ A \left[\frac{4EJ}{\ell} DB - \left(\frac{4EJ}{\ell^2} \right)^3 + \frac{12EJ}{\ell^2} DA \right] - 12B \left[\frac{2(EJ)^3}{\ell^5} - \frac{EJ}{\ell^2} BA - \frac{2EJ}{\ell^3} A^2 \right] \right\}}{4AD(AD + B^2) - \left(\frac{17EJ}{\ell^3} \right)^2 (\ell + A^2) - \left(\frac{7EJ}{\ell^2} \right)^4 - \left(\frac{EJ}{\ell} \right)^2 \left(\frac{24B}{\ell} - 4D \right) D^2} \quad (2.3.24)$$

$$Y_{\text{მარჯ}_i} = \frac{F \left\{ 24D \left[\frac{(EJ)^3}{\ell^5} - \frac{EJ}{\ell^3} A^2 \right] - B \left[\frac{4EJ}{\ell} DB - \left(\frac{4EJ}{\ell^2} \right)^3 + \frac{24EJ}{\ell^2} DA \right] \right\}}{4AD(AD + B^2) - \left(\frac{17EJ}{\ell^3} \right)^2 (\ell + A^2) - \left(\frac{7EJ}{\ell^2} \right)^4 - \left(\frac{EJ}{\ell} \right)^2 \left(\frac{24B}{\ell} - 4D \right) D^2} \quad (2.3.25)$$

მოყვანილ განტოლებებში A, B, D სიდიდეები შეიცავენ განსახილველი მექანიზმის რგოლის რხევათა სიხშირე ω^2 -ის მნიშვნელობას. მექანიზმის რგოლის რხევათა სიხშირის მნიშვნელობა ან ინიშნება გარე ძალის სიდიდიდან გამომდინარე, რომელიც იცვლება გეომეტრიული კანონის მიხედვით, ან გაიანგარიშება შესაბამისი მეთოდის საფუძველზე¹.

ცნობილია, რომ წმინდა სიბრტყული ღუნვისას მღუნავი ძალების სიბრტყის მიმართულება და კვეთის ნეიტრალური ღერძი

¹ მოყვანილია თავი 2.2.2-ში.

წარმოადგენს განსახილველი კვეთის მთავარ ცენტრალურ ღერძებს. იმ შემთხვევაში როდესაც კვეთი არის რომელიმე ღერძის სიმეტრიული, მაშინ სიმეტრიის აღნიშნული ღერძი თავის მხრივ წარმოადგენს ინერციის ერთ-ერთ მთავარ ცენტრალურ ღერძს. შესაბამისად, ვღებულობთ წმინდა ღუნვას, თუ კი მოვდებთ შესაბამის დატვირთვებს სიბრტყეში, რომელიც გადის ღეროს გრძივ და მისი კვეთის სიმეტრიის ღერძებზე. ამავდროულად, სიმეტრიის ღერძის პერპენდიკულარული და კვეთის სიმძიმის ცენტრზე გამავალი წრფე წარმოადგენს მოცემული კვეთის ნეიტრალურ ღერძს. თუ კი ნეიტრალური ღერძის მდებარეობას მივიჩნევთ z -ად, მაშინ შესაძლებელი ხდება ქვემოთ მოყვანილი თანაფარდობის გამოყენებით კვეთის ნებისმიერ წერტილში დაძაბულობის სიდიდის პოვნაც.

$$\sigma = \frac{M_y h}{J_z} \quad (2.3.26)$$

სადაც: $J_z = \int_F y^2 dF$ - კვეთის ინერციის მომენტი z ღერძის მიმართ.

უდიდესი გამჭიმავი და თავისი აბსოლუტური მნიშვნელობით უდიდესი მკუმშავი ძაბვები მოქმედებენ კვეთის იმ წერტილებში, რომელთათვისაც y სიდიდის მნიშვნელობები წარმოადგენს უდიდესებს - ანუ იმ წერტილებში, რომლებიც მეტად არიან დაშორებული ნეიტრალური ღერძისაგან. თუ გამოვიყენებთ ნახატ 17-ზე მოყვანილ აღნიშვნებს, მაშინ განსახილველ კვეთში ნორმალური ძაბვების ზღვრულ მნიშვნელობებს ექნებათ შემდეგი სახე:

$$\max \sigma = \frac{M h_1}{J_z}; \quad \min \sigma = \frac{M h_2}{J_z} \quad (2.3.27)$$

როგორც ცნობილია $\frac{J_z}{r_{max}}$ წარმოადგენს კვეთის წინააღობის მომენტს და ჩვენი შემთხვევისათვის $h_1 = h_2 = \frac{h}{2} = r_{max}$. კვეთის წინააღობის მომენტების მნიშვნელობები გაჭიმვისა და კუმშვის დეფორმაციისათვის ერთნაირია, ავლნიშნოთ ისინი W_z -ით.

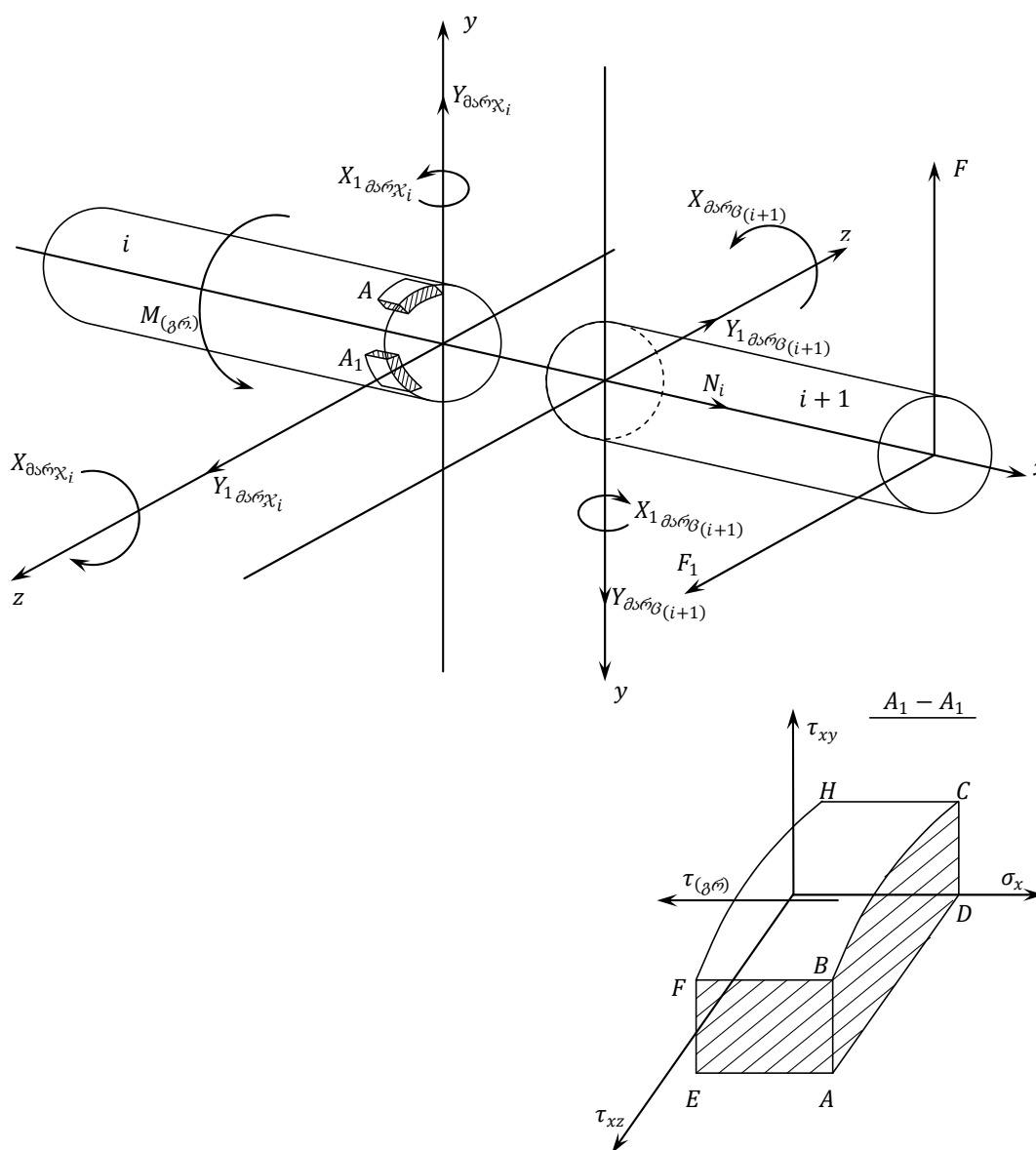
$$\max \sigma = \frac{M}{W_z}; \quad \min \sigma = \frac{M}{W_z} \quad (2.3.28)$$

მოყვანილი განტოლებების საფუძველზე, i და $i + 1$ საანგარიშო ელემენტების შეუღლების ადგილში, რომელიც გამოყოფილია

განსახილველ კვეთში, ელემენტარულ ფართობზე მოქმედი მაქსიმალური ნორმალური ძაბვის მნიშვნელობა ტოლი იქნება:

$$\begin{aligned} \max \sigma_{(მღ)} = & \frac{F}{\frac{\pi D_0^3}{32}} \times \\ & \times \left\{ A \left[\frac{4EJ}{\ell} DB - \left(\frac{4EJ}{\ell^2} \right)^3 + \frac{12EJ}{\ell^2} DA \right] - 12B \left[\frac{2(EJ)^3}{\ell^5} - \frac{EJ}{\ell^2} BA - \frac{2EJ}{\ell^3} A^2 \right] \right\} \quad (2.3.29) \\ & \times \frac{1}{\left[4AD(AD + B^2) - \left(\frac{17EJ}{\ell^3} \right)^2 (\ell + A^2) - \left(\frac{7EJ}{\ell^2} \right)^4 - \left(\frac{EJ}{\ell} \right)^2 \left(\frac{24B}{\ell} - 4D \right) D^2 \right]} \end{aligned}$$

სადაც: D_0 – დერო-ელემენტის მთლიანი (ღრუს გარეშე) მრგვალი კვეთის დიამეტრი.



ნახ. 17: სივრცული მექანიზმის დერო-ელემენტის კვეთში ძაბვათა განსაზღვრის საანგარიშო სქემა

ზოგად შემთხვევაში ღეროს კვეთებში ღუნვის დეფორმაციის განსაზღვრისათვის, გარდა მღუნავი მომენტისა, საჭიროა გათვალისწინებულ იქნას განივი ღუნვის გამომწვევი განივი ძალა $Y_{\text{მრჯ}_i}$ -ს მოქმედებაც.

ვინაიდან მღუნავი ძალვა და შესაბამისად მღუნავი მომენტიც დაკავშირებულნი არიან ნორმალურ ძაბვებთან, ამიტომაც განხილვაში განივი ძალების მოქმედების შემოტანით იცვლება განსახილველი კვეთების ელემენტებში მოქმედი ნორმალური ძალების მნიშვნელობებიც. აქედან გამომდინარე, ნებისმიერი ელემენტის წონასწორობის მდგომარეობის შენარჩუნება შესაზლოა მხოლოდ მხები ძაბვების არსებობისას, რომლებიც იცვლებიან ღეროს სიმაღლის მიხედვით. თავისუფალი კონფიგურაციის მქონე ღეროს კვეთის შემთხვევაში მხები ძაბვა y ღერძზე პროექციისას განისაზღვრება შემდეგი განტოლების მეშვეობით:

$$\tau_{xy} = \frac{QS_{z_0}}{b(y)J_z} + \frac{M}{b(y)} \frac{d}{dx} \left(\frac{S_{z_0}}{J_z} \right) \quad (2.3.30)$$

ან მუდმივი კვეთის მქონე ღეროს შემთხვევაში ჟურავსკის განტოლების გამოყენებით მივიღებთ:

$$\tau_{xy} = \frac{QS_{z_0}}{b(y)J_z} \quad (2.3.31)$$

სადაც: S_{z_0} – ნეიტრალური ღერძი OZ -ის მიმართ კვეთის ნაწილის სტატიკური მომენტი, რომელიც წარმოიქმნება ამ კვეთის გადაკვეთით OZ ღერძის პარალელური სწორი ხაზით და რომელიც ამ ღერძისაგან დაშორებულია y მანძილით; $b(y)$ – კვეთის სეგმენტის სიგანე.

