

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

ლევან მარსაგიშვილი

ჰიდრავლიკური და ელექტროჰიდრავლიკური ამძრავთა
სისტემების დინამიკური მოდელირება და სინთეზი
მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით

წარმოდგენილია დოქტორის აკადემიური ხარისხის
მოსაპოვებლად

სადოქტორო პროგრამა: მანქანათმცოდნეობა, მანქანათმშენებლობა
და საწარმოო ტექნოლოგიური პროცესები

შიფრი 0408

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

თბილისი, 0175,

საქართველო ივლისი, 2017 წელი

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობის ფაკულტეტი

ჩვენ, ქვემოთ ხელისმომწერნი ვადასტურებთ, რომ გავეცანით ლევან მარსაგიშვილის მიერ შესრულებულ ნაშრომს დასახელებით: „ჰიდრავლიკური და ჰიდროელექტრომექანიკური ამბრავთა სისტემების დინამიკური მოდელირება და სინთეზი მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით“ და ვაძლევთ რეკომენდაციას საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის საუნივერსიტეტო სადისერტაციო საბჭოში მის განხილვას დოქტორის აკადემიური ხარისხის მოსაპოვებლად.

თარიღი: „ 7 “ ივლისი 2017 წელი

ხელმძღვანელი:

ტ.მ.დ., პროფესორი

თამაზ მჭედლიშვილი

რეცენზენტი:

ტ.მ.დ., პროფესორი

ზაურ ბალამწარაშვილი

რეცენზენტი

ტ.მ.კ.

ბელა ნავროზაშვილი

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

ლევან მარსაგიშვილი

ჰიდრავლიკური და ელექტროჰიდრომექანიკური ამბრავთა
სისტემების დინამიკური მოდელირება და სინთეზი მოცემული
გარდამავალი პროცესების მიხედვით

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის სატრანსპორტო და
მანქანათმშენებლობის ფაკულტეტი

წარმოდგენილია დოქტორის აკადემიური ხარისხის მოსაპოვებლად
ივლისი 2017 წელი

ინდივიდუალური პიროვნებების ან ინსტიტუტების მიერ ზემომოყვანილი დასახელების სამაგისტრო ნაშრომის გაცნობის მიზნით მოთხოვნის შემთხვევაში მისი არაკომერციული მიზნებით კოპირებისა და გავრცელების უფლება მინიჭებული აქვს საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტს“. „ავტორი ინარჩუნებს დანარჩენ საგამომცემლო უფლებებს და არც მთლიანი ნაშრომის და არც მისი ცალკეული კომპონენტების გადაბეჭდვა ან სხვა რაიმე მეთოდით რეპროდუქცია დაუშვებელია ავტორის წერილობითი ნებართვის გარეშე. ავტორი ირწმუნება, რომ ნაშრომში გამოყენებული საავტორო უფლებებით დაცული მასალებზე მიღებულია შესაბამისი ნებართვა (გარდა ის მცირე ზომის ციტატებისა, რომლებიც მოითხოვენ მხოლოდ სპეციფიურ მიმართებას ლიტერატურის ციტირებაში, როგორც ეს მიღებულია სამეცნიერო ნაშრომების შესრულებისას) და ყველა მათგანზე იღებს პასუხისმგებლობას.

ავტორის ხელმოწერა _____

რეზიუმე

ტექნიკის განვითარების თანამედროვე ტენდენციები ხასიათდებიან ავტომატიზებული მანქანების ფართო დანერგვით ინერგება პროგრამული მართვის ჩარხები, რობოტოტექნიკური სისტემები, ავტომატიკის ელემენტების შემცველი სატრანსპორტო მოწყობილობები და ა.შ.

ავტომატიზებული მანქანების ერთ-ერთ ძირითად ფუნქციონალურ ელემენტებს წარმოადგენენ მექანიკური, ელექტრო, ჰიდრო და პნევმო ამძრავები, რომლებიც მრავალ შემთხვევაში წარმოადგენენ სტრუქტურულად რთულ ტექნიკურ მოწყობილობებს.

აღნიშნულთან დაკავშირებით, მანქანების კონსტრუქცია და სტრუქტურა მრავალ წილად განპირობებულია ამძრავთა სისტემების სტრუქტურითა და კონსტრუქციებით.

ზემოთაღნიშნული ამძრავთა კონკრეტული სისტემების შემუშავებასთან და კვლევასთან დაკავშირებული ნაშრომების მიმოხილვა მიგვითითებს, რომ ბოლო დროს ამ სისტემებში ფართო გამოყენება ჰპოვეს ჰიდრავლიკურმა და ელექტროჰიდრავლიკურმა ამძრავთა სისტემებმა.

ასეთმა სისტემებმა ფართო გამოყენება ჰპოვეს ავტომატიზებულ, მანქანებში მათ შორის პროგრამული მართვის ჩარხებში, რობოტოტექნიკურ კომპლექსებში, თანამედროვე გემების მართვის საპასუხისმგებლო მოწყობილობებში.

ამძრავთა აღნიშნული სისტემების შემუშავებასა და კვლევასთან დაკავშირებულ ნაშრომთა მიმოხილვა მიგვითითებს მათში მიმდინარე დინამიკური პროცესების ანალიზისა და სინთეზის მეთოდებისა და მეთოდიკების ეფექტურობის ამაღლების სამეცნიერო-ტექნიკური ამოცანის აქტუალურობაზე, რაც წარმოადგენს რთული მრავალბმული, მრავალკონტურიანი სისტემების ოპტიმიზაციური გაანგარიშების ზოგადი პრობლემის შემადგენელ ნაწილს.

ნაშრომის მიზანს წარმოადგენს

თანამედროვე მანქანებში და მანქანათა სისტემებში ფართოდ გამოყენებული ამძრავთა სისტემების მიმოხილვა, რთული სტრუქტურის ჰიდრავლიკური, ელექტროჰიდრავლიკური და ელექტრომექანიკური მოთვალთვალე სისტემების ორიგინალური მათემატიკური მოდელების და დინამიკური კვლევის მეთოდებისა და მეთოდიკების შემუშავება მიმართული ამ სისტემათა ხარისხისა და ეფექტურობის ამაღლებისაკენ.

დასახული მიზნის მიღწევისათვის კვლევის ამოცანებში ჩართულია:

- ამძრავთა საკვლევი სისტემების, მათი დინამიკური ანალიზისა და სინთეზის მეთოდებისა და მეთოდიკების შემუშავების საკითხის თანამედროვე მდგომარეობის ანალიზი და შემდგომი კვლევის ამოცანების ფორმირება;

- საკვლევი მრავალკონტურიანი სისტემების ცალკეული ფუნქციონალური ელემენტების მათემატიკური მოდელების ანალიზი და მათ საფუძველზე მთლიანი სისტემების დინამიკური მოდელების შემუშავება მექანიკურ ნაწილში როგორც აბსოლუტურად ხისტი, აგრეთვე დრეკადრგოლებიანი მოდელების გათვალისწინებით;
- შემუშავებული მოდელების გამოყენებით საკვლევ სისტემათა დინამიკური სტრუქტურული სქემების, გადამცემი ფუნქციების და რეგულირებად კოორდინატთა გამოსახულებების აგება როგორც სინთეზის დასამუშავებელი მეთოდის შემადგენელი ნაწილისა;
- შესამუშავებელი მეთოდის ძირითადი კანონზომიერებების გამოვლენა და მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით სინთეზის ალგორითმების აგება;
- კონკრეტული მოთვალთვალე სისტემების კვლევა. შემუშავებული მეთოდებისა და სისტემების თავისებურებების და ეფექტურობის ხარისხის გამოვლენა.

ნაშრომის სამეცნიერო სიახლე მდგომარეობს:

- საკვლევი ჰიდრაულიკური, ელექტროჰიდრაულიკური და ელექტროჰიდრომექანიკურ სისტემებთან მიმართებაში დინამიკის მათემატიკური მოდელირების, მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით სინთეზის მეთოდში სასურველი პროცესების ფორმირებისა და სინთეზირებადი პარამეტრების ძიების მეთოდების აგების ახალ მეთოდოლოგიურ მიდგომებში.

ნაშრომის პრაქტიკული ღირებულება. საკვლევი მრავალრეჟიმული ამძრავთა სისტემების დინამიკური ანალიზისა და სინთეზის მეთოდები და მეთოდიკები და კვლევის შედეგები, მიმართული განსაზღვრული ამძრავთა ელექტრომექანიკური სისტემების ხარისხისა და ეფექტურობის ამაღლებისაკენ.

სამეცნიერო დებულებების, დასკვნებისა და რეკომენდაციების უტყუარობა უზრუნველყოფილია მათემატიკური მოდელირების, რეგულირების რთული სისტემების სტრუქტურული და პარამეტრული სინთეზის მეცნიერულად დასაბუთებული მეთოდების გამოყენებით. შესავალ ნაწილში დასაბუთებულია სადისერტაციო ნაშრომის აქტუალურობა, ჩატარებულია თანამედროვე ტექნიკაში ფართოდ გამოყენებული ამძრავთა, მათ შორის ჰიდრაულიკური, ელექტროჰიდრაულიკური და ელექტროჰიდრომექანიკური ამძრავების ზოგადი ფუნქციონალური და სტრუქტურული თავისებურებების მიმოხილვა. ჩატარებულია განხილვადი დინამიკური სისტემების მოდელირებისა და კვლევის საკითხების მიმოხილვა, კერძოდ გაანალიზებულია, როგორც მექანიკური ნაწილის მოდელირება-კვლევისათვის საჭირო მათემატიკური კანონზომიერებები, აგრეთვე მოთვალთვალე ავტომატიზებული ამძრავთა სისტემების აგებისა და

კვლევის ძირითადი მეთოდები და მეთოდიკები. ნაშრომის ძირითად ნაწილში განხილულია ავტომატიზებულ ჩარხებში, რობოტოტექნიკურ და გემების მართვის სისტემებში გამოყენებული კონკრეტული სახის ჰიდრავლიკური, ელექტროჰიდრავლიკური და ელექტროჰიდრომექანიკურ ამძრავთა სისტემები.

ჰიდრავლიკური ნაწილის აღმწერ განტოლებათა სისტემების ანალიზის საფუძველზე ნაჩვენებია, რომ უკანასკნელნი მიეკუთვნებიან არსებითად არაწრფივ სისტემებსა და მათში ჰიდრავლიკური მკვეთარების ხარჯვითი მახასიათებლებით წარმოქმნილ არაწრფივ ფუნქციებთან ერთად საქმე გვაქვს მშრალი ხახუნის ძალის მოქმედებით წარმოქმნილ არაწრფივ იმპულსურ ფუნქციასთან.

ჩამოყალიბებულია აღნიშნულ სისტემათა დინამიკური ანალიზის ორიგინალური მეთოდოლოგია იმპულსური ფუნქციის ზემოქმედებათა გათვალისწინებით.

ცალკეული ელემენტების შემუშავებული მოდელების და მათი შეთანწყობის საკითხების გათვალისწინებით აგებულია ავტომატიზებულ (მათ შორის პროგრამული) მართვის ჩარხებში, რობოტოტექნიკურ სისტემებში და გემების მდებარეობისა და კურსის მართვის ავტომატიზებულ სისტემებში ფართო გამოყენებული მთლიან ელექტრომექანიკური სისტემების დინამიკური მოდელები. მექანიკური ნაწილის მოდელირების საკითხის გადაჭრაში მთლიანი სისტემის სტრუქტურასთან შეთანწყობაში გამოყენებულია აპროქსიმაციულ მოდელებზე გადასვლის ორიგინალური მეთოდოლოგია წარმოსახვით სიხშირეთა მოდიფიცირებული მახასიათებლების გამოყენებაზე.

აღნიშნულ ელექტროჰიდრომექანიკურ სისტემებთან მიმართებაში შესწავლილია მკვეთარას გავლით სითხის ხარჯის, წნევის ვარდნის და ჰიდრომრავაში მოხმარებული სითხის რაოდენობის კანონზომიერებები და მათი გათვალისწინებით შემუშავებულია დრეკადრგოლებიანი ორ- და სამმასიანი აპროქსიმაციული მოდელების შემცველი სისტემები.

გემის კურსისა და მდებარეობის მართვის ელექტროჰიდრომექანიკური სისტემებისათვის არაწრფივი დინამიკური მოდელების აგებისას გამოყენებულია ჰიდრო და დრეკადრგოლებიანი მექანიკური ნაწილის ორიგინალური ურთიერთდამაკავშირებელი კანონზომიერებები.

განხილულია ზოგადი ფორმით საკვლევი სისტემების მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით სტრუქტურულ-პარამეტრული სინთეზის მეთოდოლოგიის ცალკეული ეტაპები და პროცედურები. ავტომატიზებულ ჩარხებში და რობოტოტექნიკურ სისტემებში ფართოდ გამოყენებული ელექტროჰიდრომექანიკური სისტემების მიმართ. სინთეზის მეთოდოლოგიის რეალიზაციის თვალსაზრისით: შემუშავებული იქნა სტრუქტურული სინთეზისათვის საჭირო შუალედურ კოორდინატთა გამოსახულებები, შედგენილი იქნა სისტემებისათვის სასურველი პროცესების გამოსახულებები; მიღებული იქნა პირობითი და ნორმალური

განტოლებათა სისტემები, ჩაწერილნი სამიებელ პარამეტრებთან მიმართებაში, მოცემულია ნორმალურ განტოლებათა სისტემის ამონახსნების გამოსახულებები.

კვლევის ჩამოყალიბებული პროცედურების აპრობაციისათვის ჩატარებული იქნა საინჟინრო გამოკვლევები გარკვეული საწყისი პარამეტრების მქონე სისტემასთან მიმართებაში.

ჩატარებულმა გამოკვლევებმა გვიჩვენეს საკვლევი სისტემის ინჟინრული სინთეზის შემუშავებული თეორიის პრაქტიკული ეფექტურობა სასურველ პროცესთან სიახლოვის მხრივ და აგრეთვე მათი მახასიათებლების შემდგომი სრულყოფის საშუალებების თვალსაზრისით.

Abstract

Modern trends of technology development are characterized by a wide implementation of variety of automated machines. Are implemented the programmable machines, robotic systems and transportation equipment including automation elements, etc.

The one of the main functional elements of automated machine represents the mechanical, electrical, hydraulic and pneumatic drives that in many cases are structurally complex technical devices.

In this regard, the machine's design and structure are largely determined by the drive systems structure and design.

The related with development and research of above mentioned drive systems papers reviews suggesting that currently these systems were widely used in hydraulic and electro-hydraulic and electro-hydro-mechanical drive systems.