ცნობილია, რომ ღეროების კვეთებში, მათი კონფიგურაციის მიუხედავად, მხები ძაბვები იცვლება კვეთის სიმაღლის მიხედვით პარაბოლური კანონის შესაბამისად. აქედან გამომდინარე, ნახატ 17-ზე მოყვანილი ღეროს კვეთში მხები ძაბვების მაქსიმალური მნიშვნელობა იქნება ელემენტში A_1 .

თუ კი გამოვიყენებთ (2.3.25)-ში და (2.3.31)-ში მოყვანილ თანაფარდობებს, მაშინ A_1 ელემენტში წარმოქმნილი მაქსიმალური მხები ძაბვების მნიშვნელობა ღერო-ელემენტისათვის მთლიანი მრგვალი კვეთით ჩაიწერება შემდეგი სახით:

$$\tau_{max(\partial\ell)} = \frac{4F}{3\pi R^2} \times \left\{ \frac{24D \left[\frac{(EJ)^3}{\ell^5} - \frac{EJ}{\ell^3} A^2 \right] - B \left[\frac{4EJ}{\ell} DB - \left(\frac{4EJ}{\ell^2} \right)^3 + \frac{24EJ}{\ell^2} DA \right]}{4AD(AD + B^2) - \left(\frac{17EJ}{\ell^3} \right)^2 (\ell + A^2) - \left(\frac{7EJ}{\ell^2} \right)^4 - \left(\frac{EJ}{\ell} \right)^2 \left(\frac{24B}{\ell} - 4D \right) D^2} \right\} \quad (2.3.32)$$

სადაც: R – კვეთის რადიუსია.

როგორც უკვე ავლიწმნეთ თავში 2.2, დეროსებრი მექანიზმის რგოლებისათვის, რომლებიც ასრულებენ მოძრაობას სივრცული ტრანექტირით, დრეკადი კუთხური და წრფივი გადაადგილებები შეიძლება განვშალოთ ორ ურთიერთპერპენდიკულარულ სიბრტყეზე. შესაბამისად, თუ კი მომენტი $X_{\text{მარჯ}_i}$ და ძალები $Y_{\text{მარჯ}_i}$ და F მოქმედებენ სიბრტყეში xOy , მაშინ სივრცული გადაადგილებისას დეროსადმი ასევე იქნება მოდებული შესაბამისი მომენტი და ძალები $X_{\text{მარჯ}_1}$, $Y_{\text{მარჯ}_1}$ და F_1 , რომლებიც მოქმედებენ სიბრტყეში xOz .

შესაბამისად კვეთისათვის i და $i + 1$ წონასწორობის განტოლებებს სიბრტყეში xOz ექნებათ შემდეგი სახე:

$$\begin{cases} X_{1\text{მარჯ}_i} - X_{1\text{მარჯ}_{(i+1)}} = 0 \\ Y_{1\text{მარჯ}_i} - Y_{1\text{მარჯ}_{(i+1)}} = 0 \end{cases} \quad (2.3.33)$$

ხოლო დეროს მარჯვენა ბოლოსათვის:

$$\begin{cases} X_{1\text{მარჯ}_{(i+1)}} = 0 \\ Y_{1\text{მარჯ}_{(i+1)}} = F_1 \end{cases} \quad (2.3.34)$$

შესაბამისად, ზემოსხენებულის გამოყენებით, xOz სიბრტყეში მოქმედი მომენტი $X_{1\text{მარჯ}_i}$ და განივი ძალა $Y_{1\text{მარჯ}_i}$ ტოლი იქნება:

$$\begin{aligned} X_{1\text{მარჯ}_i} &= \\ &= \frac{F_1 \left\{ A \left[\frac{4EJ}{\ell} DB - \left(\frac{4EJ}{\ell^2} \right)^3 + \frac{12EJ}{\ell^2} DA \right] - 12B \left[\frac{2(EJ)^3}{\ell^5} - \frac{EJ}{\ell^2} BA - \frac{2EJ}{\ell^3} A^2 \right] \right\}}{4AD(AD + B^2) - \left(\frac{17EJ}{\ell^3} \right)^2 (\ell + A^2) - \left(\frac{7EJ}{\ell^2} \right)^4 - \left(\frac{EJ}{\ell} \right)^2 \left(\frac{24B}{\ell} - 4D \right) D^2} \end{aligned} \quad (2.3.35)$$

$$\begin{aligned} Y_{1\text{მარჯ}_i} &= \\ &= \frac{F_1 \left\{ 24D \left[\frac{(EJ)^3}{\ell^5} - \frac{EJ}{\ell^3} A^2 \right] - B \left[\frac{4EJ}{\ell} DB - \left(\frac{4EJ}{\ell^2} \right)^3 + \frac{24EJ}{\ell^2} DA \right] \right\}}{4AD(AD + B^2) - \left(\frac{17EJ}{\ell^3} \right)^2 (\ell + A^2) - \left(\frac{7EJ}{\ell^2} \right)^4 - \left(\frac{EJ}{\ell} \right)^2 \left(\frac{24B}{\ell} - 4D \right) D^2} \end{aligned} \quad (2.3.36)$$

ღეროს კვეთისათვის i და $i+1$, სადაც ძალები მოქმედებენ სიბრტყეში xOz , ნეიტრალურ ღეროდ იქნება ღერო, რომელიც გადის კვეთის ცენტრზე სიბრტყე xOz -ის პერპენდიკულარულად. აქედან გამომდინარე მაქსიმალური ნორმალური ძაბვა იმოქმედებს კვეთის ელემენტზე A_1 , ხოლო მაქსიმალური მხები ძაბვა კი წარმოიქმნება ელემენტში A . მათი მნიშვნელობები (2.3.29) და (2.3.32) განტოლებების საფუძველზე ჩაიწერება შემდეგი სახით:

$$\begin{aligned} \max \sigma_{1(\partial\varrho)} &= \frac{F_1}{\frac{\pi D_0^3}{32}} \times \\ &\times \frac{\left\{ A \left[\frac{4EJ}{\ell} DB - \left(\frac{4EJ}{\ell^2} \right)^3 + \frac{12EJ}{\ell^2} DA \right] - 12B \left[\frac{2(EJ)^3}{\ell^5} - \frac{EJ}{\ell^2} BA - \frac{2EJ}{\ell^3} A^2 \right] \right\}}{\left[4AD(AD + B^2) - \left(\frac{17EJ}{\ell^3} \right)^2 (\ell + A^2) - \left(\frac{7EJ}{\ell^2} \right)^4 - \left(\frac{EJ}{\ell} \right)^2 \left(\frac{24B}{\ell} - 4D \right) D^2 \right]} \end{aligned} \quad (2.3.37)$$

$$\begin{aligned} \tau_{\max 1(\partial\varrho)} &= \frac{4F_1}{3\pi r^2} \times \\ &\times \left\{ \frac{24D \left[\frac{(EJ)^3}{\ell^5} - \frac{EJ}{\ell^3} A^2 \right] - B \left[\frac{4EJ}{\ell} DB - \left(\frac{4EJ}{\ell^2} \right)^3 + \frac{24EJ}{\ell^2} DA \right]}{\left[4AD(AD + B^2) - \left(\frac{17EJ}{\ell^3} \right)^2 (\ell + A^2) - \left(\frac{7EJ}{\ell^2} \right)^4 - \left(\frac{EJ}{\ell} \right)^2 \left(\frac{24B}{\ell} - 4D \right) D^2 \right]} \right\} \end{aligned} \quad (2.3.38)$$

როგორც გვქონდა აღნიშნული, სივრცული მექანიზმის რგოლებზე, გარდა მღუნავი ძაბვებისა, მოქმედებენ გრეხვითი და კუმშვა-მჭიმავი ძაბვები, რომლებიც წარმოიქმნება ღეროს მიერ ბრუნვითი და გრძივი რხევითი გადაადგილებების შესრულებისას. გადაადგილების პროცესში ღეროს ბრუნვითი რხევები აღიწერება შემდეგი განტოლებით:

$$J_i \ddot{\varphi}_i + C_{\varphi_i} (\varphi_i - \varphi_{(i+1)}) - C_{\varphi_{(i-1)}} (\varphi_{(i-1)} - \varphi_i) = M(t) \quad (2.3.39)$$

სადაც: J_i – i საანგარიშო მონაკვეთის დაყვანილი მასის ინერციის მომენტი; φ_i – i საანგარიშო მონაკვეთის მარჯვენა ბოლოს გრეხვის ფარდობითი კუთხე; $C_{\varphi_i} = \frac{E}{2(1+\mu)}$ – i საანგარიშო მონაკვეთის სიხისტე გრეხვისას; $\mu = 0,25 - 0,35$ – პუასონის კოეფიციენტი.

იქიდან გამომდინარე, რომ ჩვენ გვაინტერესებს საანგარიშო მონაკვეთის მარჯვენა ბოლოს გრეხვის კუთხე და ამავდროულად

ვთვლით, რომ მისი მარცხენა ბოლო ჩამაგრებულია ხისტად, შესაძლოა განტოლება (2.3.39) ჩავწეროთ უფრო გამარტივებული ფორმით:

$$J_i \ddot{\varphi}_i + C_{\varphi_i} \dot{\varphi}_i = M(t) \quad (2.3.40)$$

მოცემული განტოლების ამოხსნა შეიძლება შემდეგი სახით:

$$\varphi_i = S \sin(kt + \alpha) + M'(t) \quad (2.3.41)$$

სადაც: $M'(t)$ – კერძო ამონახსენი.

მოცემული განტოლებების გამოყენებით გრეხვისას დრეკადობის ძალების მომენტის მნიშვნელობა შეიძლება ჩავწეროთ შემდეგი სახით:

$$M_{(დრ.გრ.)} = C_{\varphi_i} [S \sin(kt + \alpha) + M'(t)] \quad (2.3.42)$$

თუ გაგვაჩნია $M_{(დრ.გრ.)}$ -ს მნიშვნელობა, მაშინ გრეხვისას მხები ძაბვა მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$\tau_{max(გრ.)} = \frac{M_{(დრ.გრ.)}}{W_{(p)}} \quad (2.3.43)$$

სადაც: $W_{(p)}$ – ინერციის პოლარული მომენტი.

გრეხვისას მაქსიმალური მხები ძაბვა $\tau_{max(გრ.)}$ გამოყოფილ ელემენტისათვის A იმოქმედებს მიმართულებით τ_{xz} , ხოლო ელემენტისათვის A_1 – მიმართულებით τ_{xy} (იხ. ნახ. 17). შესაბამისად მრგვალი განივი კვეთის მქონე ღერო-ელემენტისათვის გრეხვისას ძაბვების მაქსიმალური მნიშვნელობა ტოლი იქნება:

$$\tau_{max(გრ.)} = \frac{E[S \sin(kt + \alpha) + M'(t)]}{0,4(1 + \mu)D_0^3} \quad (2.3.44)$$

როგორც უკვე ავღნიშნეთ, ღეროს განივი კვეთებში მოქმედი მხები ძაბვები მიმართულია მიმდინარე რადიუსი $\frac{D_0}{2}$ -ს პერპენდიკულარულად. მაგრამ საჭიროა გათვალისწინებულ იქნას ის, რომ შეწყვილების პირობიდან გამომდინარე ძაბვების თანაბარი მნიშვნელობები წარმოიქმნება ღეროს გრძივ კვეთებშიც, ანუ პირობითად გამოყოფილ ელემენტებშიც A და A_1 . მხები ძაბვების სხვა შემადგენლები მიმართული იქნება ნორმალური ძაბვების საპირისპიროდ.

გრძივი დრეკადი გადაადგილებისას წარმოქმნილი კუმშვა-გაჭიმვის ძაბვების განსაზღვრა შესაძლოა შემდეგნაირად:

$$\sigma_{max(p)} = \frac{Sq_{max}E}{3\ell} \quad (2.3.45)$$

სადაც: q_{max} – გრძივი დრეკადი გადაადგილებების მაქსიმალური მნიშვნელობა; E – დრეკადობის (იუნგის) მოდული; l – საანგარიშო მონაკვეთის სიგრძე.

განტოლებაში (2.3.45) დრეკადი გადაადგილებები შესაძლოა გაანგარიშებულ იქნას შემდეგი ტალღური განტოლების გამოყენებით:

$$-\frac{d^2g}{dt^2} + a^2 \frac{\partial g}{\partial y} = f(t, y) \quad (2.3.46)$$

დისკრეტიზებული საანგარიშო მონაკვეთისათვის მოძრაობის განტოლება ჩაიწერება:

$$m_i \ddot{g}_i = F g_{(i-1)} - F g_i \quad (2.3.47)$$

სადაც: $F g_i = C_i (g_i - g_{(i-1)})$; $F g_{(i-1)} = C_{(i-1)} (g_{(i-2)} - g_{(i-1)})$; C_i და $C_{(i-1)}$ – ჭიმვის სიხისტე.

იქიდან გამომდინარე, რომ i საანგარიშო მონაკვეთის მარცხენა ბოლოზე არ არის გათვალისწინებული დრეკადი გადაადგილებები, განტოლება (2.3.47) შეიძლება გადაწერილი იქნას შემდეგნაირად:

$$m_i \ddot{g}_i + C_i g_i = F(t) \quad (2.3.48)$$

აღნიშნული განტოლების ამოხსნა შესაძლოა (2.3.41)-ის გამოყენებით, რის შედეგადაც ვღებულობთ:

$$g_i = U \sin(kt + \alpha) + F'(t) \quad (2.3.49)$$

სადაც: $F'(t)$ – კერძო ამონახსენი.

ამგვარად ვღებულობთ, რომ:

$$\sigma_{max(p)} = \frac{2UE[\sin(kt + \alpha) + F'(t)]}{3l} \quad (2.3.50)$$

სადაც: U – გრძივი რხევების ამპლიტუდა.

$\sigma_{max(p)}$ ძაბვის მაქსიმალური მნიშვნელობა, იმ პირობით რომ ის არის გამჭიმავი, იქნება თანხვედრილი σ_x ძაბვის მიმართულებასთან, რომელიც მოქმედებს ელემენტებზე A და A_1 .

ამგვარად, სივრცული მექანიზმების რგოლების დაძაბული მდგომარეობის კვლევის შედეგად ვღებულობთ ნორმალური და მხები ძაბვების, რომლებიც წარმოიქმნება მღუნავი, მგრეხი და გრძივი რხევებისას დეროების კვეთთა სიმეტრიის დერძებზე განლაგებულ წერტილებში, მაქსიმალური მნიშვნელობების განსაზღვრის საშუალებას. კერძოდ, ელემენტი A -ს ფართობისათვის $ABCD$, რომელიც

განლაგებულია განივი კვეთის სიბრტყეში, ნორმალურ ძაბვას σ_x ექნება შემდეგი სახე:

$$\sigma_x = \max\sigma_{(\partial\varrho)} + \max\sigma_{(p)} + \tau_{\max(\rho)} \quad (2.3.51)$$

ხოლო მხები ძაბვების მნიშვნელობები ჩაიწერება შემდეგი სახით:

$$\tau_{xy} = \tau_{\max 1(\partial\varrho)} \quad (2.3.52)$$

$$\tau_{xz} = \tau_{\max(\rho)} \quad (2.3.53)$$

ელემენტისათვის A_1 მივიღებთ, რომ:

$$\sigma_x = \max\sigma_{1(\partial\varrho)} + \max\sigma_p + \tau_{\max(\rho)} \quad (2.3.54)$$

$$\tau_{xz} = \tau_{\max(\partial\varrho)} \quad (2.3.55)$$

$$\tau_{xy} = \tau_{\max(\rho)} \quad (2.3.56)$$

მიღებული დამოკიდებულებები იძლევა საშუალებას კვლევის ქვეშ მყოფი მექანიზმის რგოლების შემოწმებისა სიმტკიცეზე, რისთვისაც გამოვიყენებთ სიმტკიცის თეორიის ერთ-ერთ ცნობილ თეორიას. კერძოდ, თუ კი მექანიკური სისტემის რგოლი დამზადებულია პლასტიკური მასალისაგან, მაშინ სიმტკიცის მეოთხე თეორიის თანახმად სიმტკიცის პირობა მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$\sigma_{\text{კვ}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{2(\sigma_x)^2 + 6(\tau_{xz}^2 + \tau_{xy}^2)} \quad (2.3.57)$$

სივრცული მექანიკური სისტემის დერო-ელემენტის სიმტკიცის აუცილებელ გარანტიას წარმოადგენს მის ყოველ კვეთში სიმტკიცის პირობის შესრულება, რისთვისაც საკმარისია, რომ პირობა სრულდებოდეს კვეთის წერტილში, სადაც (2.3.57) განტოლების მარცხენა ნაწილს ექნება უდიდესი მნიშვნელობა. სხვა სიტყვებით, რომ ვთქვათ – სიმტკიცის პირობა უნდა სრულდებოდეს ე.წ. "სახიფათო წერტილში".

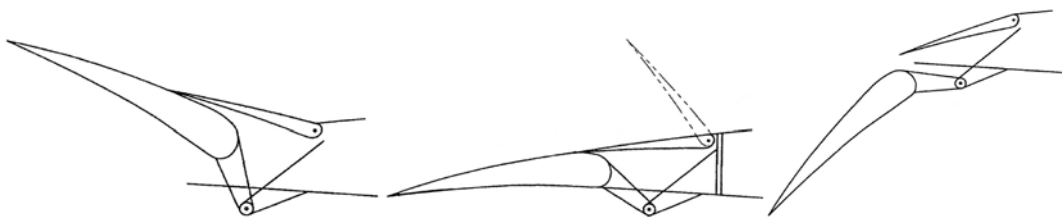
დეროს სხვადასხვა კვეთებში ნორმალური და მხები ძაბვების მნიშვნელობათა ცვლილების ურთიერთსაწინააღმდეგო ხასიათის გამო, ისევე როგორც კვეთის სიმაღლის მიხედვითაც, აღნიშნული ძაბვების გავლენა სიმტკიცის პირობის მარცხენა ნაწილის სიდიდეზე ძალზე განსხვავებულია. ამიტომაც სახიფათო წერტილის პოვნის წესის შემოღება პრაქტიკულად შეუძლებელია. საჭირო ხდება რამოდენიმე წერტილის განხილვა, რომლებიც უფრო მეტი ალბათობით შესაძლოა აღმოჩნდნენ სახიფათოები, და მათგან უფრო სახი ათოს ამორჩევა.

ამავდროულად მოძრაობის პირობებში მექანიკური სისტემის განხილვისას და შესაბამისად მისი რგოლების მიერ სივრცული ტრაექტორიის შემოწერისას აუცილებელია გათვალისწინებულ იქნას კინემატიკური რგოლის კონფიგურაციის ცვლილება, ვინაიდან შესაძლოა აღმოჩნდეს, რომ სასიფათო წერტილებმა შეიცვალონ მდებარეობა სისტემის რგოლების ურთიერთმდებარეობიდან გამომდინარე.

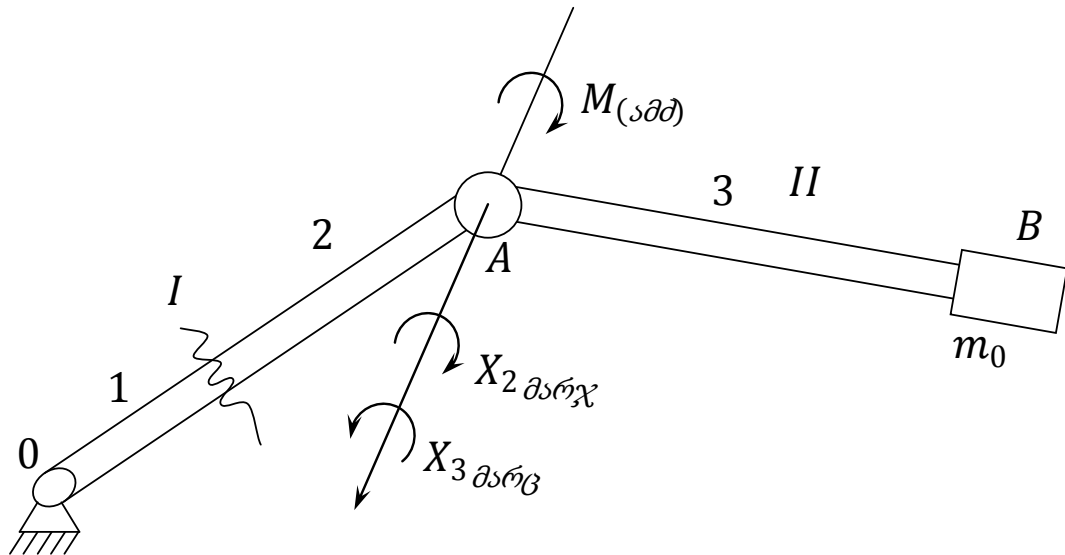
2.3.2. უპილოტო საფრენი აპარატის ფრთის მექანიზაციისა და მართვის სისტემის შემადგენელ კონსტრუქციულ ელემენტებში, როგორც კინემატიკური ჯაჭვის რგოლებში, ძაბვების განსაზღვრა

წინა თავში ვიხილავდით ღია კინემატიკური ჯაჭვის რგოლის – დეროს საანგარიშო მონაკვეთების შეუღლების ადგილებში ძაბვების გაანგარიშების ზოგად მეთოდს. მაგრამ მოყვანილ შემთხვევებში არ იყო განხილული სისტემის რგოლების გადაადგილების პერიოდში წარმოქმნილი ძალები და მომენტები.

ნათქვამიდან გამომდინარე განვიხილოთ მოქმედების საშუალო რადიუსის მქონე უპილოტო საფრენი აპარატის ფრთის მექანიზაციის ერთ-ერთი კონსტრუქციული ელემენტის, როგორც თავისუფალი მექანიკური ჯაჭვის რგოლის, (იხ. ნახ. 18, 19, 20) ძაბვათა გაანგარიშების საკითხი იმ შემთხვევაში, როდესაც მექანიზმის



ნახ. 18: ფრთის მექანიზაციის კონსტრუქციული ელემენტების სქემა



ნახ. 19: ფრთის მექანიზაციის კონსტრუქციული ელემენტის (კინემატიკური ჯაჭვის I რგოლი) კვეთში მოქმედი ღუნვის ძაბვის განსაზღვრის საანგარიშო სქემა

რგოლების შეპირაპირების ადგილზე მოდებული ამძრავის მომენტის გაგლენის შედეგად ხორციელდება რგოლების გადაადგილება.

განსახილველი კონსტრუქციული ელემენტი (შემდგომში კინემატიკური ჯაჭვი) წარმოადგენს ერთმანეთთან დაკავშირებულ მრგვალი მთლიანი კვეთის მქონე ორ ზოლურას, რომლის მარცხენა ბოლო (კინემატიკური ჯაჭვის I რგოლის მარცხენა ბოლო) ხისტადაა დამაგრებული ფრთის ძალურ ელემენტთან, ხოლო მარჯვენა ბოლოზე (კინემატიკური ჯაჭვის II რგოლის მარჯვენა ბოლო) დამაგრებულია მოძრავი ფრთაუკანა. მათი შეუღლების ადგილთან მიყვანილია ამძრავი მექანიზმი, რომლის ბრუნვის მეშვეობითაც ხორციელდება ელემენტების მოძრაობაში მოყვანა.