Such systems were widely used in automated, including software control machines, robotic complexes, responsible control systems of modern ships.

The related with development and research of above mentioned drive systems papers reviews suggesting on the relevance of improvement of scientific and technological task analysis and synthesis methods and techniques for carried out in them dynamic processes that represents constituent part of general problem of optimization calculation of complex multi-link, multi-contour systems.

The objective of the work is:

The review of widely used in modern machines and machine systems drive systems, the development of original mathematical models and dynamic research methods and techniques of complex structure hydraulic, electro-hydraulic and electromechanical systems directed on increasing the effectiveness and quality of these systems.

For achievement of intended objective of the research tasks are included:

- The analysis of modern state of drive systems under study, the issue of development of their dynamic analysis and synthesis methods and techniques and formation of further research tasks;
- The analysis of mathematical models of individual functional elements of multi-contour systems under study and on their basis the development of dynamic models of entire system developed in the mechanical part as absolutely rigid, as well as with consideration of models with flexible links;
- By application of developed models developed for the dynamical schemes of systems under study, construction of transmission functions and regulated coordinate's expressions as a component of method under development;
- The revealing basic principles of a method under development and accordingly to transient construction of synthesis algorithms;

- The research of specific follow-up systems. Revealing of features and degree of efficiency of developed methods and systems.

The scientific novelty of work lies in:

- the new methodological approaches of construction of desired processes formation and the search of synthesized parameters method accordingly of stated transient processes of hydraulic, electro-hydraulic and electro-hydropneumatic systems under study mathematical modeling of dynamics.

Practical value of the work. The methods and methodologies of multi-mode drive systems under study dynamic analysis and synthesis and the results of research, directed on the improvement of quality and efficiency of the drive electromechanical systems.

The reliability of scientific provisions, conclusions and recommendations are provided by the application of mathematical modeling, scientifically proven methods complex structural systems regulation and parametric synthesis.

In the introduction part is justified the urgency of the thesis, the review widely applied in the latest technology drives, including hydraulic, electrohydraulic and electro-hydro mechanical actuators general functional and structural features.

Is carried out the overview of the issues of construction dynamic systems modeling and research, in particular, is analyzed the necessary for research of mathematical modeling of mechanical part, as well as basic methods and methodologies for follow-up officers automated drive systems design and research.

In the main part of the work are considered used for in the automated machine, robotic and ship control systems specific types of hydraulic, electrohydraulic and electro hydro-mechanical drive systems.

Based on the analysis of describing hydraulic part simultaneous equations describing is shown that the latter belongs to the essentially non-linear systems and with their hydraulic valve charge characteristics we deal with non-linear functions generated by dry friction force nonlinear pulse function.

Is stated the original methodology of dynamic analysis of mentioned system with taking into account of the impacts of the pulse function.

With taking into account the individual elements of the developed models and their matching issues are constructed in automated machines (including software control), robotic systems and ships location and course automated control systems widely are applied dynamic models of the entire electro-mechanical systems. In the solution of issue of the modeling of mechanical part with matching with whole system structure is applied the original methodology of transition on approximation models with application of imaginary frequencies modified characteristics.

With respect of mentioned electro-hydro-mechanical systems have been studied the laws of liquid consumption through valve, pressure drop and consumed in hydraulic drive their liquid amount has been developed taking into account the containing two- and three-mass approximated models systems with flexible links.

At construction of nonlinear dynamical models for the ship's course and location control electro-hydro-mechanical systems are applied original interconnection laws of hydro and mechanical part with flexible links.

Are considered in the general form accordingly of stated transition processes of the systems under study the individual stages and procedures of structural and parametric synthesis methodology.

For widely used in the automated machines and robotic systems are electro-hydro-mechanical systems. In terms of the realization of synthesis methodology: has been developed required for the structural synthesis expressions of the intermediate coordinates, has been generated the expressions of the desired processes for system; were obtained conditional and normal simultaneous equations with respect to the written down desired parameters, are stated the expressions for solution of normal simultaneous equations.

For the approbation of procedures used for testing ere conducted engineering studies with respect to the having certain initial parameters system.

The carried out researches have shown the practical effectiveness of developed theory of engineering synthesis of systems under study with the proximity of desired processes in terms of the and their characteristics as well as in terms of further improvement of their parameters.

შინაარსი

შესავალი	13
1. ლიტერატურული მიმოხილვა	
1.1. ამძრავთა სისტემები მექანიკის ინჟინერიაში	16
1.2. მექანიზმებისა და ამძრავთა სისტემების პროექტირების და დინამიკური კვლევის საკითხების მიმოხილვა	23
2. შედეგები და მათი განსჯა	
2.1. ჰიდრავლიკურ და ელექტროჰიდრომექანიკურ ამძრავთა სტრუქტურა და დინამიკური მოდელირება	33
2.1.1. ჰიდრო- და ელექტროჰიდროამძრავების სტრუქტურული სქემატიზაცია და დინამიკური მოდელირება	33
2.1.2. მათემატიკური მოდელების ხარისხობრივი ანალიზი და გარდამავალი პროცესების აგების მეთოდოლოგიის შემუშავება	45
2.2. ელექტროჰიდრომექანიკური მოთვალთვალე სისტემების მოდელირება დრეკადობის გათვალისწინებით მექანიკურ ნაწილში	53
2.2.1. დრეკადრგოლებიანი მექანიკური ნაწილის დინამიკური მოდელების შემუშავება	53
2.2.2. მთლიანი სისტემის დინამიკური მოდელების აგება	70
2.3. საკვლევი ელექტროჰიდრომექანიკური სისტემის სტრუქტურული სქემების აგება და გარდამავალი პროცესების ანალიზის მეთოდოლოგიის ჩამოყალიბება	75
2.4. მექანიკურ ნაწილში დრეკადრგოლებიანი ელექტროჰიდრომექანიკური სისტემის სტრუქტურულ– პარამეტრული სინთეზის ამოცანების გადაჭრა	80
2.5. გარდაქმნილი სტრუქტურული სქემების, გადამცემი ფუნქციების და სინთეზის პროცედურების კანონზომიერებების შემუშავება .	94

2.6. საკვლევი ელექტროჰიდრომექანიკურ სისტემის დინამიკური სინთეზი და გარდამავალი პროცესების ანალიზი	98
2.7. გემის კურსის მართვის ელექტროჰიდრომექანიკური სისტემის სტრუქტურული სქემები და მათემატიკური მედელების აგება	109
3. დასკვნები	126
გამოყენებული ლიტერატურა	130

ნახაზების ნუსხა

ნახ. 1. დროსეღური რეგულირების ჰიდროამძრავი მოქმედი დატვირთვებით, არახისტი საყრდენებითა და გაყვანილობით	33
ნახ. 2. მუდმივი წნევის კვების წყაროდან მომუშავე დროსეღური რეგულირების ჰიდროამძრავის სტატიკური მახასიათებლები	35
ნახ. 3. მარტივი ჰიდროცილინდრის სქემა	36
ნახ. 4. ა) ორმხრივჰოკიანი და მკვეთარა გამანაწილებლიანი ჰიდროცილინდრი ბ) ჰიდროცილინდრის უგანზომილებო ჰიდრავლიკური სიხისტის დამოკიდებულება დგუმის უგანზომილებო გადაადგილებასთან	37
ნახ. 5. მდებარეობის უკუკავშირიანი ელექტროჰიდრავლიკური მოთვალთვალე ამძრავის პრინციპული სქემა	41
ნახ. 6. სამმასიანი მექანიკური სისტემის სტრუქტურული სქემა	65
ნახ. 7. ორმასიანი მექანიკური სისტემის სტრუქტურული სქემა	65
ნახ. 8. სისტემის ფუნქციონალური ბლოკ-სქემა	70
ნახ. 9. სისტემის სტრუქტურული სქემა	74
ნახ. 10. სტრუქტურული სქემა	77
ნახ. 11. გარდაქმნილი სტრუქტურული სქემა	79
ნახ. 12. რეგულირების ოპტიმალური სისტემის სქემა	84
ნახ. 13. პარალელური უკუკავშირების რგოლებიანი სისტემის	

სტრუქტურული სქემა	96
ნახ. 14. სინთეზის შედეგად მიღებული დამოკიდებულებები	107
ნახ. 15. სისტემის საგრძნობი სიხშირული მახასიათებლები	108
ნახ. 16. გარდამავალი პროცესების მრუდები	109
ნახ. 17. ძალოვანი მოთვალთვალე სისტემა ტუმბო-ძალოვანი დგუში	110
ნახ. 18. ძალოვანი ელექტროჰიდროამპრავის სქემა	111
ნახ. 19. ძალოვანი ელექტროჰიდროამპრავის სქემა მართვის არაწრფივი კანონით სისტემის ჰიდრავლიკურ ნაწილში	112
ნახ. 20. ძალოვანი ამპრავის სტრუქტურული სქემა	119
ნახ. 21. კურსის მართვის სისტემის სტრუქტურული სქემა	119
ნახ. 22. გამსხვილებული სტრუქტურული სქემა	120
ნახ. 23. გარდაქმნილი სტრუქტურული სქემა	122
ნახ. 24. გარდაქმნილი სტრუქტურული სქემა	122

შესავალი

ტექნიკის განვითარების თანამედროვე ტენდენციები ხასიათდებიან ავტომატიზებული მანქანების ფართო დანერგვით. ინერგება პროგრამული მართვის ჩარხები, რობოტოტექნიკური სისტემები, ავტომატიკის ელემენტების შემცველი სატრანსპორტო მოწყობილობები და ა.შ.

ავტომატიზებული მანქანების ერთ-ერთ ძირითად ფუნქციონალურ ელემენტებს წარმოადგენენ მექანიკური, ელექტრო, ჰიდრო და პნევმო ამძრავები, რომლებიც მრავალ შემთხვევაში წარმოადგენენ სტრუქტურულად რთულ ტექნიკურ მოწყობილობებს.

აღნიშნულთან დაკავშირებით, მანქანების კონსტრუქცია და სტრუქტურა მრავალ წილად განპირობებულია ამძრავთა სისტემების სტრუქტურითა და კონსტრუქციებით.

ზემოთაღნიშნული ამძრავთა კონკრეტული სისტემების შემუშავებასთან და კვლევასთან დაკავშირებული ნაშრომების მიმოხილვა მიგვითითებს, რომ ბოლო დროს ამ სისტემებში ფართო გამოყენება ჰპოვეს ჰიდრავლიკურმა და ელექტროჰიდრავლიკურმა ამძრავთა სისტემებმა.

ჩარხებში ამ სისტემების სამრეწველო გამოყენების საწყისები მიეკუთვნებიან 1940–1955 წლებს. ამ პერიოდში მოთვალთვალე სისტემების ბაზაზე შემუშავებული იქნა ავტომატიზებული მაკოპირებელი ჩარხები, რომლებიც უნივერსალურ ჩარხებთან შედარებით იძლევიან დეტალის დამუშავების შრომატევადობის შემცირების საშუალებას.

ასეთი სისტემის გამოყენება მკვეთრად გაიზარდა რიცხოვრივი პროგრამული მართვის ჩარხების წარმოშობასთან და რობოტოტექნიკური სისტემების ფართო გამოყენებასთან დაკავშირებით.

ჰიდრო, ელექტროჰიდრო- და ელექტროჰიდრომექანიკური სისტემები ხასიათდებიან მაღალი სწრაფქმედებით და საშუალებას იძლევიან განვახორციელოთ ჩარხის სწრაფი რევერსირება და დამუხრუჭება. ამასთან ერთად ამძრავი ხასიათდება დაბალი მასით და ახორციელებს მდორე

სვლას.

ელექტროჰიდრომექანიკურმა და ელექტროჰიდრავლიკურმა ამძრავებმა ფართო გამოყენება ჰპოვეს თანამედროვე გემების მართვის საპასუხისმგებლო სისტემებში.

გემის კურსისა და მდებარეობის მართვის სისტემები და მათში გამოყენებული ელექტროჰიდრომექანიკური ამძრავები ახორციელებენ გემთწამყვანის ძირითად ამოცანას, დაკავშირებულს წაყენებულ ამოცანისა და მოცემული ხარისხობრივი კრიტერიუმების შესაბამისად გემის ზუსტ და უსაფრთხო მართვასთან და თავის მხრივ გემების ავტომატიზებულ ამძრავთა შორის წარმოადგენენ უმეტესად რთულ მრავალკონტურიან სისტემებს.

ნაშრომის მიზანს წარმოადგენს

თანამედროვე მანქანებში და მანქანათა სისტემებში ფართოდ გამოყენებული ამძრავთა სისტემების მიმოხილვა, რთული სტრუქტურის ჰიდრავლიკური, ელექტროჰიდრავლიკური და ელექტრომექანიკური მოთვალთვალე სისტემების ორიგინალური მათემატიკური მოდელების და დინამიკური კვლევის მეთოდებისა და მეთოდიკების შემუშავება მიმართული ამ სისტემათა ხარისხისა და ეფექტურობის ამაღლებისაკენ.

დასახული მიზნის მიღწევისათვის კვლევის ამოცანებში ჩართულია:

□ ამძრავთა საკვლევი სისტემების, მათი დინამიკური ანალიზისა და სინთეზის მეთოდებისა და მეთოდიკების შემუშავების საკითხის თანამედროვე მდგომარეობის ანალიზი და შემდგომი კვლევის

ამოცანების ფორმირება;

□ საკვლევი მრავალკონტურიანი სისტემების ცალკეული ფუნქციონალური ელემენტების მათემატიკური მოდელების ანალიზი და მათ საფუძველზე მთლიანი სისტემების დინამიკური მოდელების შემუშავება მექანიკურ ნაწილში როგორც აბსოლუტურად ხისტი, აგრეთვე დრეკადრგოლებიანი მოდელების გათვალისწინებით;

□ შემუშავებული მოდელების გამოყენებით საკვლევ სისტემათა დინამიკური სტრუქტურული სქემების, გადამცემი ფუნქციების და

რეგულირებად კოორდინატთა გამოსახულებების აგება როგორც სინთეზის დასამუშავებელი მეთოდის შემადგენელი ნაწილისა;

- შესამუშავებელი მეთოდის ძირითადი კანონზომიერებების გამოვლენა და მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით სინთეზის ალგორითმების აგება;
- კონკრეტული მოთვალთვალე სისტემების კვლევა, შემუშავებული მეთოდებისა და სისტემების თავისებურებების და ეფექტურობის ხარისხის გამოვლენა.