განვსაზღვროთ წმინდა ღუნვის ძაბვათა მნიშვნელობები კინემატიკური ჯაჭვის I რგოლის კვეთში 1-2.

საანგარიშო მონაკვეთების შეუღლების ადგილებში მღუნავი მომენტების წონასწორობის განტოლებები ჩაიწერება შემდეგი სახით:

$$\begin{cases} X_{2\text{მარც}} - X_{1\text{მარჯ}} = 0; \\ X_{3\text{მარც}} - X_{2\text{მარჯ}} = M_{(ამბ)}; \\ X_{3\text{მარჯ}} = 0. \end{cases} \quad (2.3.58)$$

განტოლებათა სისტემა (2.3.58) დრეკადი გადაადგილებებისათვის ჩავწეროთ შემდეგი თანაფარდობების გამოყენებით:

$$\begin{cases} -A_2 x_{2\text{მარც}} - \frac{2EJ_2}{\ell_2} x_{2\text{მარჯ}} + \frac{2EJ_1}{\ell_1} x_{1\text{მარც}} - A_1 x_{1\text{მარჯ}} = 0; \\ -A_3 x_{3\text{მარც}} - \frac{2EJ_3}{\ell_3} x_{3\text{მარჯ}} + \frac{2EJ_2}{\ell_2} x_{2\text{მარც}} - A_2 x_{2\text{მარჯ}} = M_{(აბმ)}; \\ A_3 x_{3\text{მარჯ}} - \frac{2EJ_3}{\ell_3} x_{3\text{მარც}} = 0. \end{cases} \quad (2.3.59)$$

მოცემულ განტოლებებში:

$$A_i = \frac{4EJ_i}{\ell_i} - \frac{m_i \ell_i^2 \omega^2}{105}, \quad (i = 1, 2, 3) \quad (2.3.60)$$

იმის გათვალისწინებით, რომ პირველი რგოლის მარცხენა ბოლო ეყრდნობა საკისარს და საყრდენი ადგილი ითვლება ხისტად, განტოლებათა სისტემაში (2.3.59) ჩავთვალოთ, რომ $x_{1\text{მარც}} = 0$ და ასევე საანგარიშო მონაკვეთების შეუღლების პირობების გათვალისწინებით:

$$x_{i\text{მარც}} = x_{(i-1)\text{მარჯ}} \quad (2.3.61)$$

მივიღებთ, რომ:

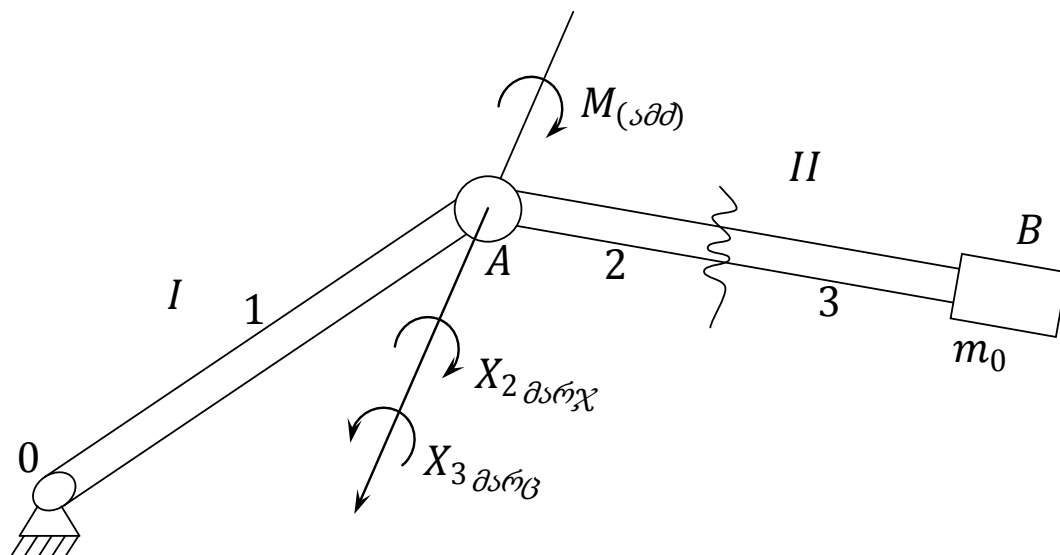
$$\begin{cases} -(A_1 + A_2)x_{1\text{მარჯ}} - \frac{2EJ_2}{\ell_2} x_{2\text{მარჯ}} = 0; \\ \frac{2EJ_2}{\ell_2} x_{1\text{მარჯ}} - (A_2 + A_3)x_{2\text{მარჯ}} - \frac{2EJ_3}{\ell_3} x_{3\text{მარჯ}} = M_{(აბმ)}; \\ -\frac{2EJ_3}{\ell_3} x_{2\text{მარჯ}} + A_3 x_{3\text{მარჯ}} = 0. \end{cases} \quad (2.3.62)$$

აღნიშნული განტოლებათა სისტემის ამოხსნა ჩავწეროთ შემდეგი სახით:

$$x_{1\text{მარჯ}} = \frac{\frac{2EJ_2}{\ell_2} A_3 M_{(აბმ)}}{(A_1 + A_2)(A_2 + A_3)A_3 + (A_1 + A_2) \left(\frac{2EJ_3}{\ell_3}\right)^2 + A_3 \left(\frac{2EJ_2}{\ell_2}\right)^2} \quad (2.3.63)$$

$$x_{2\text{მარჯ}} = -\frac{(A_1 + A_2)A_3 M_{(აბმ)}}{(A_1 + A_2)(A_2 + A_3)A_3 + (A_1 + A_2) \left(\frac{2EJ_3}{\ell_3}\right)^2 + A_3 \left(\frac{2EJ_2}{\ell_2}\right)^2} \quad (2.3.64)$$

$$x_{3\text{მარჯ}} = \frac{\frac{2EJ_3}{\ell_3} (A_1 + A_2) M_{(აბმ)}}{(A_1 + A_2)(A_2 + A_3)A_3 + (A_1 + A_2) \left(\frac{2EJ_3}{\ell_3}\right)^2 + A_3 \left(\frac{2EJ_2}{\ell_2}\right)^2} \quad (2.3.65)$$



ნახ. 20: ფრთის მექანიზაციის კონსტრუქციული ელემენტის (კინემატიკური ჯაჭვის II რგოლი) კვეთში მოქმედი ღუნვის ძაბვის განსაზღვრის საანგარიშო სქემა

(2.3.4) განტოლების შესაბამისად მივიღებთ:

$$X_{1\text{მარჯ}} = \frac{\frac{2EJ_2}{l_2} A_1 A_3 M_{(ამბ)}}{(A_1 + A_2)(A_2 + A_3)A_3 + (A_1 + A_2) \left(\frac{2EJ_3}{l_3}\right)^2 + A_3 \left(\frac{2EJ_2}{l_2}\right)^2} \quad (2.3.66)$$

(2.3.26)-ის შესაბამისად ვღებულობთ, რომ:

$$\max \sigma_{(მღ)} = \frac{\frac{2EJ_2}{l_2} A_1 A_3 M_{(ამბ)}}{\frac{\pi D_0^3}{32} \cdot \left[(A_1 + A_2)(A_2 + A_3)A_3 + (A_1 + A_2) \left(\frac{2EJ_3}{l_3}\right)^2 + A_3 \left(\frac{2EJ_2}{l_2}\right)^2 \right]} \quad (2.3.67)$$

სადაც: E – დრეკადობის მოდული; J – კვეთის ინერციის მომენტი; $M_{(ამბ)}$ – ამძრავი მექანიზმის მიერ შექმნილი მომენტი; $\frac{\pi D_0^3}{32}$ – წინააღობის დერძული მომენტი W ; l_2, l_3 – საანგარიშო მონაკვეთების სიგრძეები; A_i ($i = 1, 2, 3$) – გაიანგარიშება (2.3.60)-ის მიხედვით.

ანალოგიურად შეგვიძლია განვსაზღვროთ წმინდა ღუნვის ძაბვათა მნიშვნელობები კინემატიკური ჯაჭვის II რგოლის შესაბამისი კვეთებისათვის (იხ. ნახ. 20):

$$\begin{cases} X_{2\text{მარჯ}} - X_{1\text{მარჯ}} = -M_{(ამბ)}; \\ X_{3\text{მარჯ}} - X_{2\text{მარჯ}} = l_3 m_0 g; \\ X_{3\text{მარჯ}} = 0. \end{cases}$$

პირველი რგოლის ანალოგიურად მოცემული განტოლებათა სისტემა ჩაიწერება დრეკადი გადაადგილებებისათვის.

$$\begin{cases} -(A_1 + A_2)x_{1\text{მრჩ}} - \frac{2EJ_2}{\ell_2}x_{2\text{მრჩ}} = -M_{(აბ)}; \\ \frac{2EJ_2}{\ell_2}x_{1\text{მრჩ}} - (A_2 + A_3)x_{2\text{მრჩ}} - \frac{2EJ_3}{\ell_3}x_{3\text{მრჩ}} = \ell_3 m_0 g; \\ -\frac{2EJ_3}{\ell_3}x_{2\text{მრჩ}} + A_3 x_{3\text{მრჩ}} = 0. \end{cases}$$

მოცემულ განტოლებებში

$$A_i = \frac{4EJ_i}{\ell_i} - \frac{m_i \ell_i^2 \omega^2}{105}, \quad (i = 1, 2, 3)$$

შესაბამისი მათემატიკური გარდაქმნების ჩატარების შედეგად მივიღებთ $X_{1\text{მრჩ}}$ -ს და $\max \sigma_{(ბღ)}$ -ის განმსაზღვრელ გამოსახულებებს II რგოლისათვისაც.

მიღებული განტოლებების საფუძველზე განვახორციელებთ ღუნვის ძაბვის გაანგარიშებას.

განსახილველი მექანიკური სისტემის კინემატიკური ჯაჭვის რგოლები დამზადებულია გაზრდილი სიმტკიცის მქონე D16 მარკის დურალუმინის შენადნობისგან შემდგომი მექანიკური თვისებებით¹ და ფიზიკური პარამეტრებით:

$$E = 0,72 \cdot 10^6 \text{ კგ/სმ}^2; J = \frac{\pi d^4}{64}; \sigma_{0,2} = 2800 \text{ კგძ/სმ}^2; [\sigma]_{\text{ღუნ}} = 2500 \text{ კგძ/სმ}^2;$$

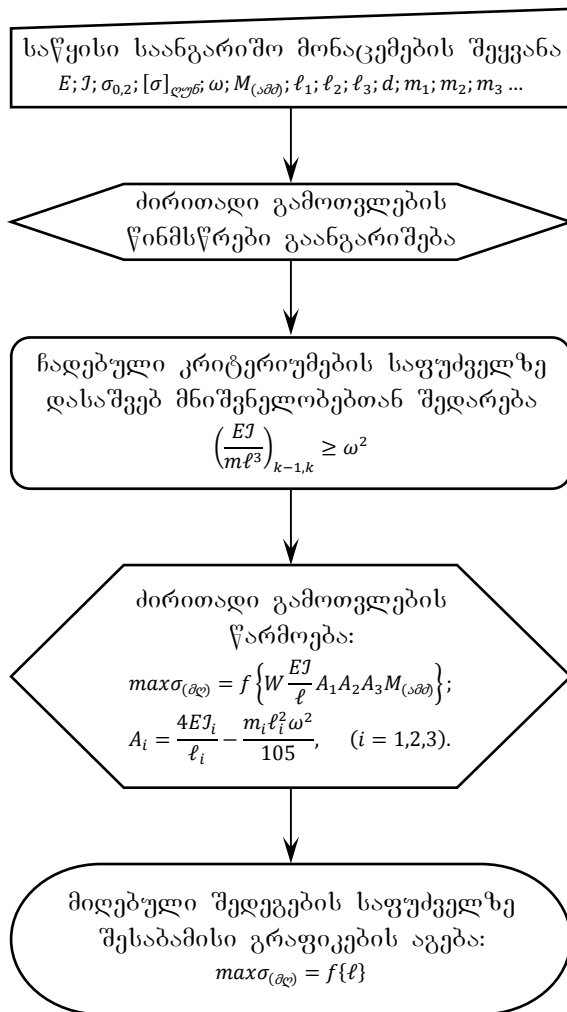
$$\omega = 35 \text{ წმ}^{-1}; M_{(აბ)} = 2 \cdot 10^3 \text{ კგ} \cdot \text{სმ};$$

$$D_0 = 2\text{სმ}; \ell_I = \ell_{II} = 15\text{სმ}; m_I = m_{II} = 0,1272\text{კგ}; m_0 = 13,5\text{კგ}.$$

შენიშვნა: ამძრავი მექანიზმის მიერ წარმოქმნილი საჭირო მომენტის სიდიდე დადგენილია შესაბამისი მეთოდით საფრენი აპარატის წონის, წარმოქმნილი ამწევი ძალის, ფრთისა და ფრთაუკანის ფართობის, ფრთაუკანის წონის და დამატებითი კოეფიციენტების გათვალისწინებით.