ნაშრომის სამეცნიერო სიახლე მდგომარეობს:

- საკვლევი ჰიდრაულიკური, ელექტროჰიდრაულიკური და ელექტროჰიდრომექანიკურ სისტემებთან მიმართებაში დინამიკის მათემატიკური მოდელირების, მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით სინთეზის მეთოდში სასურველი პროცესების ფორმირებისა და სინთეზირებადი პარამეტრების ძიების მეთოდების აგების ახალ მეთოდოლოგიურ მიდგომებში.

ნაშრომის პრაქტიკული ღირებულებას წატმოადგენენ საკვლევი ამძრავთა სისტემების დინამიკური ანალიზისა და სინთეზის მეთოდები და მეთოდიკები და კვლევის შედეგები, მიმართული განსაზღვრული ამძრავთა ელექტრომექანიკური სისტემების ხარისხისა და ეფექტურობის ამაღლებისაკენ.

სამეცნიერო დებულებების, დასკვნებისა და რეკომენდაციების უტყუარობა უზრუნველყოფილია მათემატიკური მოდელირების, რეგულირების რთული სისტემების სტრუქტურული და პარამეტრული სინთეზის მეცნიერულად დასაბუთებული მეთოდების გამოყენებით.

1. ლიტერატურის მიმოხილვა

1.1. ამძრავთა სისტემები მექანიკის ინჟინერიაში

მანქანათა სისტემებში ფართო გამოყენება ჰპოვეს ელექტრომექანიკურმა,

ჰიდრავლიკურმა, პნევმატურმა, ელექტროჰიდრო- და ელექტროპნევმო სისტემებმა. გარკვეულ შემთხვევებში გამოიყენება აგრეთვე პირდაპირი მოქმედების მექანიკური მაკოპირებული ამძრავები [1–7]. ამა თუ იმ მანქანის ამძრავის ტიპის შერჩევა წარმოადგენს მანქანის ახალი სქემის და ახალი კონსტრუქციის შემუშავების ზოგადი ამოცანის ნაწილს.

პირდაპირი მოქმედების მექანიკური ამძრავების, რომლებიც ფართოდ გამოიყენება მაკოპირებელ ჩარხებში, ძირითად ღირსებებს მიეკუთვნებიან: კონსტრუქციის სიმარტივე, შედარებით დაბალი ღირებულება, მდგრადობა მუშაობაში, მაღალი სიზუსტე, დაბალი საექსპლუატაციო დანახარჯები და საიმედოობა მუშაობაში [7, 8].

თანამედროვე დროში ელექტრომექანიკური ამძრავები იგება, როგორც მუდმივი დენის ელექტროძრავებზე, აგრეთვე ასინქრონულებზე, სპეციალურ მაღალმომენტურ და დაბალინერციულ, აგრეთვე ვენტილურ ძრავებზე [2, 9–11]. აქ უნდა აღინიშნოს, დაბალინერციულ ელექტროძრავებში (ეძ) სწრაფქმედება მიიღწევა ლუზის ინერციის მომენტის შემცირებით. დაბალინერციულ ელექტროძრავებს, როგორც მაღალმომენტიანებს, გააჩნიათ აგზნება მუდმივი მაგნიტებისაგან. უმეტესად გავრცელებულია ელძრავები დისკური ლუზით, რომლის სიგრძე მეტია დიამეტრზე. ვენტილური ძრავები (ვძ) წარმოადგენენ ელექტროამძრავს სინქრონული ძრავით და ინვენტორით, რომლის მართვა დამოკიდებულია ძრავას მობრუნების კუთხეზე. ვენტილური ძრავების გამოყენება იძლევა უმასო აგზნების განხორციელების საშუალებით [10, 12], რაც ზრდის ბრუნვის სიხშირეს 4500–6000 ბრ/წუთამდე და ძრავას საიმედოობას.

ელექტრომექანიკური მოთვალთვალე ამძრავები წარმოადგენენ გამოსასვლელზე დროში ნებისმიერად ცვალებადი შემავალი სიგნალის აღმწარმოებელ ჩაკეტილ დინამიკურ სისტემებს [13]. მათი დახმარებით ხორციელდება ჩარხების მჭრელი იარაღების მუშაობის რეჟიმი, ხორციელდება გლინების გადაადგილება საგლინი დგანების ბლუმინგებში, ხორციელდება რობოტების და მანიპულატორების შემსრულებელი

ორგანოების, თვითმფრინავების და ა.შ. მართვა [1-6].

ავიაციამი ელექტროამძრავებმა ჰპოვეს ფართო გამოყენება სხვადასხვა ობიექტების მართვის პროცესების ავტომატიზაციისათვის. ასეთი გამოყენების მაგალითებია საფრენი აპარატების საჭის მექანიზმების ამძრავები [4, 5], ავტომატური მიყოლის რადიოსალოკაციო სადგურების ამძრავები, სხვადასხვა ელექტრომექანიკური დანადგარების ამძრავები, სახელსაწყო ამძრავები და ა.შ.

მოთვალთვალე ამძრავებში გამოიყენება სიჩქარის გადამწოდები (სგ) და კუთხის ცვლილების გადამწოდები (კგ). გადამწოდების, როგორც ელექტროამძრავის სისტემის მგრძნობიარე ელემენტების, მახასიათებლები უნდა აკმაყოფილებდნენ მაქსიმალური მგრძნობიარობის (გარდაქმნის კოეფიციენტის), დაბალი ინერციულობის, სტაბილურობის, აგრეთვე წრფივობის და ერთმნიშვნელობის მოთხოვნებს .

ელექტრული შემავალი სიდიდის სახის მიხედვით არაელექტრული სიდიდეების ელექტრული გადამწოდები შეიძლება იქნენ კლასიფიცირებულნი როგორც გენერატორულები (გამომავალი სიდიდე ელექტროამძრავებელი ძალა ან დენი) და პარამეტრულები (გამომავალი სიდიდე - ინდუქტიურობა, ტევადობა ან რეზისტული წინაღობა). სიგნალების ტიპების მიხედვით გადამწოდები იყოფიან ანალოგურებზე და ციფრულებზე.

სიჩქარის გადამწოდების სახით ელექტროამძრავებში როგორც წესი იყენებენ მუდმივი დენის ტაქოგენერატორებს, მბრუნავ ტრანსფორმატორებს, ფოტოელექტრულ გადამწოდებს, კოდურ გადამწოდებს და სხვა.

გამაძლიერებლები მოწყობილობების სახით ფართოდ გამოიყენებიან ინტეგრალური მიკროსქემების ბაზაზე აგებული მაძლიერებლები, ტრანზიტორული მაძლიერებლები და როგორც მუდმივი, აგრეთვე ცვალებადი დენის ქსელებიდან მკვებავი სიმძლავრის ტირისტორული მაძლიერებლები [19-21]. ეს სისტემები სტრუქტურის მიხედვით როგორც წესი არიან მრავალკონტურიანები.

ცნობილია იარაღების და ნამზადის შპინდელების ბრუნვა კავშირის მუდმივი დენის ძრავების გამოყენებაზე აგებული და ტირისტორული გარდამქმნელებით მართული სინქრონიზაციის ანალოგური სისტემა. ეს სისტემა საკმაოდ კარგად პასუხობს გადაადგილებათა შეთანწყობის სიზუსტის, იარაღისა და ნამზადის ბრუნვის სიხშირის, გარდამავალი პროცესების დინამიკის, მახასიათებლების სტაბილურობის, საიმედოობის და ა.შ. წაყენებულ მოთხოვნებს. სტრუქტურის მხრივ სისტემა შესრულებულია სიჩქარითი ცდომილების კომპენსაციით აღჭურვილი სამკონტურნიანი მოთვალთვალე სისტემის სახით. აქ მიმწოდებელი ორგანოს ხარისხში გამოიყენება ტირისტორული გარდამქმნელით მართული მუდმივი დენის ელექტროძრავა და შემსრულებელ ორგანოდ გამოიყენება ტირისტორული გარდამქმნელით მართული ელექტროძრავა, სადაც შემსრულებელ ორგანოთა ლილვების გაუთანხმოების კუთხე იზომება მბრუნავი ტრანსფორმატორებით.

ელექტრომექანიკურებთან ერთად ფართოდ გავრცელება მიიღეს ჰიდრავლიკურმა და ელექტროჰიდრავლიკურმა მოთვალთვალე ამძრავებმა. ჩარხმშენებლობაში ისინი წარმატებით გამოიყენება ხისტი შაბლონიდან მომუშავე, აგრეგატულ ჩარხებში და ავტომატურ ხაზებში, დამყოფი და დასაყენებელი ოპერაციების შემსრულებელ მოთვალთვალე სისტემებში, რაც წარმოადგენს მრავალი პროგრამული მართვის სისტემის საფუძველს. ასეთი მოთვალთვალე სისტემების გამოყენება ბორბლიან და მუხლუხოვან სატრანსპორტო მანქანებში უზრუნველყოფს მართვის სიმსუბუქეს [14.16]. აეროკოსმოსურ ტექნიკაში ასეთმა სისტემებმა ფართო გამოყენება ჰპოვეს ხელით და ავტომატურად მართვით სისტემებში ბუსტერების, ავტოპილოტების შემსრულებელი მოწყობილობების ჰიდროგამაძლიერებლების და დამიზნების სისტემების სახით [5].

ჰიდრავლიკური მოთვალთვალე ამძრავები უფრო და უფრო ფართოდ გამოიყენება: დამამზადებელ-საშტამპავი და სამჭედლო-საწნეხი მოწყობილობების ავტომატიზაციისათვის [17]; სპეციალურ სტენდებში მაღალსიხშირითი ვიბრაციული რხევების განხორციელებისათვის და

აგრეთვე მრავალ სხვა მანქანებში და მოწყობილობებში.

ჰიდრავლიკურმა და ელექტროჰიდრავლიკურმა ამძრავებმა ფართო გამოყენება ჰპოვეს გემებზე. გემის ასეთ მოწყობილობებს, როგორც საჭრისებს, საღუბე-მისაბმელებს და ა.შ. გააჩნიათ მსგავსი ამძრავები. გამოიყენება მოთვალთვალე ჰიდროამძრავები შემსრულებელი კასკადით ცვლადი მწარმოებლურობის ტუმბო - დგუში ელექტრული უკუკავშირით და სხვა [6].

ჰიდრავლიკური მოთვალთვალე ამძრავები დროსელური რეგულირებით (ჰმად) ფართოდ გამოიყენებიან ტექნიკურ სისტემებში, სადაც მოითხოვება მაღალი სწრაფქმედება, მცირე მასები და ზომები. მრავალ კონსტრუქციაში ჰმა(დ) გამოიყენება, განპირობებულია კონსტრუქციის სიმარტივით და შედარებით დაბალი თვითღირებულებით სერიულ წარმოებაში.

თანამედროვე ჰმა(დ) მუშაობენ წნევებზე (20-30) მპა და 5 კვტ-ის გამომავალი სიმძლავრისას შეუძლიათ მოთვალთვალე მოძრაობისას უზრუნველყონ სიხშირეები 200...300 ჰც-მდე, 150 კვტ-ის გამომავალი სიმძლავრისას კი 30...40 ჰც-მდე.

ჰიდრავლიკური მოთვალთვალე ამძრავები მოცულობითი რეგულირებით - ჰმა(მ) - აგრეთვე ფართოდ გამოიყენებიან თანამედროვე ტექნიკაში. ისინი

ხასიათდებიან უპირატესობებით. უფრო მაღალი მარგი ქმედების კოეფიციენტით და როგორც შედეგი მუშა სითხის ნაკლები გაცხელებით. სამანქანათმშენებლო პრაქტიკაში გავრცელება ჰპოვეს აგრეთვე კომბინირებულმა ამძრავებმა, რომლებშიც გამოიყენება სიჩქარის დროსელური რეგულირება რეგულირებად ტუმბოსთან ერთად [19]. კომბინირებულ ელექტროჰიდრავლიკურ ამძრავებში განხორციელებულია ელექტრული მართვის შეთანწყობა ჰიდრავლიკურ შემსრულებელ მექანიზმებთან. ასეთი შეთანწყობის შედეგად ადვილდება დამატებით მაკორექტირებელი მოწყობილობების შემოტანა, რომელთა დანიშნულებაა ამძრავთა საჭირო მახასიათებლების მიღება [14, 19]. განხილვადი სისტემები ელექტროამძრავებში გამოყენებული გადამწოდებთან, მაკორექტირებელ და

გამაძლიერებელ მოწყობილობებთან ერთად აგრეთვე თავის სტრუქტურებში მოიცავენ ელექტრომექანიკურ და ელექტროჰიდრავლიკურ გარდაქმნელებს ერთკასკადიან და ორკასკადიან მკვეთარულ სისტემებს, რომელთა მართვის ელემენტები ოპერირებენ საქშენ-საფართან გამაძლიერების პირველ კასკადში [14]. ასეთი ამძრავები გამოიყენება ჩარხებში რიცხოვრივი პროგრამული მართვით საშუალებას იძლევა მიღებულ იქნას მგრძობიარობის, აღწარმოების

სიზუსტის და გადაადგილებათა სიჩქარეთა მაღალი მახასიათებლები. აღნიშნულთან ერთად ასეთი სისტემები აგრეთვე აღიჭურვებიან უკუკავშირებით ძალოვან ჰიდროამძრავებში არეებს შორის წნევათა სხვაობის ან და აჩქარების მიმართ. დამატებითი უკუკავშირი პირველ შემთხვევაში შემოაქვთ შემსრულებელი ძრავისაკენ მიმავალ ჰიდრომილისებში

ჩართული სპეციალურ დიფერენციალურ გადაძწოდებიდან, მეორე შემთხვევაში კი სისტემაში შემოაქვთ მოწყობილობა, რომელიც გამოიმუშავებს წარმოებულს ძრავას გამომავალ ლილვთან შეერთებულ

ტაქოგენერატორის ძაბვისაგან. ამ კავშირების ეფექტი გამოისახება ამძრავთა დემპფირებაში და შესაბამისად მიიღწევა მისი რხევადობის შემცირება. ავტომატური მართვის, გაზომვის, კონტროლის და რეგისტრაციის თანამედროვე სისტემებს უფრო ხშირად წარედგინებათ ამოცანები, რომლებიც შესაძლოა გადაჭრილი იქნან ანალოგური და ციფრული ტექნიკის საშუალებათა ერთდროული გამოყენებით. ასეთ საშუალებებს მიეკუთვნებიან ანალოგურ-ციფრული მოთვალთვალე სისტემები (აცმს), რომლებიც იძლევიან უაღრესად რთული რეგულირების კანონების რეალიზაციის და ინფორმაციათა წარმოდგენის ფორმების გარდაქმნის საშუალებას. ამასთან ერთად შეუძლიათ აწარმოონ სიგნალების ინტეგროდიფერენციალური და ფუნქციონალური გარდაქმნები, დაბრკოლებათა მოგლუვება და ა.შ.

ანალოგური სისტემები მიეკუთვნებიან უწყვეტი მოქმედების მოწყობილობებს, განსხვავდებიან სიმარტივით, მაგრამ გააჩნიათ შედარებით დაბალი სიზუსტე. ამავე დროს ციფრული მოწყობილობები მიეკუთვნებიან

დისკრეტული მოქმედების სისტემებს, მართვის დროში წყვეტილობასა და დონის მოფანტვასთან ერთად დამახასიათებელია ინფორმაციის კოდირება, ე.ი. მისი წარმოდგენა სიმბოლოების ნაკრებთა სახით. ამ სისტემებს გააჩნიათ მაღალი სიზუსტე და შეუძლიათ მრავალი ანალოგური ტექნიკის მიერ შეუსრულებელი ამოცანის ამოხსნა. ციფრული სისტემების უარყოფით მხარეებს წარმოადგენენ მათი სირთული და შედარებით მაღალი ღირებულება. მაგრამ ანალოგურ-ციფრულ სისტემებს (აცს), რომლებიც მოიცავენ ანალოგურ და ციფრულ ელემენტებს, კარგ შეთანწყობაში გააჩნიათ მათი ცალკეული დადებითი მხარეები. მოქმედების პრინციპის თანახმად აცს უნდა შეიცავდნენ ინფორმაციის ფორმათა გარდამქმნელებს: ანალოგურს ციფრულში (აცგ), ანდა ციფრულს

ანალოგურში (ცაგ). აცმს წარმოადგენენ მართვის ავტომატურ სისტემებს, რომლებიც შეიძლება იქნენ კლასიფიცირებულნი ავტომატურ სისტემათა ნიშნებით, ისინი შეიძლება იყვნენ ერთ- და მრავალგანზომილებიანი, ანალოგური და დისკრეტული შემადარებელი მოწყობილობებით.

აქ არ შეიძლება გვერდი აუაროთ მექანიკურ სისტემებს (მს), რომლებიც წარმოადგენენ ამძრავთა სისტემების მნიშვნელოვან ელემენტებს. მექანიკური სისტემები შეიცავენ მექანიკურად ურთიერთდაკავშირებულ მანქანათა ძრავების, გადაცემების და მუშა მოწყობილობების მოძრავ ინერციულ მასებს [1]. უკუკავშირის არამქონე ამძრავებშიც კი ენერგეტიკულ-გარდამქმნელ ნაწილსა და მექანიკურ ნაწილს შორის არსებობს ძალოვანი ჩაკეტილობა პირდაპირი და უკუკავშირების

მეშვეობით. მოთვალთვალე სისტემაში კი მექანიკური სისტემა ნაწილობრივ ანდა მთლიანად შემოწდომილია კონტურული კავშირებით მდებარეობის მიხედვით, რაც უფრო მნიშვნელოვნად აძლიერებს მექანიკური ნაწილის ზემოქმედების ხარისხს მთლიან სისტემაზე [2].

დინამიკის ცნობილი აღწერები ამძრავთა სისტემებში აბსოლუტურად ხისტი რგოლებით შემსრულებელ მექანიზმებში საშუალებას იძლევიან უაღრესად მარტივი გზით გათვალისწინებული იქნას მექანიკური ნაწილის

ინერცია, მოქმედი ძალები და მომენტები. მაგრამ აღნიშნული მოდელების გამოყენებისას უნდა გვახსოვდეს, რომ ისინი არ ასახავენ რეალური მექანიკური სისტემის რიგ მნიშვნელოვან ფიზიკურ თვისებებს. აქედან გამომდინარე კინემატიკური ჯაჭვის ელემენტებში მოქმედი დატვირთვების შეფასება შეიძლება იქნას რეალიზებული უაღრესად მიახლოებით . დრეკადი რგოლების არსებობა მექანიზმებში ახდენს მნიშვნელოვან ზემოქმედებას მთლიანი სისტემის დინამიკაზე. გარდამავალი პროცესების ანალიზთან მექანიკურ და მთლიანობაში ელექტრომექანიკურ სისტემებში დაკავშირებული ნაშრომები, ჩატარებული ვ. ვეიტცის და მ. კოლოვსკის, ა. გოლუბენცევის, ს. კაზაკის, ს. კოჟენიკოვის, ვ. კუდინოვის და სხვათა მიერ, მიგვითითებენ არადაძვარებულ მოძრაობათა რხევით ხასიათზე.

ელექტრული მართვის მქონე ჰიდრავლიკური ამძრავი ფართო გამოყენებას პოულობს რობოტოტექნიკაში დატვირთვათა მასების დიაპაზონში 10 კგ-დან რამოდენიმე ტონამდე. ჰიდროამძრავის გავრცელება განპირობებულია მისი მაღალი სწრაფქმედებით, დიდი ენერგოტევადობით, დამტვირთავი მახასიათებლების შედარებით დიდი სიხისტით მუშა სითხეების მცირე კუმშვადობის გამო. ძრავების სახით ფართოდ გამოიყენება ჭოკის წინსვლითი მოძრაობის მქონე წრფივი ჰიდროცილინდრები, ბრუნვითი ჰიდროძრავები გამოსასვლელი ლილვის ბრუნვის შეზღუდული კუთხით და ჰიდროძრავები.

რობოტების პოზიციურ და კონტურულ სისტემებში გამოყენებას პოულობენ ელექტროჰიდრავლიკური მიმყოლი ამძრავები წრფივი ჰიდროცილინდრებით, ბრუნვითი ჰიდროძრავებითა და ბრუნვითი მოძრაობების ძრავებით, ასევე ბრუნვითი და წინსვლითი მოძრაობის ელექტროჰიდრავლიკური ბიჯური ამძრავები [13, 15-17].

გემის მართვის ავტომატიზებულ სისტემებში ფართო გამოყენება ჰპოვეს ელექტროჰიდრავლიკურმა და ელექტროჰიდრომექანიკურმა ამძრავთა სისტემებმა [20, 21].

ფართო გამოყენება ჰპოვეს როგორც სისტემებმა, რომელთა აღმსრულებელი კასკადებია: ცვალებადი მწარმოებლურობის ტუმბო – ჰიდრავლიკური მანქანის დგუშები და მუდმივი მწარმოებლურობის ტუმბო – მკვეთარა-დგუში ელექტრული უკუკავშირით, აგრეთვე სისტემებმა ჰიდრომოწყობილობებით: ცვალებადი მწარმოებლურობის ტუმბო – ჰიდროცილინდრის დგუში, მუდმივი მწარმოებლურობის ტუმბო – ჰიდროცილინდრის დგუში.

მეორე სახის სისტემებში ჰიდროცილინდრის ჭოკსა და გემის საჭეს შორის მოძრაობათა გადაცემას ახორციელებს მექანიკური სისტემა.

1.2. დინამიკური სისტემების კვლევის საკითხების მიმოხილვა

ამა თუ იმ დასახული თვისებების დამაკმაყოფილებელი მექანიზმებისა და სამანქანო სისტემების აგების ამოცანის გადაწყვეტა იწყება რაციონალური კინემატიკური სქემის მქონე მექანიზმის ფორმირებით.

მექანიზმების სტრუქტურასთან დაკავშირებული საკითხები პირველად იქნა განხილული ლ.ვ. ასურის და ა.გ. მალიშევის ნაშრომებში. მექანიზმების კლასიფიკაციის შემდგომი განვითარება ასახულია ი.ი. ართობოლევსკის, ვ.ვ. დობროვოლცკის [22-27] და რ. ფრანკეს [28] ნაშრომებში. ბრტყელი მექანიზმების სინთეზის საკითხებს და მრავალრგოლიან სახსროვანი მექანიზმების კვლევებს განიხილავენ თავის შრომებში ნ.ი. ლევიტსკი [29, 30] და ს.ა. ჩერკუდინოვი [31].

დ.ს. თავხელიძის, გ.ა. ჯაბუას და ო.ს. ეზიკაშვილის [32, 33] შრომები მიძღვნილია ბრტყელი მექანიზმების კვლევის საკითხებისადმი.

გ.პ. ბარანოვის ნაშრომები [34] მიძღვნილია წინასწარ დასახული პირობების მიხედვით მექანიზმების კვლევისა და პროექტირების საკითხებისადმი, აგრეთვე მრავალსაფეხურიანი კბილანური და რთული პლანეტარული მექანიზმების კინემატიკური კვლევებისადმი.

ს.ნ. კოჟევნიკოვის წიგნში [35] შეისწავლება სტრუქტურული და კინემატიკური ანალიზების საკითხები; დგინდება მექანიზმების სტრუქტურა და განისაზღვრება რგოლების ცალკეული წერტილების ტრაექტორიები, გადაადგილებები, სიჩქარეები და აჩქარებები, აგრეთვე რგოლების ზომები წინასწარ დასახული პირობების მიხედვით. განიხილება გარეშე მამოძრავებელი და წინააღმდეგობის ძალების ზემოქმედებით გამოწვეულ რგოლების მოძრაობების განსაზღვრის მეთოდები, მოძრაობის რეგულირების, ინერციის ძალების გაწონასწორების საკითხები და სხვა. რხევების თეორიის საფუძვლები, თავისუფლების ერთ და მრავალი ხარისხის მქონე მექანიკური სისტემების რხევების თეორია და სისტემის საკუთარი სიხშირის განსაზღვრის მეთოდები განიხილება ს.პ. ტიმოშენკოს, დ.ხ. იანგის, უ. უივერის, ფ.მ. ცზას, ი.ე. მორზეს, პ.ტ. ხინკპას შრომებში [36-38].

ვ.ა. იუდინისა და ლ.ვ. პეტროკასას ნაშრომებში აგრეთვე შემოთავაზებულია მექანიზმების ძალოვანი გათვლის მეთოდები, მანქანების აგრეგატების დინამიკური ანალიზის და სინთეზის ზოგიერთი საკითხები, რომელთაც მიეკუთვნება პერიოდული რხევების რეგულირება და მანქანების გაწონასწორების ამოცანები.

ვ.ა. კუდინოვის ნაშრომში [39] შემოთავაზებულია ჩარხების დინამიკური ხარისხის მაჩვენებლების სისტემა და მოცემულია ამ მაჩვენებლების მიხედვით ჩარხების შეფასების საკითხები, თეორიული და ექსპერიმენტული ანალიზის ჩატარების საერთო მეთოდიკა.

მიწოდების რაციონალური სიჩქარეები აუცილებელია სიმძლავრის, ტექნოლოგიური წნევების განსაზღვრა, მაღალი ხარისხის და დამუშავების სიზუსტის უზრუნველყოფის პირობების უზრუნველყოფით, ოპტიმალური წარმადობის, გაწყობის მეთოდები და მართვის საკითხები განხილულია ფ.მ. მანჟოსის ნაშრომებში [40].

ვ.ლ. ბიდერმანის წიგნში [41] გადმოცემულია წრფივი და არაწრფივი მექანიკური სისტემების რხევების თეორიის საფუძვლები და მანქანათმშენებელი კონსტრუქციების დინამიკური გათვლისთვის საერთო

მეთოდების გამოყენება.

მ.ფ. დიმენტბერგის ნაშრომში [42] განხილულია მოძრაობის რამდენიმე შესაძლებელ რეჟიმში მყოფი არაწრფივი სისტემების რხევების კვლევის საკითხები, მოყვანილია სისტემების ხარისხური და არახარისხური იდენტიფიკაციის მეთოდები რხევითი პროცესების სტატისტიკური ანალიზის საფუძველზე. განხილული საკითხების გადაწყვეტა ხდება ანალიზურად, ელექტრონულ გამომთვლელ მანქანაზე მოდელირების გზით.

ვ.ლ. ვეიცის ნაშრომში [43] მექანიზმის კვანძების არადარტყმითი ურთიერთქმედების ამსახველ დინამიკურ მოდელებთან ერთად, განხილულია დარტყმითი და ვიბროდარტყმითი ტიპის მოდელები. მათ საფუძველზე ჩატარებულია იძულებითი რხევების კომპლექსური კვლევები, რომელიც საშუალებას გვაძლევს აღმოვაჩინოთ თვითდამუხრუჭებადი სისტემებისათვის დამახასიათებელი რიგი ახალი მოვლენებისა. აქვე მოცემულია არაწრფივი დისიპაციური ძალების კვლევები დრეკად რგოლებიანი მექანიზმების დინამიკის ამოცანებში. განხილულია დისიპაციური ძალების კორექტული ეკვივალენტური გაწრფივების საკითხები, აგრეთვე დამუშავებული მეთოდების გამოყენება თავისუფლების ერთი და მრავალი

ხარისხის მქონე სისტემებში რხევების გაანგარიშებისას.

ს.ი. სერგეევის ნაშრომში [44] ძირითადი ყურადღება ექცევა ჰიდრავლიკურ დემპფერებს და ერთი ან რამდენიმე ადგილში თავმოყრილი ბლანტი ხახუნის მქონე წრფივი მექანიკური სისტემების რხევების თეორიული და ექსპერიმენტული მონაცემები ამის შესახებ საკმარისია დემპფერების პროექტირებისათვის ხსენებული მექანიკური სისტემებით აღჭურვილ მანქანებში.

დრეკად-პლასტიკური სხეულების შემთხვევითი რხევები შეისწავლება ვ.ა. პალმოვის ნაშრომებში [45]. სასაზღვრო ამოცანის ამოხსნა იგება გალერკინის მეთოდის ამონახსნით სხეულის თავისუფალი დრეკადი რხევების ფორმების მიხედვით რიგში დაშლის გამოყენებით. აღნიშნულია

რხევების სხვადასხვა სიხშირული შემდგენების ურთიერთზემოქმედება.

დინამიკის მრავალი ამოცანის ამოხსნისას მივდივართ ეფექტური მიახლოებითი რიცხვით-ანალიტიკური და რიცხვითი მეთოდების შემუშავების აუცილებლობასთან. ყველაზე უფრო პერსპექტიულს წარმოადგენს თანამედროვე ეგმ-ზე პრაქტიკულად რეალიზებადი ფართო ამოცანების შემცველი რიცხვითი ანალიზური მეთოდები.

ა.პ. კარტაშოვისა და ბ.ლ. როჟდესტვენსკის ნაშრომი [46] ეძღვნება ჩვეულებრივი დიფერენციალური განტოლებების თეორიასა და ძირითად განმარტებებს და ვარიაციული გამოთვლების მარტივ ამოცანებს. მოცემულია აგრეთვე პირველი რიგის კერძო წარმოებულის შემცველი განტოლებების ამოხსნის მახასიათებლების მეთოდები, დიფერენციალური განტოლებების ამოხსნის მიახლოებითი მეთოდები, პერიოდულ კოეფიციენტებიანი დიფერენციალური განტოლებების წრფივი სისტემები.