მოყვანილი პარამეტრებით გაანგარიშების პროცესის ავტომატიზაციისათვის განხორციელდა პროგრამული მოდელის შექმნა MATLAB-ის გამოყენებით (იხ. ნახ. 21), რომლის მეშვეობითაც მიღებულ იქნა ღუნვის ძაბვის გადანაწილების გრაფიკი რგოლების სიგრძის

¹ მონაცემები აღებულია [54]-ის შესაბამისი ცხრილებიდან.



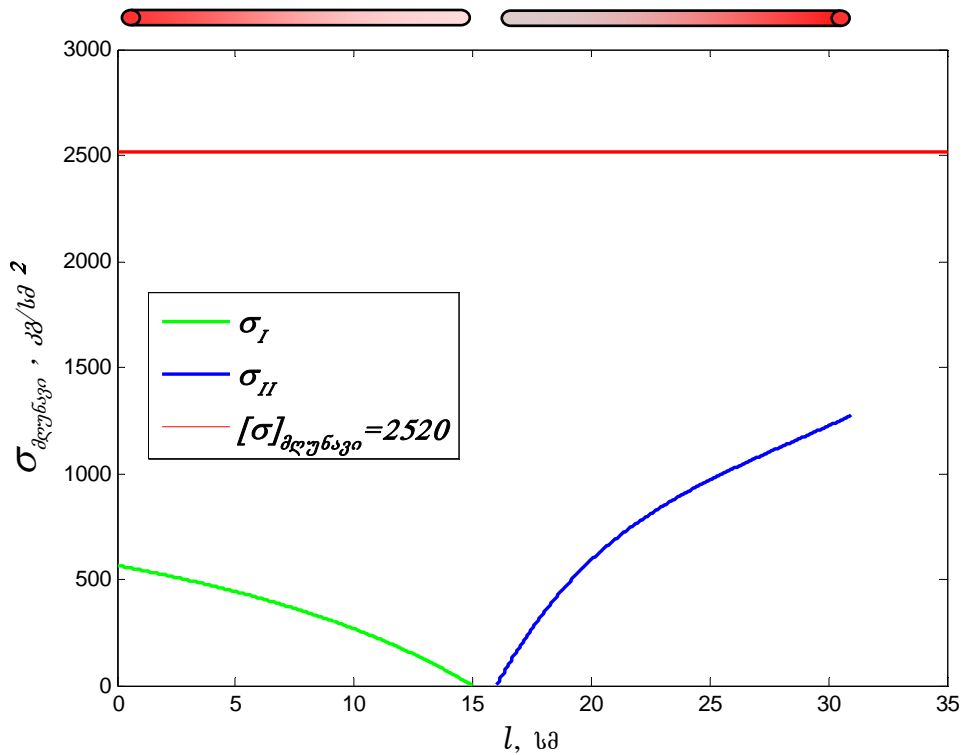
ნახ. 21: სიმტკიცეზე გაანგარიშების კომპიუტერული მოდელი

მიხედვით (ნახ. 22). მიღებული გრაფიკი გვაძლევს ნათელ წარმოდგენას იმაზე, თუ როგორ ნაწილდება მოქმედი ძაბვა დერო ელემენტის ხისტად ჩამაგრების ადგილიდან მომენტის მოდების წერტილამდე და მომენტის მოდების წერტილიდან თავმოყრილი მასა m_0 -მდე. გაანგარიშების შედეგებიდან ჩანს, რომ პირველი რგოლისათვის $max\sigma_{(აღ)} = 566.65$ კგ/სმ², ხოლო მეორე რგოლისათვის კი $max\sigma_{(აღ)} = 1272.73$ კგ/სმ², რაც თავის მხრივ

ნაკლებია მაქსიმალურ დასაშვებ მნიშვნელობაზე $[\sigma]_{(აღ)} = 2520$ კგ/სმ².

ჩამოყალიბებული მეთოდის საფუძველზე განვახორციელოთ უბილოტო საფრენი აპარატის მართვის სისტემის ერთ-ერთი კონსტრუქციული ელემენტის – ზოლურას (თავისუფალი მექანიკური ჯაჭვი) შესაბამისი გაანგარიშება.

საფრენი აპარატების ექსპლუატაციის გამოცდილებამ აჩვენა მართვის სისტემაში აღნიშნული კონსტრუქციული ელემენტის არასაკმარისი სიმტკიცე და შესაბამისად საიმედოობაც, რაც თავის მხრივ დაკავშირებულია საფრენი აპარატის სწორ ექსპლუატაციასთან, ფრენების უსაფრთხოებასთან და შესაბამისად მის ექსპლუატაციაზე გაწეული დამატებითი ხარჯების ზრდასთან.



ნახ. 22: ფრთის მექანიზაციის კონსტრუქციულ ელემენტზე მოქმედი ღუნვის ძაბვის გრაფიკი

ზემოთქმულიდან გამომდინარე განვიხილოთ აღნიშნულ დეტალში, რომლის კონსტრუქციული და საანგარიშო სქემა წარმოდგენილია ნახატზე 23, წარმოქმნილი ძაბვების გაანგარიშების საკითხი.

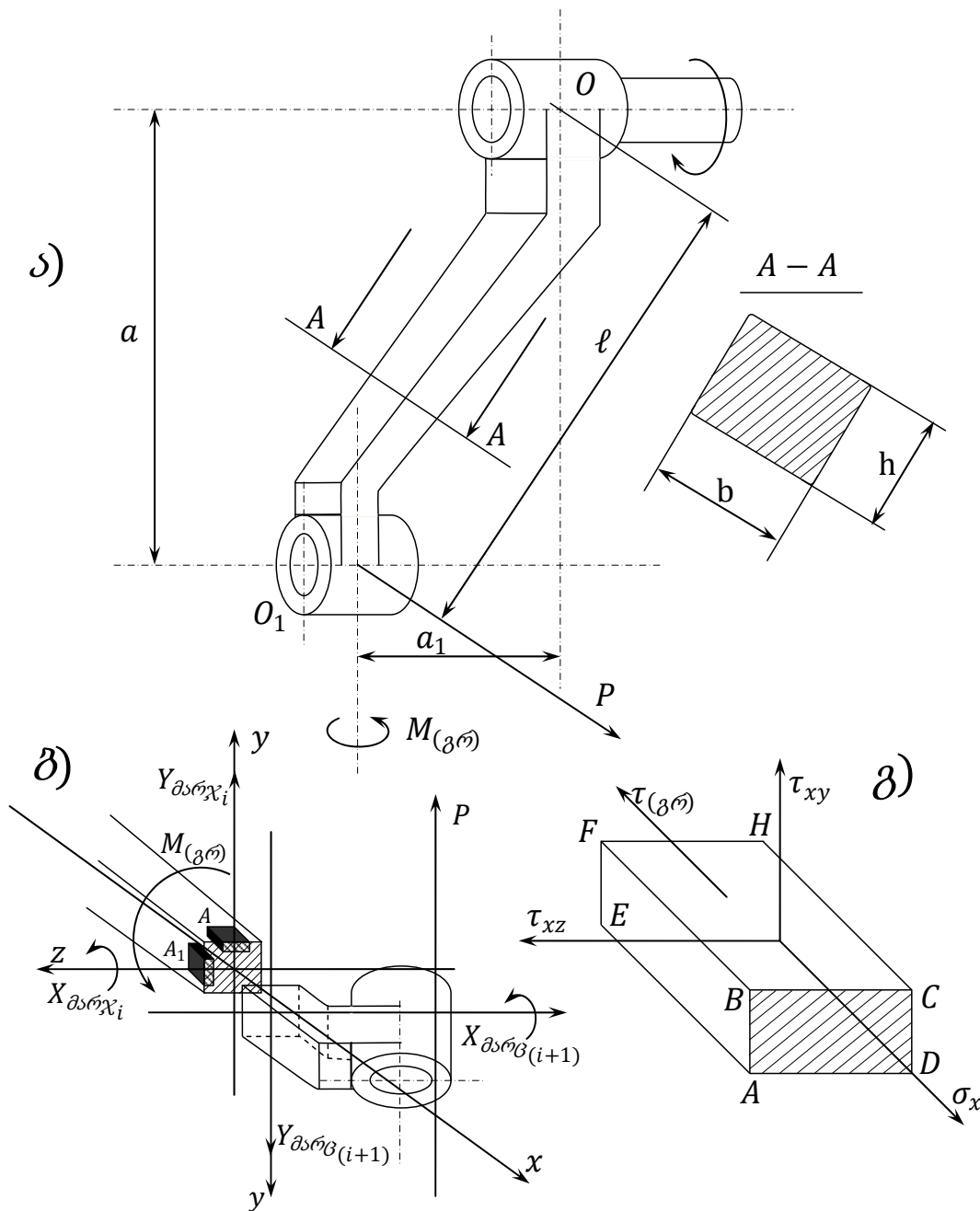
ისევე, როგორც წინა შემთხვევაში, დავყოთ გამოსაკვლევი რგოლი საანგარიშო მონაკვეთებზე (იხ. ნახ. 23ბ) და შევადგინოთ ძალებისა და მომენტების წონასწორობის განტოლებები ელემენტების შეუღლების ადგილისათვის. კერძოდ, წონასწორობის განტოლებები კვეთში A – A, მიიღებენ შემდეგ სახეს:

$$X_{მარჯ_i} - X_{მარც(i+1)} = 0 \quad (2.3.68)$$

$$Y_{მარჯ_i} - Y_{მარც(i+1)} = 0 \quad (2.3.69)$$

განტოლებები (2.3.68) და (2.3.69) გაშლილი სახით ჩავწეროთ შემდეგნაირად:

$$-\frac{2EJ}{\ell} x_{მარც_i} + \frac{6EJ}{\ell^2} y_{მარც_i} + Ax_{მარჯ_i} - By_{მარჯ_i} + Ax_{მარც(i+1)} + By_{მარც(i+1)} + \frac{2EJ}{\ell} x_{მარჯ(i+1)} + \frac{6EJ}{\ell^2} y_{მარჯ(i+1)} = 0 \quad (2.3.70)$$