ამერიკელი სპეციალისტების ჯ. ფოსოტისა და კ. მოლერის გამოყენებით მათემატიკასთან დაკავშირებულ შრომებში [47] აღწერილია წრფივი ალგებრული სისტემების ეგმ-ზე ამოხსნის თანამედროვე მეთოდები. ნაშრომები [48-50] მიძღვნილია მანქანებში დინამიკური პროცესების შესწავლისადმი.

ამძრავთა მექანიკურ სისტემებში, წარმოქმნილი დინამიკური მოვლენების კვლევათა განსაკუთრებულობის თვალსაზრისით, შესაძლოა მათი, სხვადასხვა მოვლენათა სახის კლასიფიცირება [51-56].

დრეკად სისტემებში მანქანის ყველა ელემენტი, რომლებიც გადასცემენ მოძრაობას და მოძრაობაში მოყავთ მანქანის ნაწილები, მიიჩნევიან დრეკადად; ამასთანავე ელემენტთა დეფორმაცია არ აღემატება სიხისტის ზღვარს, ასეც არის ნარჩენი დეფორმაციები არ გაითვალისწინება. ერთი დრეკადი კავშირის შემთხვევაში სისტემას უწოდებენ ერთკავშირიანს, ორი კავშირის შემთხვევაში – ორკავშირიანს და ა.შ. დრეკად კავშირებს შეიძლება გააჩნდეთ მუდმივი და ცვლადი სიხისტეები. პირველ შემთხვევაში სისტემის რხევითი პროცესებისა და დრეკადი კავშირების განსაზღვრის კვლევისას, დავდივართ როგორც წესი მუდმივ

კოეფიციენტიანი წრფივი განტოლების ამოხსნამდე. მეორე შემთხვევაში იგივე მოვლენების

კვლევისას დავდივართ არაწრფივი განტოლებების ამოხსნამდე.

სისტემები შეიძლება წარმოდგენილ იქნას შეყურსული მასების სახით დაკავშირებული ხისტი ან დრეკადი რგოლებით, ან კიდევ ელემენტთა განაწილებული მასების სახით. პირველ შემთხვევაში

დინამიკის ამოცანათა გადაწყვეტა შეიძლება გამოსახული იქნას ნიუტონის დიფერენციალური განტოლებით (ხისტი კავშირები) ან ლაგრანჟის განტოლებით (დრეკადი კავშირები). გამომდინარე შეყურსულ მასათა რაოდენობიდან სისტემა იწოდება ერთმასიანად, ორმასიანად, სამმასიანად და ა.შ.

განაწილებული მასების შემთხვევაში დრეკადი სისტემის დინამიკის განხილვისას დავდივართ გადაწყვეტილებამდე ე.წ. ტალღურ განტოლებებამდე.

კონსერვატიულ სისტემებს უწოდებენ ისეთ სისტემებს, რომლებშიც მოქმედ ძალებს ან ძალურ მომენტებს გააჩნიათ პოტენციალი. სხვა სიტყვებით, რომ ითქვას კონსერვატიულ სისტემებში პრაქტიკულად არ არსებობს ენერგიის შემოდენა და გადენა.

რაიმე განსაზღვრული ნიშნის მქონე დისიპაციური სისტემები (წამყვანი რგოლის სიჩქარის შენარჩუნება, დროის ფუნქციაში დატვირთვების ცვლილების კანონის შენარჩუნება და სხვ.) ხასიათდებიან იმით, რომ მოძრაობის პროცესში არსებული ჩამხშობის ან წყაროს ხარჯზე, როგორცაა მაგალითად მოძრავი ცვლადი ძალების მნიშვნელობები, რომელიც დაკავშირებულია ძრავის თვისებებთან, ადგილი აქვს უკუცემას ან ენერგიის შემონაკადს.

კონკრეტული სისტემების დინამიკური ამოცანების გამოყვანა ადვილია, ოღონდ მანქანებისა და მექანიზმების მუშაობის კონკრეტული პირობებისათვის იშვიათად გამოიყენებიან.

წონასწორულს უწოდებენ ისეთ სისტემებს, რომლებიც ნებისმიერ მდგომარეობაში, გარე დატვირთვების არ არსებობისას ინარჩუნებენ

წონასწორობას. მაგალითისათვის შეგვიძლია მოვიყვანოთ მექანიზმები ან მანქანები, შედგენილი მხოლოდ მბრუნავი ელემენტებისაგან (ვენტილატორი, სახარატო ჩარხის შპინდელის მბრუნებელი მექანიზმი და სხვ.).

არაწონასწორული სისტემები მხოლოდ ზოგიერთ მდგომარეობაში წონასწორდებიან საკუთარი წონის ძალებით (ექსცენტრული მექანიზმი, მრუდმხარა ბარბაცა და სხვ.).

ხისტი სისტემების დინამიკური ამოცანები მდგომარეობს იმაში, რომ მოცემული ძალებით ან მომენტებით განისაზღვროს სისტემის მოძრაობის კანონი (მდგომარეობა, ნებისმიერი დროის მომენტში სისტემის ყველა წერტილის სიჩქარე და აჩქარება) ან მოცემული მოძრაობის კანონით განისაზღვროს ძალები, რომელთა მოქმედებითაც იგი ხორციელდება. ხისტი სისტემები მოძრავი დაყვანილი ძალის ზემოქმედების ქვეშ (მომენტი), შეიძლება წარმოდგენილ იქნას ერთი დაყვანილი მასის სახით (ინერციის მომენტი). ამავე დროს შეიძლება მკაცრად განისაზღვროს მდებარეობა (კოორდინატები), დაყვანილი მასის სიჩქარე და აჩქარება, მოცემულ კოორდინატების ზღვრებში დაყვანილი მასის მოძრაობის დრო, სისტემის დინამიკური დატვირთვების საშუალო დაყვანილი მნიშვნელობები (რხევების გაუთვალისწინებლად).

დაყვანილი ძალები შეიძლება დამოკიდებული იყოს კოორდინატებზე x , სიჩქარე v და დროზე t . დაყვანილი მასის სიდიდე ასევე შესაძლოა იყოს ცვლადი და დამოკიდებული მდებარეობაზე (კოორდინატი x). აღვნიშნოთ ცვლადი დაყვანილი ძალა $P(x,v,t)$ და დაყვანილი მასა $m(x)$. თანახმად ენერჯის შენახვის კანონისა, სისტემის კინეტიკური ენერჯის ნამატი ტოლია მოქმედი ძალების ელემენტარული მუშაობისა

$$d \left[\frac{1}{2} m(x) v^2 \right] = P(x,v,t) dx \quad (1)$$

ან

$$d \left[\frac{1}{2} m(x) v^2 \right] =$$

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{1}{2} m(x) v^2 \right] = P(x, v, t). \quad (2)$$

დიფერენცირებისას ვიპოვით

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{1}{2} m(x) v^2 \right] = m(x) v \frac{dv}{dx} + \frac{1}{2} v^2 \frac{dm(x)}{dx} = P(x, v, t). \quad (3)$$

ან ჩანაცვლებისას $v \frac{dv}{dx}$ და გარდაქმნისას,

$$m(x) v \frac{dv}{dx} + \frac{1}{2} v^2 \frac{dm(x)}{dx} = P(x, v, t). \quad (4)$$

მიღებული განტოლება საერთო სახით მათემატიკურ ფორმაში გამოსახავს ნიუტონის მეორე კანონს, სადაც $m(x) = const$ და $P(x, v, t) = const$, იგი მარტივდება და ღებულობს სახეს

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = p. \quad (5)$$

თუ დაყვანილი სისტემა წარმოდგენილია მბრუნავი მასის ინერციის მომენტის $J(\varphi)$ სახით, დამოკიდებული ბოლო მდებარეობაზე, ხოლო დაყვანილი ძალთა მომენტი M დამოკიდებულია კოორდინატზე φ , კუთხურ სიჩქარეზე $\dot{\varphi}$ და დროზე t , მაშინ ენერჯის შენახვის კანონის

$$\frac{d}{dt}$$

დიფერენციალური განტოლება მიიღებს სახეს:

$$J(\varphi) \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \frac{1}{2} \frac{d^2 J(\varphi)}{d\varphi^2} \dot{\varphi}^2 = M(\varphi, \dot{\varphi}, t) \quad (6)$$

ეს განტოლება ანალოგიურია განტოლებისა (4) სადაც $J(\varphi) = const$ და $M(\varphi, \dot{\varphi}, t) = const$ მივიღებთ

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2}$$

გარდა ანალიტიკური მეთოდისა, არსებობს რიგი საშუალებები, ხისტი სისტემებისათვის დინამიკური ამოცანების ამოხსნისათვის, როგორცაა გრაფიკული და გრაფო-ანალიტიკური მეთოდები.

დრეკადი სისტემების დინამიკის ამოცანები მდგომარეობს თვისებათა ცვლილებების განსაზღვრაში, რგოლების დინამიკური დატვირთვების მაქსიმალურ მნიშვნელობებში, პერიოდებსა და სიხშირულ რხევებში და სისტემის რეზონანსული მდგომარეობის პირობებში. ისევე როგორც ხისტი სისტემებისა, მანქანათა რეალურ სქემებს ცვლიან დაყვანილებით. რიგ შემთხვევებში (შეყურსულ მასათა აშკარა გამოვლინებისას) დაყვანილი სქემა გამოისახება, ერთი ან რამდენიმე თავისუფლების ხარისხის მქონე სისტემის სახით. დაყვანილი მასები, ასევე დრეკადი რგოლების სიხისტეები და მოქმედი გარე ძალები (ასევე მოქმედი), შეიძლება იყვნენ ცვალებადი, დამოკიდებული მდებარეობაზე, მოძრაობის სიჩქარეზე ან დროზე.

დინამიკური დატვირთვები ყოველთვის არ არიან პირდაპირ კავშირში სისტემის დრეკად რგოლების სიხისტესთან. ყველა მექანიკური სისტემა ფლობს დრეკადობას, ამიტომ არასწორია იმის მტკიცება, რომ ხისტი სისტემის რგოლებზე დინამიკური დატვირთვების განსაზღვრისათვის საჭირო მყარი სხეულების დინამიკის ფორმულათა გამოყენება და მხოლოდ დრეკადი რგოლებისათვის დრეკადი სისტემის დინამიკის ფორმულებისა. ორი ან მეტი თავისუფლების ხარისხის მქონე დრეკადი სისტემის დინამიკის ამოცანათა ამოხსნისას, მოხერხებულია მიღებული კოორდინატთა რიგი დამოუკიდებელი სიდიდეებისა (მზომი ხაზობრივი ან კუთხური სიდიდეებით), რომელიც განსაზღვრავს სისტემის მდებარეობას.

თანამედროვე მანქანების ამძრავთა ჯაჭვებში გამოყენებული რეალური მიმყოლი სისტემები, ძირითადად მიეკუთვნებიან რთულ არაწრფივს, გარკვეულ შემთხვევებში კი არასტაციონარულ სისტემებს, რაც მნიშვნელოვნად ართულებს მათი გაანგარიშებისა და დაპროექტების

საკითხებს [14, 57-62].

თავისუფალი და იძულებითი რხევების ანალიზის მეთოდები, დაფუძნებული ა.მ. ლიაპუნოვის მოძრაობის მდგრადობის შესახებ ფუნდამენტურ თეორიებზე, ფაზური სივრცეების სტრუქტურის გეომეტრიულ აგებასთან დაკავშირებული ტიპოლოგიური მეთოდები, დიფერენციალური განტოლებების ხარისხობრივი თეორიის მეთოდები, მორგებისა, გადამცემი ფუნქციის განსაზღვრებაზე და სისტემების სიხშირით მახასიათებლებზე დაყრდნობილი სხვაობითი მეთოდები და სხვა [63-65], რომლებიც საშუალებას გვაძლევენ მივიღოთ მკაცრად დასაბუთებული შედეგები, ჩვეულებრივად ძალიან რთულნი არიან დასაპროექტებელი სისტემების სტრუქტურისა და პარამეტრების წინასწარი

შერჩევის პროცესში და ინჟინრული გათვლების პრაქტიკაში

გამოყენებისათვის. ამიტომ ანალიზის ზუსტ მეთოდებთან ერთად დიდ პრაქტიკულ გამოყენებას იძენენ მიახლოებითი მეთოდები, რომლებიც ხასიათდებიან პარამეტრების წინასწარი შერჩევის პროცესში პრაქტიკული გამოყენების სიმარტივით და ცალკეული სტრუქტურული ელემენტების სისტემების საერთო სტრუქტურულ მთლიანობაში შერწყმაში გამოვლენილი მიდამოების შიგნით პარამეტრების და სტრუქტურის ზუსტი მეთოდების გამოყენების შემდგომი დაზუსტებით. ამასთან ძალიან ხშირად მეთოდის პრაქტიკული გამოყენების სიმარტივეს უფრო დიდი მნიშვნელობა აქვს, ვიდრე მაღალ სიზუსტეს. ეს აიხსნება იმით, რომ ნებისმიერი ხარისხის არაწრფივ სისტემებში დინამიკური პროცესების საკმარისად ზუსტი და დეტალური კვლევა (სხვადასხვა საწყის პირობებში და სხვადასხვა გარე ზემოქმედებისას) ახლანდელ დროში შეიძლება განხორციელდეს ელექტრონული სამოდელო მოწყობილობებით და გამომთვლელი მანქანებით.

არაწრფივ სისტემებში პროცესების მიახლოებითი კვლევისთვის ფართო გამოყენება ჰპოვეს ჰარმონიული გაწრფივების და მასთან მონათესავე-მცირე პარამეტრების, ჰარმონიული ბალანსის და სხვა

მეთოდებმა [63-68].

არაწრფივი სისტემების მიახლოებითი გათვლის მეთოდები, განხილული ი.ა. ორურკის, ვ.ი. სტანკევიჩის, ი.ი. კრინეცკის და სხვათა შრომებში [66-69], შეიძლება იყვნენ გამოყენებული მონოტონურ პროცესებთან ახლოს გარკვეულად შეზღუდულ კლასში მყოფი არაწრფივი ავტომატური სისტემების კვლევაში, რომელთა არაწრფივი ფუნქციები მოიცავენ ერთ-ორ ერთმნიშვნელოვან უბან-უბან წრფივ მახასიათებლიან არაწრფივ ფუნქციებს. ამასთან ერთად, ხსენებული მეთოდები საშუალებას გვაძლევენ ვაწარმოოთ სისტემის გაანგარიშებები, რომელიმე ერთი სისტემის დინამიკური თვისების მახასიათებელი კონკრეტული კრიტერიუმის დაკმაყოფილების პირობიდან.

სამოდელირებელი მოწყობილობების და ეგმ-ის გამოყენება დასაპროექტებელი სისტემების სქემებისა და პარამეტრების არჩევისათვის, დაფუძნებულია მრავალრიცხოვან მოსინჯვებზე შემუშავებული სქემების პარამეტრების სხვადასხვა შეთანწყობისას. რადგანაც სისტემაში შემავალი ელემენტების პარამეტრების შეთანწყობა ძალიან მრავალგვარია, ხოლო სისტემის სტრუქტურული სქემების რიცხვი ძალზე დიდია, ამიტომ ყველაზე მარტივი გადაწყვეტილების მოძებნა მოითხოვს დროის დიდი რაოდენობის დახარჯვას [57].

სტრუქტურულად რთული სისტემების ეფექტურ მეთოდთა შორის, რომლებიც ხასიათდებიან როგორც პარამეტრული, აგრეთვე სტრუქტურული სინთეზის თვალსაზრისით საკმაოდ ფართო შესაძლებლობებით, წარმოადგენენ სინთეზის ცნობილი მეთოდები მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით. მათ შორის საჭიროა აღინიშნოს რეგულირების წრფივი სისტემების სინთეზის მახასიათებლების გამოყენებაზე [69-72]. თანამედროვე ავტომატიზებული ელექტროამძრავების თეორიასა და პრაქტიკაში უპირატესი მნიშვნელობა ენიჭება დაქვემდებარებული რეგულირების კონტურებიანი ტირისტორული ელექტროამძრავების შექმნას და ფართო დანერგვას სხვადასხვა სამრეწველო დანადგარებზე, როდესაც კი საჭიროა სიჩქარეთა ფართო დიაპაზონში რეგულირება.

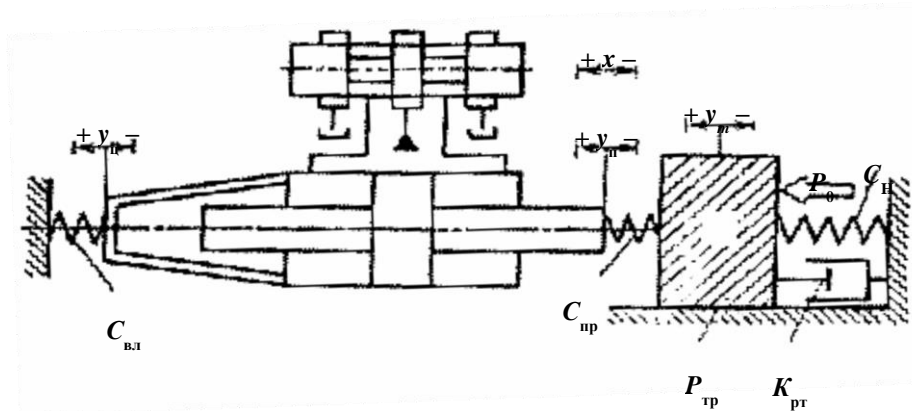
2. შედეგები და მათი განსჯა

2.1. ჰიდრავლიკური და ელექტროჰიდრავლიკურ ამძრავთა სტრუქტურა და დინამიკური კვლევა

2.1.1. ჰიდრო- და ელექტროჰიდროამძრავების სტრუქტურული სქემატიზაცია და დინამიკური მოდელირება

როგორც ცნობილია ჰიდროსისტემის ძირითად ელემენტებს წარმოადგენენ ჰიდრავლიკური მკვეთარა და ჰიდროცილინდრი. აღნიშნული სისტემის სტრუქტურული და ფუნქციონალური თავისებურებების ანალიზის თვალსაზრისით.

ნახ. 1 მოყვანილია დროსელური რეგულირების ჰიდროამძრავი, რომელიც მუშაობს მუდმივი წნევის წყაროდან, ე.ი. $p_H \approx p_H \approx p_{en} \approx const$ [3, 83].



ნახ. 1. დროსელური რეგულირების ჰიდროამძრავი მოქმედი დატვირთვებით, არახისტი საყრდენებითა და გაყვანილობით

ნახ. 1-ზე არ არის ნაჩვენები კვების სისტემა, რადგან მის თავისებურებებს აქვს მნიშვნელობა ენერგეტიკული მახასიათებლების ანალიზის დროს. ასეთი ჰიდროამძრავის, კერძოდ, ჰიდროცილინდრის, მახასიათებლები განისაზღვრება როგორც ჰიდროგამანაწილებლის და ჰიდროამძრავის პარამეტრებით, აგრეთვე დატვირთვის სახით და საყრდენის და მილგაყვანილობის სიხისტის. ჰიდროამძრავებზე მოქმედებენ dy^2

სხვადასხვა ძალები. მათ შორის მნიშვნელოვანი ძალა $P_m \propto m \frac{dy}{dt}$, რომელიც გამოწვეული დატვირთვის მასის აჩქარებით. ბლანტი ხახუნით გამოწვეული ძალა $P_y \propto k_{py} \frac{dy}{dt}$; დატვირთვის სიხისტით გამოწვეული ძალა $P_c \propto c_n y$;

dt

კონტაქტური ხახუნის ძალა $P_{TP} \propto P_{TP} \text{sgn} \frac{dy}{dt}$; მუდმივი ძალა P_0 .

ძალები P_y და P_{TP} ყოველთვის მიმართულია ჭოკის მოძრაობის საწინააღმდეგოდ. ძალები P_c და P_0 შეიძლება მიმართული იყვნენ სხვადასხვა მიმართულებით, რაც განტოლებებში აღნიშნულია შესაბამისი ნიშნით. P_m ძალის ნიშანი დამოკიდებულია დატვირთვის მდგომარეობაზე. ჰიდროამძრავის შერჩევისა და შეფასებისას ჩვეულებრივ განიხილება სამი სახის მახასიათებლები: სტატიკური (სარეგულირებელი), ენერგეტიკული და დინამიკური.

თუ დროსეღური მართვის ჰიდროამძრავი შეიცავს მკვეთარას ტიპის ოთხხვრელიან იდეალურ ჰიდროგამანაწილებელს და ორმხრივ ჭოკიან ჰიდროცილინდრს, თანატოლი დგუმის ეფექტური ფართობით f_n , მაშინ მისი სტატიკური მახასიათებლების განზოგადოებულ განტოლებას ექნება სახე [3, 74]:

$$\frac{b_x P_y}{k_{yx}} \cdot \sqrt{\frac{P_0 \text{sgn} x \frac{P_y}{f_n}}{k_{yx} \text{sgn} x f_n}} \quad (8)$$

განტოლებაში (8) შეყვანილია ჩქაროსნული მახასიათებლის დახრილობის კოეფიციენტი:

$$k_{yx} = b \sqrt{p_n}$$

$$f_{\text{н}}$$

ეს დახრილობის კოეფიციენტი ახასიათებს დგუშის სიჩქარეს გამანაწილებლის მკვეთარას გადაადგილებასთან უქმი სვლის რეჟიმში. განტოლება (8) შეიძლება აგრეთვე წარმოდგენილი იყოს

განზომილების გარეშე სახით, რისთვისაც ის უნდა გავყოთ უქმი სვლის მაქსიმალურ სიჩქარეზე. თუ $P_y \ll 0$ $x \ll x_{\text{max}}$, მაშინ

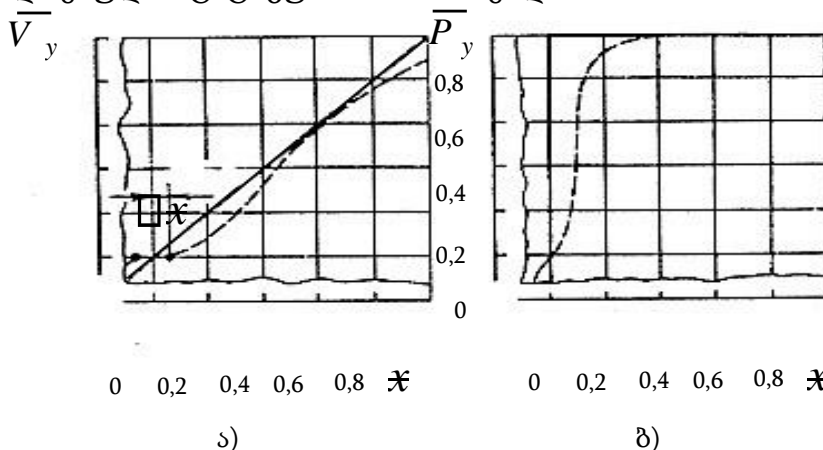
$$\bar{y} \approx \sqrt{1 - \text{sgn} \bar{P}_y} \quad (9)$$

განზომილების გარეშე ძალა, რომელიც მოქმედებს ჭოკზე, უდრის:

$$\bar{P} = \frac{\bar{P}_y}{f_{\text{н}} p}$$

ამრიგად, მახასიათებლად გადახრა დამოკიდებულია ჰიდროცილინდრის ჭოკზე მოქმედი ძალის სიდიდეზე და ნიშანზე. ეს დამოკიდებულება ანალოგიურია იდეალური მკვეთარიანი ოთხხვერელიანი დროსელირებადი ჰიდროგამანაწილებლის (ნახ. 2)

განზოგადოებული სტატიკური მახასიათებლისა.



ნახ. 2. მუდმივი წნევის კვების წყაროდან მომუშავედროსელური რეგულირების ჰიდროამძრავის სტატიკური მახასიათებლები

იდეალური ჰიდროამძრავის (ჰიდროგამანაწილებელი და ჰიდროცილინდრი ხახუნის გარეშე) ჩქაროსნული მახასიათებელი ნაჩვენებია (ნახ. 2, ა), უწყვეტი ხაზით. რეალურ ამძრავში (ნახ. 2, ა) წყვეტილი ხაზი კონტაქტური ხახუნის და მკვეთარას და გამანაწილებლის მასრას შორის

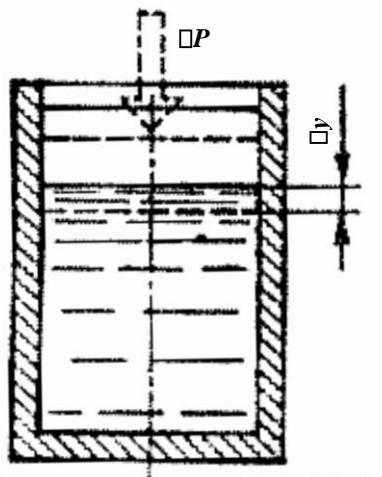
არსებული ღრეჩოს გამო ჩქაროსნული მახასიათებელს აქვს მდორე მრუდის სახე. ეს მრუდი იწყება არა კოორდინატთა საწყისი წერტილიდან არამეს აბსცისის ღერძზე მდებარე წერტილიდან. სიდიდე $\square P$ განსაზღვრავს რეალური ჰიდროამძრავის ჩქაროსნული მახასიათებლის არამგრძნობელობის ზონას. ფორმულაში (9) სიჩქარე $\square y$ გავუტოლოთ ნულს, მაშინ მივიღებთ იდეალური ჰიდროამძრავის ძალოვანი მახასიათებლის განტოლებას

$$\text{sgn } \square P_y \square 1.$$

იდეალური და რეალური ჰიდროამძრავების ძალოვანი მახასიათებლები (შესაბამისად უწყვეტი და წყვეტილი ხაზები) ნაჩვენებია (ნახ. 2, ა, ბ). ძალოვანი მახასიათებლის დახრილობა განპირობებულია ვარდნილი მახასიათებლის სახით ე.ი. მკვეთარას და მასრას შორის ღრეჩოს სიდიდით. ზოგ შემთხვევაში სიჩქარის პროპორციული მართვის ჰიდროამძრავებში გამოიყენება ერთკოჭიანი ჰიდროცილინდრები.

ჰიდროამძრავის დინამიკა უნდა განხილული იქნას მუშა სითხის კუმშვადობის გათვალისწინებით. კუმშვადობას განაპირობებს სითხეში არგახსნილი აირები. მუშა სითხის კუმშვადობას განაპირობებს ჰიდრაულიკური სიხისტე.

განვიხილოთ მარტივი ჰიდროცილინდრის სქემა (ნახ. 3).



ნახ. 3. მარტივი ჰიდროცილინდრის სქემა

ჰიდროცილინდრი შეიცავს აბსოლუტურად ხის კედლიან ცილინდრს და მჭიდროდ მორგებულ დგუმს. მათ მიერ შემოსაზღვრული მოცულობა შეესებულება კუმშვადი სითხით. თუ დგუმის ფართობი f , იმოქმედებს ძალა $\square P$, მაშინ სითხის და აირის დრეკადობის გამო დგუმი გადაადგილდება სიდიდებზე $\square y$. მოცულობითი დრეკადობის მოდული განისაზღვრება

$$E \square V \square P .$$

$$\square V$$

$$\square P$$

ამ შემთხვევაში $\square p \square f_{\square}$ და $\square V \square f_{\square} \square y$

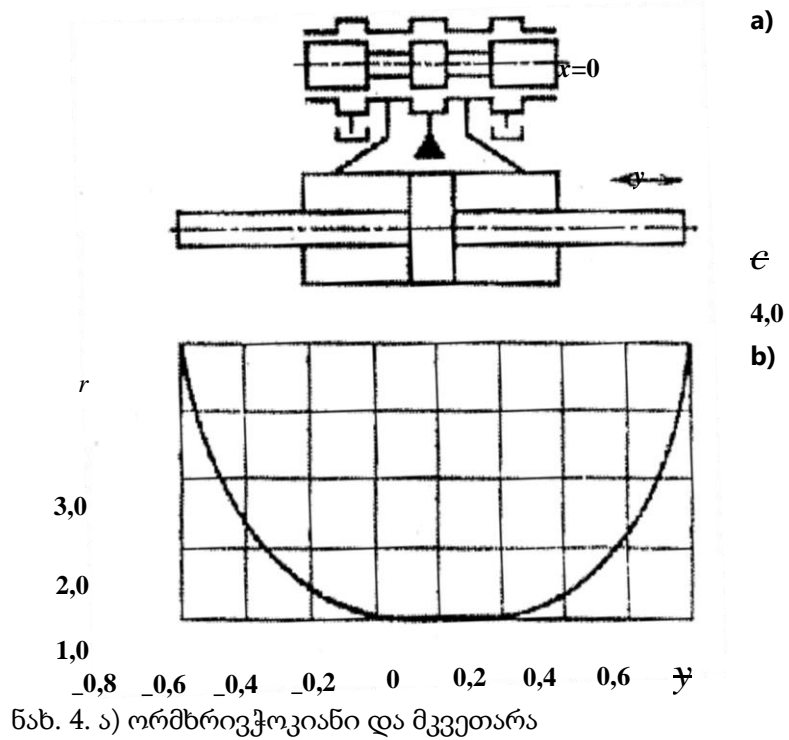
მაშინ $E \square V f_{\square} \square P y$ ან $\square \square P y \square \square \square E f V^{\square 2}$.