ნახ. 23: მართვის სისტემის კონსტრუქციულ ელემენტში ძაბვათა განსაზღვრის საანგარიშო სქემა

$$\begin{aligned}
 & -\frac{6EJ}{\rho^2} x_{\text{მარ}\beta_i} + \frac{12EJ}{\rho^3} y_{\text{მარ}\beta_i} - Bx_{\text{მარ}\chi_i} - Dy_{\text{მარ}\chi_i} + Bx_{\text{მარ}\beta(i+1)} + \\
 & + Dy_{\text{მარ}\beta(i+1)} - \frac{6EJ}{\rho^2} x_{\text{მარ}\chi(i+1)} - \frac{12EJ}{\rho^3} y_{\text{მარ}\chi(i+1)} = 0
 \end{aligned} \quad (2.3.71)$$

სადაც: E – დრეკადობის (იუნგის) მოდული; J – კვეთის ღერძულა ინერციის მომენტი; ρ – საანგარიშო მონაკვეთის სიგრძე; m – ნაკეთობის მასა; ω – სისტემის ჰარმონიული აგზნების სიხშირე.

$$A = \frac{4EJ}{\ell} - \frac{m\ell^2\omega^2}{105} \quad (2.3.72)$$

$$B = \frac{11}{210}m\ell\omega^2 - \frac{6EJ}{\ell^2} \quad (2.3.73)$$

$$D = -\frac{12EJ}{\ell^3} - \frac{13}{35}m\omega^2 \quad (2.3.74)$$

O_1 წერტილის მიმართ ძალთა და მომენტთა წონასწორობის განტოლებებს გააჩნიათ შემდეგი სახე:

$$X_{მარჯ(i+1)} = 0 \quad (2.3.75)$$

$$Y_{მარჯ(i+1)} = P \quad (2.3.76)$$

რომლებიც გაშლილი სახით ჩაიწერება შემდეგნაირად:

$$-\frac{2EJ}{\ell}x_{მარც(i+1)} + \frac{6EJ}{\ell^2}y_{მარც(i+1)} + Ax_{მარჯ(i+1)} - By_{მარჯ(i+1)} = 0 \quad (2.3.77)$$

$$-\frac{6EJ}{\ell^2}x_{მარც(i+1)} + \frac{12EJ}{\ell^3}y_{მარც(i+1)} - Bx_{მარჯ(i+1)} + Dy_{მარჯ(i+1)} = P \quad (2.3.78)$$

იმ დაშვების გათვალისწინებით, რომ გამოსაკვლევი კონსტრუქციული ელემენტის i მონაკვეთის მარცხენა მხარე კონსტრუქციასთან ჩამაგრებულია ხისტად, განტოლებები (2.3.70), (2.3.71), (2.3.77) და (2.3.78) მიიღებენ შემდეგ სახეს:

$$2Ax_{მარჯ_i} + \frac{2EJ}{\ell}x_{მარჯ(i+1)} + \frac{6EJ}{\ell^2}y_{მარჯ(i+1)} = 0 \quad (2.3.79)$$

$$2Dy_{მარჯ_i} - \frac{6EJ}{\ell^2}x_{მარჯ(i+1)} - \frac{12EJ}{\ell^3}y_{მარჯ(i+1)} = 0 \quad (2.3.80)$$

$$-\frac{2EJ}{\ell}x_{მარჯ_i} + \frac{6EJ}{\ell^2}y_{მარჯ_i} + Ax_{მარჯ(i+1)} - By_{მარჯ(i+1)} = 0 \quad (2.3.81)$$

$$-\frac{6EJ}{\ell^2}x_{მარჯ_i} + \frac{12EJ}{\ell^3}y_{მარჯ_i} - Bx_{მარჯ(i+1)} + Dy_{მარჯ(i+1)} = P \quad (2.3.82)$$

აღნიშნული განტოლებების ამოხსნით ვღებულობთ:

$$\begin{aligned} x_{მარჯ_i} &= \\ &= \frac{P \left[4 \left(\frac{EJ}{\ell} B + 3 \frac{EJ}{\ell^2} A \right) D - \left(\frac{4EJ}{\ell^2} \right)^3 \right]}{4AD(AD + B^2) - \left(\frac{17EJ}{\ell^3} \right)^2 (\ell + A^2) - \left(\frac{7EJ}{\ell^2} \right)^4 - \left(\frac{EJ}{\ell} \right)^2 \left(\frac{24B}{\ell} - 4D \right) D^2} \end{aligned} \quad (2.3.83)$$

$$\begin{aligned} y_{მარჯ_i} &= \\ &= \frac{12P \left[\frac{2(EJ)^3}{\ell^5} - \frac{EJ}{\ell^2} BA - 2 \frac{EJ}{\ell^3} A^2 \right]}{4AD(AD + B^2) - \left(\frac{17EJ}{\ell^3} \right)^2 (\ell + A^2) - \left(\frac{7EJ}{\ell^2} \right)^4 - \left(\frac{EJ}{\ell} \right)^2 \left(\frac{24B}{\ell} - 4D \right) D^2} \end{aligned} \quad (2.3.84)$$

მოყვანილ განტოლებებში კოეფიციენტები A , B და D შეიცავენ განსახილველი მექანიზმის რხევათა სიხშირის ჰარმონიული აგზნების მნიშვნელობას, რომელიც დგინდება მოცემული მექანიზმისათვის შესაბამისი ნორმატიული დოკუმენტებით მასზე ჩატარებული კვლევებიდან გამომდინარე.

მიღებული განტოლებებისა და შემოთავაზებული მეთოდის საფუძველზე ნორმალური და მხები ძაბვების მნიშვნელობები გაიანგარიშება შემდეგი თანაფარდობის მეშვეობით:

$$\max\sigma_{(ბღ)} = \frac{(Ax_{ბრჯ_i} - By_{ბრჯ_i})}{\frac{bh^2}{6}} \quad (2.3.85)$$

$$\tau_{\max(ბღ)} = \frac{P(-Bx_{ბრჯ_i} + Dy_{ბრჯ_i})}{\frac{2bh}{3}} \quad (2.3.86)$$

მოცემულ განტოლებებში: b – კვეთის სიგანე; h – კვეთის სიმაღლე; P – ძალთა ჯამური მნიშვნელობაა, რომლებიც მოდებულია საანგარიშო კონსტრუქციული ელემენტის წერტილში O_1 .

ნახატიდან 23 ჩანს, რომ საანგარიშო კონსტრუქციული ელემენტის გრძივ ზოლურასთან შეუღლების ადგილი (წერტილი O_1) წანაცვლებულია O წერტილის მიმართ სიდიდით a_1 , რის გამოც განსახილველ კვეთში, გარდა მოყვანილი ძალური ფაქტორებისა, ასევე მოქმედებს გრეხვითი მომენტიც $M_{(ბრ)}$, რომელიც იწვევს გრეხვით დეფორმაციას. ამის გამო კვეთში წარმოიქმნება მხები ძაბვა, რომელიც გაიანგარიშება ფორმულით:

$$\tau_{\max(ბრ)} = \frac{M_{(ბრ)}}{W_{(p)}} \quad (2.3.87)$$

სადაც: $W_{(p)}$ – კვეთის ინერციის პოლარული მომენტი.

გამოყოფილ ელემენტზე A გრეხვისას მხები ძაბვის მაქსიმალური მნიშვნელობა $\tau_{\max(ბრ)}$ იმოქმედებს τ_{xz} -ის მიმართულებით (იხ. ნახ. 23გ), ხოლო A_1 ელემენტისათვის ის იქნება თანხვედრილი τ_{xy} -ის მიმართულებასთან.

კონსტრუქციული ელემენტის დაძაბული მდგომარეობის ანალიზისას მივიღებთ, რომ ელემენტ A -ზე გამოყოფილი $ABCD$

ფართობისათვის, რომელიც იმყოფება განივი კვეთის სიბრტყეში, ნორმალურ ძაბვას σ_x ექნება სახე:

$$\sigma_x = \max\sigma_{(\partial\ell)} + \tau_{\max(\partial\ell)} \quad (2.3.88)$$

ხოლო მხები ძაბვების მნიშვნელობები ჩაიწერება შემდეგი სახით:

$$\begin{aligned} \tau_{xy} &= 0 \\ \tau_{xz} &= \tau_{\max(\partial\ell)} \end{aligned} \quad (2.3.89)$$

ელემენტისათვის A_1 შესაბამისად მივიღებთ, რომ:

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \tau_{\max(\partial\ell)} \\ \tau_{xz} &= \tau_{\max(\partial\ell)} \\ \tau_{xy} &= \tau_{\max(\partial\ell)} \end{aligned} \quad (2.3.90)$$

მიღებული დამოკიდებულებები საშუალებას გვაძლევს შევამოწმოთ განსახილველი კონსტრუქციული ელემენტის სიმტკიცე, რისთვისაც ვიყენებთ განტოლებას (2.3.57).

გამოვიყენოთ განსახილველი კონსტრუქციული ელემენტის შემდეგი ფიზიკური პარამეტრები:

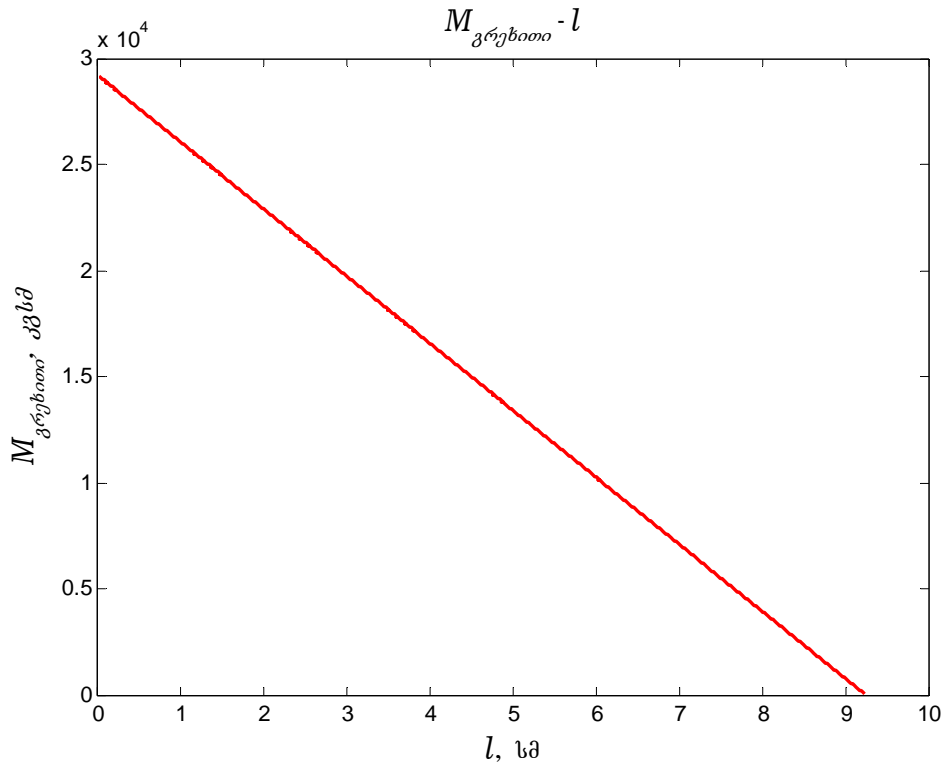
$$\begin{aligned} E &= 2 \cdot 10^6 \text{ კგ/სმ}^2; M_{(\partial\ell)} = Pa_1 = 29195,1 \text{ კგ} \cdot \text{სმ}; P = 5406,5 \text{ კგ}; \\ J &= \frac{bh^3}{12} = 15,4 \text{ სმ}^4; W_z = \frac{bh^2}{6} = 7,35 \text{ სმ}^3; \omega = 25 \text{ ჰც}; \\ m &= 3,35 \text{ კგ}; b = 2,5 \text{ სმ}; \ell = 9,25 \text{ სმ}; h = 4,2 \text{ სმ}. \end{aligned}$$

წინა საანგარიშო ამოცანის მსგავსად, ამ შემთხვევაშიც, გამოყენებულ იქნა სპეციალურად დაწერილი პროგრამული მოდელი, რომლის მეშვეობითაც მიღებულია ღუნვის ნორმალური და მხები ძაბვების გრაფიკები კონსტრუქციული ელემენტის სიგრძის მიხედვით (ნახ. 24, 25, 26, 27).