რადგან, ძალის ფარდობა გადაადგილებასთან ახასიათებს სიხისტეს, ბოლო განტოლება შეიძლება ჩაიწეროს ისეთი სახით, რომელიც ახასიათებს მარტივი ჰიდროცილინდრის ჰიდრავლიკურ სიხისტეს

$$C_p^1 \square \square \square E f_{\square 2} . \tag{10}$$

$$V$$

განვიხილოთ ორმხრივ ჭოკიანი ჰიდროცილინდრი, რომელიც მიერთებულია (ნახ. 4) ოთხხვრელიან რეალურ დროსელირებად ჰიდროგამანაწილებელთან, რომლის მკვეთარა იმყოფება ნეიტრალურ მდგომარეობაში. თუ ღერძული გადახურვები და ყველა ოთხი სარკმლის სიგანე ერთნაირია, მაშინ ჰიდროცილინდრის მუშა არეში წნევა P_0 ტოლია და უდრის მიახლოებით კვების წნევის ნახევარს. ამიტომ სითხე იმყოფება შეკუმშულ მდგომარეობაში.



გამანაწილებლიანი

ჰიდროცილინდრი;

ბ) ჰიდროცილინდრის უგანზომილებო ჰიდრავლიკური სიხისტის დამოკიდებულება დგუშის უგანზომილებო გადაადგილებასთან ჰიდროცილინდრის მარჯვენა მუშა კამერის სიხისტე ფორმულის

(10)

$$C_{h1} \square \frac{E f_{h2}}{V_1}$$
 მუშა კამერის სიხისტე კი – საფუძველზე უდრის

$$C_{h2} \square \frac{E f_{h2}}{V_2}$$

.

ორმხრივკოჭიანი ჰიდროცილინდრის ჯამური ჰიდრავლიკური

სიხისტე იქნება მარცხენა და მარჯვენა კამერის ჰიდრავლიკური სიხისტის ჯამის ტოლი

$$C_h = C_{h1} + C_{h2} = \frac{E f V_{02}}{V_1} + \frac{E f V_{02}}{V_2} = E f V_{02} \left(\frac{1}{V_1} + \frac{1}{V_2} \right)$$

თუ გავითვალისწინებთ, რომ ყოველი მუშა კამერის მოცულობა შესაბამისად უდრის

$$V_1 = (y_{\max} - y) f_n; \quad V_2 = (y_{\max} - y) f_n$$

ჰიდროცილინდრის ჯამური სიხისტის ფორმულა მიიღებს სახეს:

$$C_h = \frac{E f n^2 (y_{\max} - y)}{(y_{\max} - y) f_n} = \frac{E f n^2}{f_n} \quad (11)$$

$$= \frac{E f n}{f_n}$$

ამრიგად, ჰიდროცილინდრის ჯამური სიხისტე დამოკიდებულია არა მარტო მოცულობითი დრეკადობის მოდულზე E , არამედ დგუმის y ადგილმდებარეობაზე. ასეთი ჰიდროცილინდრული ჰიდრავლიკური სიხისტე მინიმალური, როდესაც $y = 0$, ე.ი. დგუმის ნეიტრალურ მდგომარეობაში.

ამ შემთხვევაში

$$V_1 = V_2 = C_0 = f_n y_{\max}$$

ამიტომ ფორმულა, რომელიც გვამღებს ჰიდროცილინდრის უმცირესი ჰიდრავლიკური სიხისტის სიდიდეს, მიიღებს სახეს

$$C_h = \frac{2 E f n^2}{V_0} \quad (12)$$

ორმხრივჭოკიანი დგუმის მდებარეობის ჰიდროცილინდრის სიხისტეზე გავლენის ანალიზისათვის მოხერხებულია უგანზომილო

ჰიდრავლიკური სიხისტის ცნების გამოყენება. ეს უგანზომილო სიდიდე მიიღება (11)

გაყოფით (12)-ზე:

$$C_h = \frac{1}{2} \frac{\rho \omega^2 r^2}{\rho g H} \quad (13)$$

ჰიდროცილინდრის უგანზომილებო ჰიდრავლიკური სიხისტის დამოკიდებულება დგუშის უგანზომილებო გადაადგილებისაგან მოცემულია (ნახ. 4, ბ).

დგუშის ნეიტრალური მდგომარეობიდან მცირე გადაადგილების შემთხვევაში სიხისტე იცვლება უმნიშვნელოდ. შემსრულებელ

ჰიდროხაზების მოცულობების მიერთება აფართოებს ასეთ არეს.

ჰიდროამპრავის მუშაობაზე გავლენას ახდენს ძალები, რომლებიც მოქმედებენ მართვის ობიექტზე, ამპრავის სიხისტეზე და საყრდენების სიხისტეზე (ნახ. 2).

რეალურ სისტემებში ეს ძალები შეიძლება მოქმედებდნენ ჭოკზე ცალ-ცალკე, ყველა ერთად და ნებისმიერი შეთანწყობით. ამრიგად, ჰიდროცილინდრის ჭოკზე მოქმედი ჯამური ძალა შეიძლება წარმოდგენილი იყოს, როგორც ძირითადი დატვირთვის ძალების ჯამი:

$$P_y = P_m + P_y + P_c + P_{TP} + P_0,$$

ან

$$P_y = m \frac{d^2 y}{dt^2} + k_{py} \frac{dy}{dt} + c_H y + |P_{TP}| \operatorname{sgn} \frac{dy}{dt} + P_0. \quad (14)$$

ჰიდროამპრავის ხარჯების განტოლება (ნახ. 2) შეიძლება ჩავწეროთ ასეთი სახით (თუ $C_{0p} = 0$ და $C_{pp} = 0$)

$$Q = b x \sqrt{\rho \pi \operatorname{sgn} x p - f dy - V dp}. \quad (15)$$

$$\square \quad dt \quad 2Edt$$

განტოლების მარჯვენა მხარის პირველი წევრი განსაზღვრავს ხარჯს, რომელიც საჭიროა დგუშის გადასაადგილებლად, მეორე წევრი განსაზღვრავს დეფორმაციულ ხარჯს, რაც განპირობებულია სითხის კუმშვადობით. წნევების განტოლება განისაზღვრება დგუშზე მოდებული

დატვირთვით და მისი ეფექტური ფართით

$$P \square \frac{P^v}{f_{\square}} . \quad (16)$$

განტოლებების (14), (15) და (16) ერთობლივი გაანგარიშება (12) ფირმულის გათვალისწინებით

$$\sqrt{\frac{p_{\square}}{f_{\square}}} \square b \square k_{\square x} \text{ და } \text{---} k_{p\varrho}$$

$$\square k_{p_{\square}} \cdot f_{\square} f_{\square}$$

გვამღევს საშუალებას მივიღოთ დროსელური რეგულირების იდეალური ჰიდროამძრავის დინამიკის ზოგადი განტოლება

$$x k_{\square} C_h \sqrt{1 \square \square \square m d^2 y \square k dy \square c y \square | P | \text{sgn } x dy \square P \square \square}$$

$$\square \text{sgn } x f_{\square} p_{\square} \square \square \frac{dt}{dt^2} \square \frac{dy}{dt} \square \frac{dy}{dt} \square \square \square \frac{dy}{dt} \square \square \square P_0 . \quad (17)$$

ელექტროჰიდრავლიკური მოთვალთვალე ამძრავები უზრუნველყოფენ ობიექტის მდებარეობის და ელექტრული სიგნალის მართვას შორის პროპორციულ კავშირს. მიღებულია მათი დაყოფა ორ სახედ: ელექტრული უკუკავშირით და ჰიდრომექანიკური უკუკავშირით. ასეთი პირობითი

დაყოფა აიხსნება იმით, რომ ხშირად ელექტროჰიდრავლიკურ

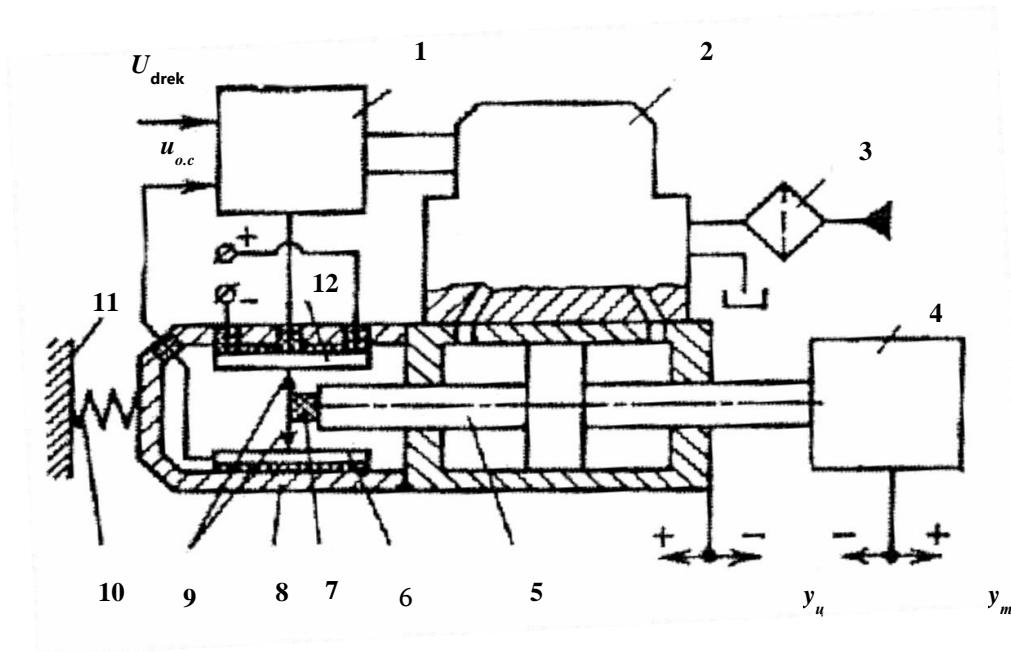
მოთვალთვალე ამძრავებს აქვთ კომბინირებული უკუკავშირი: ელექტრული და ჰიდრომექანიკური [3, 74].

ჩვეულებრივ ელექტროჰიდრავლიკური მოთვალთვალე ამძრავები შეიცავენ ჰიდრავლიკურ კვების წყაროს, ელექტრულ მაძლიერებელსუმმატრს, ელექტროჰიდრავლიკურ მაძლიერებელს, ჰიდროამძრავსა და უკუკავშირის გადამწოდს. ელექტროჰიდრავლიკური მოთვალთვალე ამძრავის მუშაობა, როგორც წესი განიხილება ობიექტის მართვის გათვალისწინებით, რადგანაც ის ჩვეულებრივ ხშირად განსაზღვრავს ცვალებადი დატვირთვის ხასიათს და ამძრავის მახასიათებლებს. მოთვალთვალე ჰიდროამძრავის სტატიკური და დინამიკური მახასიათებლების ანალიზის გასამარტივებლად ხშირად განიხილავენ ჰიდრავლიკური კვების წყაროს გაჟონვის გარეშე, თუ ეს უკანასკნელი არ

ახდენს ამ მახასიათებლებზე მნიშვნელოვან გავლენას.

ელექტროჰიდრავლიკურ მოთვალთვალე ამძრავებში ხშირად გამოიყენება ელექტრული უკუკავშირები, რომლებიც საშუალებას იძლევიან მარტივად უზრუნველყოთ მოთხოვნილი სტატიკური და დინამიკური მახასიათებლები, მოთხოვნილი მაძლიერებლის კოეფიციენტები და ელექტრული სიგნალების მართვის ცვლის ხასიათი და უკუკავშირი.

ელექტრული მოთვალთვალე ამძრავის უმარტივესი სქემა მოყვანილია ნახ. 5.



ნახ. 5.

მდებარეობის ელექტრული უკუკავშირისანი
ელექტროჰიდრავლიკური მოთვალთვალე ამძრავის
პრინციპული სქემა

ის შედგება ელექტრული – შემაჯამებლისაგან (1), ელექტროჰიდრავლიკური მამლიერებლის (2), ჰიდროამძრავის (5) და მდგომარეობის

უარყოფითი უკუკავშირის გადამწოდისაგან, რომელშიც შედის პოტენციომეტრი (12), დენის ჩამრთველი (6) და ფირფიტა (9). ელექტროჰიდრავლიკური მოთვალთვალე ამძრავის კონსტრუქციის ძირითად ელემენტს წარმოადგენს ფილტრი (3), რომელიც ჩვეულებრივ მაგრდება ან ელექტროჰიდრომამლიერებლის კორპუსზე ან ჰიდროამძრავის კორპუსზე. ჰიდროცილინდრი (5) მაგრდება სადგარზე (11) ჩვეულებრივ გარდამავალი ცილინდრის (8) საშუალებით, რომელშიც განლაგებულია უკუკავშირის გადამწოდები. ამ შემთხვევაში მდებარეობის უკუკავშირის გადამწოდებად გამოიყენება უკუკავშირის პოტენციომეტრი (12), რომლის ფირფიტა მაგრდება იზოლატორის (7) საშუალებით ჰიდროცილინდრის (5) ჭოკზე. ციფრით (10) აღნიშნულია პირობითი დაყრდნობის სიხისტე. ელექტროჰიდრავლიკური მამლიერებლის ნაცვლად შეიძლება იყოს გამოყენებული ნებისმიერი ელექტროჰიდრავლიკური მამლიერებელი,

რომელიც უზრუნველყოფს პროპორციულობას ჰიდროამპრავის შემსრულებელი ხაზების ხარჯსა და დენის მართვას შორის.

უკუკავშირის გადამწოდად შეიძლება იყოს გამოყენებული არა მარტო პოტენციომეტრი, არამედ ნებისმიერი ცვლადი დენის გადამწოდი, მაგ. სელსონი, მზრუნავი ტრანსფორმატორები და სხვა ინდუქციური და ინდუქციურ მექანიკურ-ელექტრული გარდამქმნელები, რომლებთანაც მუშაობისას გამოიყენება ელექტრული მაძლიერებლის – სუმმატორის ნაცვლად ცვლადი დენის ფაზურმგრძნობელობითი ელექტრული მაძლიერებლები.