მოყვანილი პარამეტრების საფუძველზე მივიღებთ:

$$\begin{aligned} \max\sigma_{(\partial\ell)} &= 888,15 \text{ კგ/სმ}^2 \\ \tau_{\max(\partial\ell)} &= 2938,49 \text{ კგ/სმ}^2 \\ \tau_{\max(\partial\ell)} &= 4635,47 \text{ კგ/სმ}^2 \\ \sigma_{\text{კვ}(A)} &= 9745,41 \text{ კგ/სმ}^2 \\ \sigma_{\text{კვ}(A_1)} &= 10576,12 \text{ კგ/სმ}^2 \end{aligned}$$

გამოთვლებიდან ჩანს, რომ განხილულ კვეთში უფრო დატვირთულს წარმოადგენს ელემენტარული ფართობი A_1 . ფოლადის



ნახ. 24: გრებითი მომენტის განაწილება დეტალის სიგრძის მიხედვით

(განხილული კონსტრუქციული ელემენტის მასალა) შესაბამისი მარკის¹ მახასიათებლებიდან ჩანს, რომ 58HRC სისაღის მქონე ზედაპირული ფენის დენადობის ზღვარი ტოლია:

$$\sigma_{0,2} = 17500 \text{ კგ/სმ}^2$$

ხოლო 30HRB სისაღის მქონე გულის დენადობის ზღვარი კი:

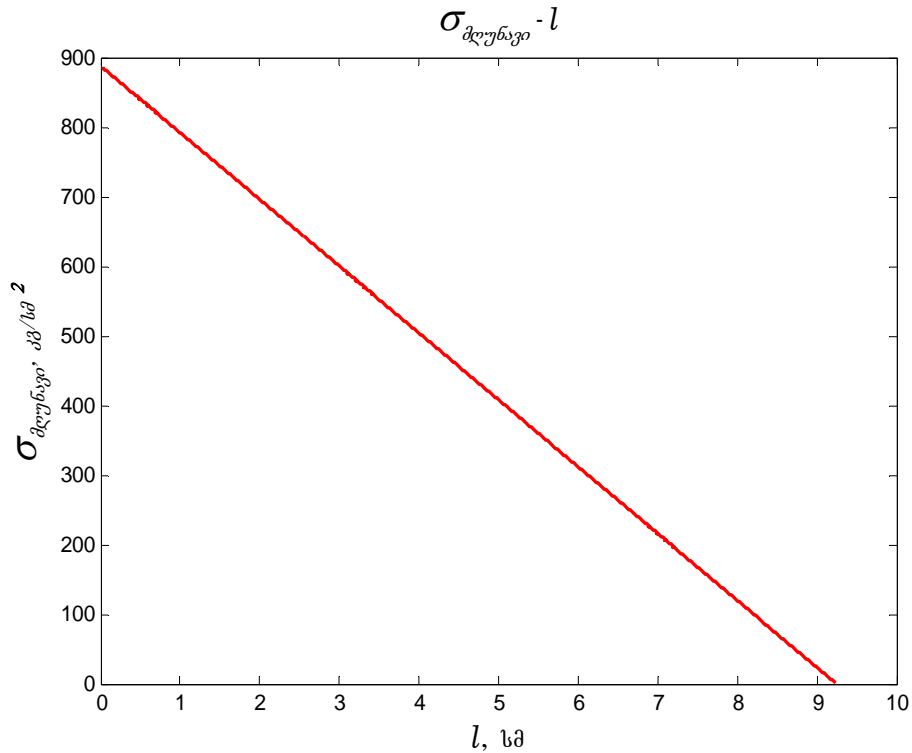
$$\sigma_{0,2} = 8000 \text{ კგ/სმ}^2$$

ზედაპირულ ფენაში დენადობის ზღვარის მიხედვით მარაგი ტოლი იქნება:

$$\eta' = \frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_{კვ}} = 1,65$$

თუ კი მივიჩნევთ, რომ ზედაპირული ფენის სისქეა 1მმ, მაშინ ზედაპირისაგან მოცილებით (სიღრმეში) ეკვივალენტური ძაბვის მაქსიმალური მნიშვნელობისას 10576,12 კგ/სმ² და იმის გათვალისწინებით, რომ ზედაპირიდან ამ მანძილზე არსებობს

¹ფოლადი 40x



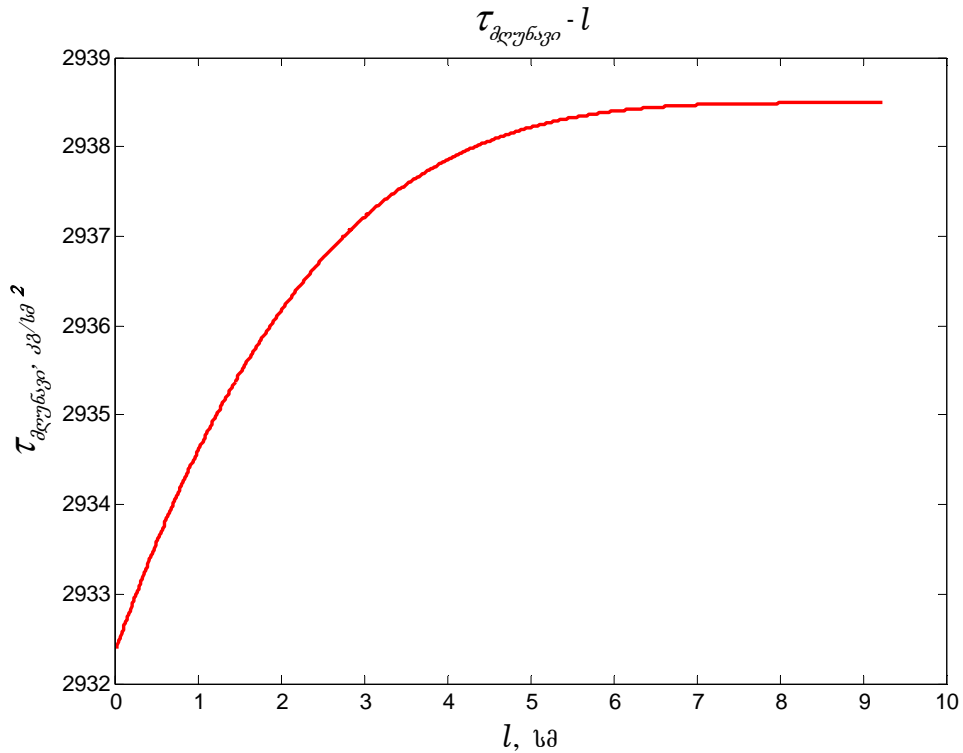
ნახ. 25: ღუნვის ნორმალური ძაბვის განაწილება დეტალის სიგრძის მიხედვით

გარდამავალი ზონა, რომელშიც მასალის სისაღე წარმოადგენს 30-35HRC-ს და შესაბამისად $\sigma_{0,2} = 8000 - 9000$ კგ/სმ², მაშინ გარდამავალ ზონაში დენადობის ზღვარის მიხედვით მარაგი შეადგენს:

$$\eta'' = \frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_{კვ}} = 0,85$$

სიმტკიცის მარაგის მიღებული მნიშვნელობიდან გამომდინარეობს, რომ განხილული კონსტრუქციული ელემენტის სიმტკიცის მარაგი წარმოადგენს არასაკმარისს, რაც თავის მხრივ უარყოფითად აისახება მის, როგორც ცალკეული კონსტრუქციული ელემენტის, ასევე მთლიანობაში სისტემის საიმედოობაზე.

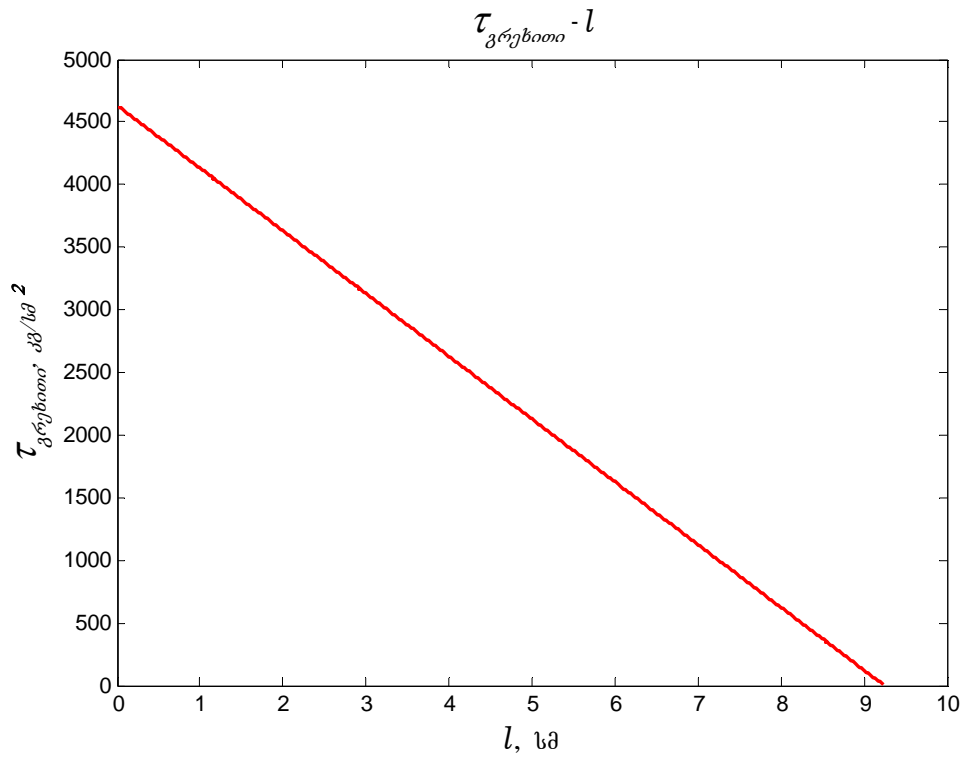
აქედან გამომდინარე რეკომენდებულია აღნიშნული დეტალის სისაღის გაზრდის მიზნით შეცვლილ იქნას ან ფოლადის მარკა ან და მისი კონფიგურაცია, რათა მოხდეს გრესვის დეფორმაციის წარმომქმნელი $M_{(ტ)}$ მომენტის მოქმედების ნეიტრალიზება. გარდა ამისა აუცილებლად მიმაჩნია, მოცემული დეტალის საექსპლუატაციო



ნახ. 26: მსები მდუნავი ძაბვის განაწილება დეტალის სიგრძის მიხედვით

პირობების გადამოწმება და საჭიროების შემთხვევაში შესაბამისი დაშვებების კორექტირება. აღნიშნული ღონისძიებები ხელს შეუწყობს მისი და მოლიანობაში ტექნიკური სისტემის უმტყუნებლობისა და ხანგამძლეობის მაჩვენებლების ამაღლებას, გამორიცხავს გაუთვალისწინებელი მუშა რეჟიმების დადგომასა და შედეგად მტყუნებას მისი დაშლის სახით.

ჩამოთვლილი ღონისძიებების შესაბამისი კომპლექსის გატარებით მიიღწევა, როგორც ფინანსური, ასევე დროის ხარჯის შემცირება საიმედოობის ამაღლებისა და შესაბამისად გაუთვალისწინებელი სარემონტო-სარეგლამენტო სამუშაოების თავიდან არიდებით.



ნახ. 27: გრეხის მხევი ძაბვის განაწილება დეტალის სიგრძის მიხედვით

დასკვნა

1. მიღებულია განაწილებული პარამეტრების მქონე ღეროების მოძრაობის აპროქსიმირებული განტოლებების გამოყენებაზე დაფუძნებული რეკურენტული განტოლებების აგების მეთოდი, რომლებიც აღწერენ სივრცული კინემატიკური ჯაჭვების მოძრაობას მათი რგოლების დრეკადობის გათვალისწინებით.
2. ა სიხშირის მქონე ჰარმონული ძალის ზემოქმედების ქვეშ მყოფი რგოლის, როგორც ძელის, რხევათა ანალიზის საფუძველზე მიღებულია შესაბამისი პირობა, რომელიც უზრუნველყოფს გადანაწილებული მასისა და ძელის დამყოლობის გათვალისწინების სიზუსტეს 1%-ის ფარგლებში.
3. გამოყვანილია რეკურენტული ხასიათის განტოლებები კინემატიკური ჯაჭვის ერთ რგოლში შემავალი მომიჯნავე და ასევე სხვადასხვა სახის კინემატიკური წყვილებით დაკავშირებული საანგარიშო მონაკვეთებისთვის. ამავდროულად მოცემული განტოლებების ზღვრული პირობები განისაზღვრება მექანიზმის რგოლების სივრცული ტრაექტორიით გადაადგილებისას წარმოქმნილი ინერციის ძალთა და მომენტების გათვალისწინებით.
4. დინამიკური სიხისტის მეთოდის გამოყენების საფუძველზე აგებულია სივრცული ღია კინემატიკური ჯაჭვის საკუთარ რხევათა სიხშირის განსაზღვრის მეთოდი.
5. მიღებულია სივრცული ძალების სისტემის გავლენის ქვეშ მყოფი კინემატიკური ჯაჭვის რგოლებში ძაბვათა გაანგარიშების მეთოდი. ამავდროულად მიღებულია დამოკიდებულებები, რომლებიც საშუალებას გვაძლევს გავიანგარიშოთ ღუნვის, გაჭიმვისა და გრეხვის ძაბვები.
6. მიღებულია განტოლება, რომელიც ღერო-ელემენტზე კომპლექსური ძაბვების მოქმედებისას კინემატიკური ჯაჭვების რგოლთა სიმტკიცეზე შემოწმების საშუალებას გვაძლევს.
7. ჩამოყალიბებული მეთოდიკისა და მიღებული თანაფარდობების საფუძველზე გამოკვლეულია და განსაზღვრულია უპილოტო საფრენი აპარატის ფრთისა და მართვის სისტემის შემადგენელი

მძიმე საექსპლუატაციო პირობებში მომუშავე სხვადასხვა სტრუქტურის მქონე კონსტრუქციული ელემენტების (კინემატიკური ჯაჭვი და მისი რგოლები) კვეთებში მოქმედი ძაბვები, დაწერილია პროგრამული მოდელი საანგარიშო პროცესის ავტომატიზაციისა და სისტემატიზაციისათვის, რის საფუძველზეც წარმოდგენილია კონკრეტული რეკომენდაციები მექანიზმების რგოლთა სიმტკიცის მახასიათებელთა გაუმჯობესების აუცილებლობაზე მათი საიმედოობის ამაღლების მიზნით.

გამოყენებული ლიტერატურის ნუსხა

1. Артоболевский И.И. Теория пространственных механизмов. ОНТИ. 1973, 236с.
2. Барабанов Г.Г. Кинематика пространственных механизмов. *Труды ВВА им. Жуковского*. 1937, вып.18, с.3-64.
3. Бруевич Н.Г. Кинестатика пространственных механизмов. *Труды ВВА им. Жуковского*. 1937, вып.22, с.3-85.
4. Добровольский В.В. Теория механизмов. М.: Машгиз. 1946, 465с.
5. Тавхелидзе Д.С. К вопросу существования кривошипа и двух кривошипов в пространственных механизмах. *Тр.семинара по ТММ*. 1946, т.III., вып.9, с.5-17.
6. Тавхелидзе Д.С., Давиташвили Н.С. Кинематическое исследование пятизвенного кривошипно-ползунного механизма. *Сообщения АН ГССР*. 1978, №2, т.90, с.433-436.
7. Зиновьев В.А. Пространственные механизмы с низшими парами. М.: Гостехиздат. 1952, 432с.
8. Кислицин С.Г. Тензорный метод в теории пространственных механизмов. *Тр.семинара по ТММ*. 1954, вып.17, с.51-58.
9. Лебедев П.А. Кинематика пространственных механизмов. М.: Л.: Машиностроение. 1966, 280с.
10. Лебедев П.А., Хрусталева Р.С. Кинематический анализ механизмов. *Сб. Научно-методических статей по ТММ*. М.: Высшая школа. 1982, вып.9, с.49-75.
11. Denavit I., Hartenberg R.S. Approximate synthesis of spatial linkages. *Journ' of applied mechanics*, 1974, v.27, N4, p.201-206.
12. Мудров П.Р. Пространственные механизмы с вращательными парами. Изд. Казанского университета. 1976, 264с.
13. Диминтберг Ф.М. Теория пространственных шарнирных механизмов. М.: Наука. 1982, 335с.
14. Артоболевский И.И., Овакимов А.Г., Знаменков О.К. Уравнение движения манипулятора с учетом инерции вращательных приводов. *Машиноведение*. 1977, №6, с.3-11.
15. Midha A., Erdman E., Frohrib D. An approximate method for dynamic analysis of elastic linkages. *Trans Asme*, 1977, В 99, N2, p.449-455.
16. Битурин С.А., Елисеев С.В., Засядко А.А. Моделирование и исследование управляемого движения манипуляционного робота с учетом динамики исполнительного органа. 5-ий Всес. съезд по теории и прикл. мех. Алма-Ата.: Аннот. докл. 3 июня, 1981.
17. Елисеев С.В., Ченских В.Р., Хвошевский Г.И. Промышленные роботы некоторые проблемы внедрения. Изд. Иркутского университета. 1982, 361с.
18. Вукобратович М., Потокняк В. Численный метод динамики манипулятора с упругими свойствами. Изв. АН СССР. *Техническая кибернетика*. 1981, №5, с.131-141.
19. Вукобратович М. Шагающие роботы и антропоморфные механизмы. М.: Мир. 1976, 539с.
20. Сехниашвили Э. Колебания упругих систем. Тбилиси: Сабчота Сакартвело. 1966, 547с.

21. Смирнов А.Ф. и др. Строительная механика - стержневые системы. М.: Стройиздат. 1981, 512с.
22. Дондоншанский В.К. Расчет колебаний упругих систем на электронных вычислительных машинах. М.: Машиностроение. 1965, 367с.
23. Тавхелидзе Д.Д., Красношапка Н.А. К вопросу исследования неустановившихся процессов в нелинейных механических системах с двумя степенями свободы. *Сообщения АН ГССР*. 1973, вып.72, №1, с.133-136.
24. Тавхелидзе Д.Д., Красношапка Н.А., Адамия Р.Ш. Колебания в механических системах вызванные нелинейными восстанавливающими силами. *Сообщения АН ГССР*. 1969, вып.55, №2, с.369-372.
25. Хвингия М.В. Основы прикладной теории механических колебаний и динамики машин. Тбилиси: Ганатлеба. 1981, 455с.
26. Голубцев А.Н. Интегральные методы в динамике машин. Киев: Техника. 1967, 350с.
27. Митропольский Ю.А. Нестационарные процессы в нелинейных колебательных системах. М.: Наука. 1955, 380с.
28. Митропольский Ю.А. Проблемы асимптотической теории нестационарных колебаний. М.: Наука. 1964, 432с.
29. Понтрягин Л.С., Болтянский В.Г., Гамкрелидзе Р.В., Мищенко Е.Ф. Математическая теория оптимальных процессов. М.: Наука. 1969, 382с.
30. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов. Л.: Машиностроение. 1969, 366с.
31. Тавхелидзе Д.С., Давиташвили Н.С. Теоретические основы проектирования плоских и сферических пятизвенных стержневых механизмов. Тбилиси: Мецниереба. 1975, 205с.
32. Тавхелидзе Д.Д. К вопросу математического моделирования пространственной механической системы. *Сообщения АН ГССР*. 1979, вып.94, №2, с.413-416.
33. Тавхелидзе Д.Д., Дорогозов А.М. К вопросу оптимизации колебательности нелинейных систем с n степенями свободы. *Сообщения АН ГССР*. 1971, вып.61, №1, с.137-140.
34. Тавхелидзе Д.Д. Об одном методе расчета поперечных колебаний стержней. *Сб.Трудов ГПИ им. В.И. Ленина*. 1982, №1, с.12-15.
35. Тавхелидзе Д.Д., Мchedlishvili Т.Ф. Уравнение динамики исполнительных механизмов манипуляционных роботов с учетом упругости звеньев. *Сб.Трудов ГПИ им. В.И. Ленина*. 1982, №1, с.27-32.
36. Тавхелидзе Д.Д. Об одном методе определения напряжений в звеньях механической цепи. *Сб.Трудов ГПИ им. В.И. Ленина*. 1983, №7, с.95-99.
37. Тавхелидзе Д.Д. К вопросу определения собственных частот колебаний исполнительного механизма промышленного робота. *Сообщения АН ГССР*. 1983, вып.110, №3.
38. Тавхелидзе Д.Д. Методы исследований и расчета исполнительных механизмов манипуляционных роботов. Тбилиси: Изд.Тбилисского университета. 1984, 277с.
39. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин. М.: Машиностроение. 1969, 296с.
40. თავხელიძე დ., მჭედლიშვილი ზ., მიდელაშვილი ზ. ბერკეტული მექანიზმის რგოლებში ძაბვების გაანგარიშების საკითხისადმი. *სამეცნიერო ჟურნალი ტრანსპორტი და მანქანათმშენებლობა*. 2013, №1(26), გვ.32-38.

41. Степнов М.Н. Расчетные методы оценки характеристик сопротивления усталости материалов и элементов конструкции. Учебное пособие для студентов специальности "динамика и прочность машин". Москва. 2003, 119с.
42. Афанасьев Н.Н. Статистическая теория усталостной прочности металлов. Киев. Изд-во АН УССР. 1953, 128с.
43. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. Москва. Машиностроение.1977, 232с.
44. Степнов М.Н., Агамиров Л.В., Котов П.И., Махутов Н.А. и др. Прочность машин и конструкции при переменных нагрузках. Москва. 2001, 136с.
45. Гоц А.Н. Расчеты на прочность при переменных напряжениях. Владимир: Изд-во ВлГУ. 2012, 138с.
46. შილაკაძე მ. მექანიკური მოწყობილობების საიმედოობის საფუძვლები. თბილისი: ტექნიკური უნივერსიტეტი. 2009, 399გვ.
47. მიდელაშვილი ზ. ტექნიკური სისტემების საიმედოობის პარამეტრების შეფასების მეთოდების ანალიზი. *სამეცნიერო ჟურნალი ტრანსპორტი და მანქანათმშენებლობა*. 2011, №2(21), გვ.124-130.
48. სანაძე გ., მიდელაშვილი ზ. უპილოტო შევუღმფრენის განვითარების პერსპექტივები და აეროდინამიკური შეთანწყობის გაუმჯობესება. *სამეცნიერო ჟურნალი ტრანსპორტი და მანქანათმშენებლობა*. 2011, №2(21), გვ.62-66.
49. Гнеденко Б.В., Беляев Ю.К., Соловьёв А.Д. Математические методы в теории надёжности. М.: Наука. 1965, 524с.
50. Анцелиович Л.Л. Надёжность, безопасность и живучесть самолёта. М.: Машиностроение. 1985, 296с.
51. Морозов В.И., Пономарев А.Т., Рысев О.В. Математическое моделирование сложных аэроупругих систем. М.: Физматлит. 1995, 736с.
52. Ван дер Варден Б.Л. Математическая статистика. Москва: Издательство Иностранной Литературы. 1960, 435с.
53. Ануфриев И.Е., Смиронов А.Б., Смирнова Е.Н. MATLAB 7. Санкт-Петербург: БХВ-Петербург. 2005, 1104с.
54. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В трёх томах. Москва: Машиностроение. 2011, т.1, 920с.