ელექტროჰიდრავლიკური მოთვალთვალე ამპრავი (ნახ. 5) მუშაობს შემდეგნაირად. მართვის სიგნალის $u_{\text{гип}}$ გაჩენისთანავე ელექტროჰიდრავლიკური გამანაწილებლის გარდაქმნების გრაგნილზე წარმოიქმნება დენი, რომელიც წაანაცვლებს მართვის ელემენტის გამომავალ ჰიდრომაძლიერებლის კასკადს და აიძულებს ჰიდროცილინდრის (5) ჭოკმა იმოძრაოს მართვის ობიექტთან (4) ერთად. აქედან გამომდინარე ჭოკის მოძრაობასთან ერთად მოძრაობას იწყებს მათთან ერთად პოტენციომეტრის (12) ფირფიტა (9), რასაც მივყავართ ძაბვის წარმოშობასთან უკუკავშირის u_{oc} ჯაჭვში. ეს ძაბვა სიდიდის და ძაბვის მართვის ნიშნით შეედრება მაძლიერებელ-შემმაჯამებელს. რადგანაც ელექტრული უკუკავშირის მდგომარეობა ჩართულია უარყოფითი ნიშნით, და ძაბვის უკუკავშირის გაზრდით შემცირდება გაუთანხმოების სიგნალი $u_{\text{нх}} \square u_{\text{гип}} \square u_{oc}$. როგორც კი ის გაუტოლდება ნულს, ელექტროჰიდროგამანაწილებლის (2) ელემენტები დაიკავებენ ნეიტრალურ მდგომარეობას და ჰიდროცილინდრის ჭოკი მართვის სიგნალის პროპორციულ მდებარეობაში გაჩერდება.

განვიხილოთ ელექტროჰიდრავლიკური მოთვალთვალე ამპრავის მუშაობა ინერციული დატვირთვის და არახისტი საყრდენის გათვალისწინებით. ელექტროჰიდრავლიკური მაძლიერებლის მაგივრად შეიძლება გამოყენებული იყოს ელექტროჰიდრავლიკური მაძლიერებელი-

საქმენი-საფარი-უკუკავშირის გარეშე.

დამატებითი განტოლებები, რომლებიც აღწერენ განსახილველი ჰიდროამპრავის დინამიკას, იქნებიან შემდეგი განტოლებები, რომლებიც ჩაწერილია ოპერატიულ ფორმაში.

უკუკავშირის განტოლება

$$u_{BX}(s) = u_y(s) - u_{oc}(s). \quad (18)$$

ელექტრული გამაძლიერებლის განტოლება

$$u(s) = k_{\Sigma} u_{BX}(s). \quad (19)$$

უკუკავშირის პოტენციომეტრის განტოლება, გამომდინარე პირობიდან, რომ მდგომარეობის გადამწოდის დამაგრება და არახისტი საყრდენის

არსებობა ოპერატიულ ფორმაში შეიძლება ჩაიწეროს შემდეგნაირად:

$$u_{oc}(s) = k_{uy} [Y_m(s) - y_{II}(s)]. \quad (20)$$

ძალების განტოლებას, არახისტი საყრდენების და ძალების, რომლებიც პროპორციულია დატვირთვის სიჩქარის მოძრაობისა ექნება სახე:

$$c_{0II} y_{II} = m \overline{ddt^2 y_{m2}} \quad \square \quad k_{py} dy_{dtm}. \quad (21)$$

აგრეთვე მკვეთარიანი ჰიდროგამანაწილებელი – ჰიდროცილინდრის სისტემის ხარჯის გაწრფივებულ განტოლებას ექნება სახე:

$$K_{Qx} x = K_{Qp} P = f_{\Sigma} \overline{dy_m} = f_{\Sigma} \overline{dy_{\Sigma}} = V_{\Sigma} \overline{dp} = \frac{V_{\Sigma}}{2E} \overline{dp}.$$

ოპერატორულ ფორმაზე მიყვანისა და ერთობლივად ამოხსნის შემდეგ, მივიღებთ განტოლებას, რომელიც დინამიკურად აკავშირებს დატვირთვის კოორდინატს და მკვეთარას მდგომარეობას, ინერციული დატვირთვის გათვალისწინებით და სიჩქარის ხახუნის ძალის დატვირთვაში

$$y_m(s) = \frac{k_{Qx}}{f_{\square}} (T_{2s^2} + k_{2\dot{y}} Ts + 1) x(s). \quad (22)$$

სქ

$$k_{\square x} = \frac{k_{Qp} k_{py}}{f_{\square}^2} = 1k,$$

$$T_{\square} = \sqrt{\frac{m}{\frac{k_{Qp} k_{py}}{f_{\square}^2} \left(\frac{1}{c_r} + \frac{1}{c_{o\pi}} \right)}},$$

$$k_{py} = \frac{c_1}{c_1 + c_2} = k_{Qp} m$$

$$\frac{1}{c_r} + \frac{1}{c_{o\pi}} = \frac{f_{\square}^2}{k_{Qp} k_{py}}$$

$$\sqrt{\frac{m}{\frac{1}{c_r} + \frac{1}{c_{o\pi}} + k_{Qp} f_{\square} k_2}}$$

$$py = \frac{1}{c_r + c_{o\pi}}$$

□□

კავშირი ცილინდრისა და დატვირთვის მასის შეფარდებით მდგომარეობასთან შეიძლება მივიღოთ განტოლებიდან (21), რომელიც ოპერატორული ფორმის დაყვანის შემდეგ მიიღებს სახეს:

$$y_u(s) = \frac{cm_{o\pi} s^2 + ck_{Op} py}{\dots} y_m(s).$$

მიღებული გამოსახულების ჩასმა განტოლებაში (20) საშუალებას გვაძლევს მივიღოთ უკუკავშირის განტოლება, რომელიც გამოხატულია დატვირთვის კოეფიციენტით:

$$u_{oc}(s) = k_{uy} (T_{on}^2 s^2 + 2T_{o\pi} T_{o\pi} s + 1) y_m(s), \quad (23)$$

სადაც

$$T_{00} = \frac{m}{\sqrt{1 - \beta^2}}; \quad \rho_{00} = \frac{k_{py}}{\sqrt{1 - \beta^2}}$$

კონტურში, რომელიც შემოსაზღვრულია უარყოფითი უკუკავშირით, რხევითი რგოლის არსებობას მივყავართ სიჩქარეზე ვარგისიანობის კოეფიციენტის მკვეთრ შემცირებასთან ფაზის და ამპლიტუდის დასაშვებ ზღვრებში, არადატვირთული ელექტროჰიდრავლიკური მოთვალთვალე ამძრავთან შედარებით, რაც მნიშვნელოვნად ამცირებს მასით დატვირთული ამძრავის სწრაფქმედებას.

როცა საჭიროა მივიღოთ მასით დატვირთული ელექტროჰიდრავლიკური მოთვალთვალე ამძრავის მაღალი სწრაფქმედება, მაშინ სიჩქარის ვარგისიანობის გაზრდით, გამოიყენება მაკორექტირებელი მოწყობილობა. კორექციის ერთ-ერთ ეფექტურ საშუალებას წარმოადგენს დამატებითი უარყოფითი უკუკავშირის შემოღება ჰიდროძრავის წამყვანი რგოლის აჩქარებით [74].

2.1.2. მათემატიკური მოდელების ხარისხობრივი ანალიზი და გარდამავალი პროცესების აგების მეთოდოლოგიის შემუშავება

როგორც ეს აღინიშნა ჰიდრავლიკური და ელექტროჰიდრავლიკური რეგულირების სისტემები წარმოადგენენ რთულ არაწრფივ სისტემებს. ძალოვანი ნაწილის არაწრფივობებთან ერთად მრავალკასკადიანი ამძრავები შეიძლება მოიცავდნენ არაწრფივობებს, აგრეთვე ელექტრომექანიკური მაძლიერებლები და მაკორექტირებელი რგოლები. კვლევის პირველ სტადიაზე განვიხილოთ ისეთი სისტემები, რომლებშიც არაწრფივობები არიან წარმოდგენილნი ძალოვანი კასკადის დიფერენციალურ განტოლებებში. ზემოაღნიშნული დაშვებების გათვალისწინებით

ოთხხვრელიანი ძალოვანი მკვეთარიანი საკვლევი მოთვალთვალე სისტემების დინამიკა

შეიძლება იქნას მოყვანილი ასე:

$$\begin{aligned}
 m \cdot \ddot{x} &= h \cdot \dot{x} + k_{\text{жс}} x + dt \frac{d}{dt} \left[P_{mp} \operatorname{sign} \dot{x} \right] + k_{\text{жс}} F_f(p_n; F; x_{bx}; x; \vartheta); \\
 T_i \dot{x}_{1i} &= x_{1i} + f_{1i}(k_{1j}; x; x_{1i}; x_{2i}; \vartheta); \\
 T_{12} \dot{x}_{2j} &= T_{2j} \dot{x}_{2j} + f_{2j}(k_{1j}; x; x_{2j}; x_{1i}; \vartheta),
 \end{aligned} \tag{24}$$

სადაც $i = 1, 2, 3, \vartheta; j = 1, 2, 3, \vartheta;$

$x_{\text{жс}}$ — შემავალი ზემოქმედება; x — შემსრულებელი ჰიდროცილინდრის მოძრავი რგოლის გადაადგილებები; m — შემსრულებელი ჰიდროცილინდრის მოძრავ რგოლზე დაყვანილი სისტემის მოძრავი ნაწილების მასა.

P — ტუმბოდან ძალოვან მკვეთარასთან მოყვანილი სითხის წნევა; P_{mp} — მშრალი ხახუნის ძალა; F — შემსრულებელი ჰიდროცილინდრის დეჟუმის ფართი; $k, k_{\text{жс}}$ და k_v — შესაბამისად ბლანტი ხახუნის, სიხისტისა და ძალოვანი კასკადის სიჩქარის მიმართ გამლიერების კოეფიციენტები; T_{1i}, T_{1j}, T_{2j} — მმართველი კასკადების დინამიკური ელემენტების დროის მუდმივები; k_{1i}, k_{2j} — გამლიერების კოეფიციენტები; x_{1j}, x_{2j} — დინამიკური რგოლების გამომავალი კოორდინატები; f_{1i}, f_{2j} — წრფივი პოლინომები არგუმენტების მიმართ:

$$\begin{aligned}
 k_{\text{жс}} &= \frac{H \cdot 1}{4E_u \cdot F} K_{mp2} \cdot K_{4mp}; \quad K_{mp} = \frac{fE_{\text{жс}}}{4F} \\
 &= \frac{fE_{\text{жс}}}{4E_u \cdot F} \cdot 4F
 \end{aligned}$$

H – ჰიდროცილინდრის დეფორმაციის სიგრძე; E_y და E_{mp} – სითხისა და ჰიდროცილინდრის კედლების დაყვანილი დრეკადობის მოდულები; f – მკვეთარის ჰიდროცილინდრთან დამაკავშირებელი მილსადენის გამავალი კვეთის ფართი; l_{mp} – მილსადენის სიგრძე; არაწრფივი ფუნქცია $F_f(p_n; F; x_{bx}; x; \xi)$ განისაზღვრება ამძრავის ძალოვანი ნაწილის ოთხხვერელიანი მოთვალთვალე მკვეთარის ხარჯვითი მახასიათებლებით.

აღვნიშნოთ, რომ სისტემა (24) სამართლიანია ყველა

$$x'_{n+1} \leq 0 \\ t \geq 0 \text{ და } x'_{1+1} \leq 0$$

მნიშვნელობისას.

მაღალი სწრაფქმედებას და მაღალმგრძობელობას მოთვალთვალე ამძრავებში ამძრავის ძალოვანი ნაწილის მკვეთარებს, როგორც წესი, გააჩნია მცირე ღერძული გახსნილობები. არაწრფივი ფუნქცია $F_f(p_n; F; x_{bx}; x; \xi)$

ასეთი მკვეთარებისათვის გამოისახება უაღრესად რთული დამოკიდებულებებით ძალოვანი მკვეთარების პარამეტრებთან და მოწოდებული სითხის წნევასთან მიმართებაში. ასეთ მკვეთარებში თუ კიდევაც ჩავთვლით, რომ მის შუალედურ მდებარეობაში ღერძული

გახსნილობა „ნულოვანია“ სითხის ხარჯი მაინც არ უდრის ნულს. მცირე გახსნილი ხვერელების (150 მკმ ნაკლები) ზონა შეადგენს გარდამავალ არეს სითხის მოძრაობათა ლომინარულ და ტურბულენტურ რეჟიმებს შორის „ნულოვანი“ და მცირე საწყისი გახსნილობიანი მკვეთარებისათვის სითხის ხარჯი 150 მკმ ნაკლები გახსნილობებისას დაექვემდებარება ამ გარდამავალი არის კანონებს. ამ საზღვარს მეტი გახსნილობებისას კი ოთხხვერელიანი მკვეთარას ხარჯვითი მახასიათებელი ექვემდებარება კვადრატულ ფუნქციონალურ სხვაობასთან მიმართ.

აღნიშნულიდან გამომდინარეობს, რომ მკაცრი მიდგომისას არაწრფივი ფუნქცია $F_f(p_n; F; x_{bx}; x; \Xi)$ გამოისახება განსხვავებული დამოკიდებულებებით შესაბამისად გახსნილობებისას ≈ 150 მკმ და ≈ 150 მკმ.

ნაშრომში [21] შემთხვევისათვის $\approx 0,15$ მმ და სითხის წნევის

სხვაობისას $\frac{p}{p_n} \approx 60\%$. მიღებულია შემდეგი ემპირიული მახასიათებლები:

$$\frac{3 \approx (4,6 \approx 0,044 \approx_0)}{\approx (1,15 \approx 0,0126 \approx_0) p \approx_n \approx q \approx b \approx 10} \quad \text{---}$$

$$\approx 1,2 \approx p \approx^2 \approx p_n \approx (\sqrt{38,5 \approx 3,2 \approx_0}) \approx, \quad (25)$$

$$\approx p_n \approx \approx \frac{p}{\sqrt{p}}$$

სადაც \approx_0 \approx მკვეთარას საწყისი უარყოფითი გახსნილობა; b \approx მუშა ხვრელი პერიმეტრი; p \approx წნევათა სხვაობა ჰიდროძრავაში.

უკანასკნელ დამოკიდებულებაში შემავალი სიდიდეების

განზომილებები შემდეგია: b \approx სმ; q \approx ლ/წმ; \approx_0 და \approx მკმ; p და p_n \approx smkgZ_2 .

წნევათა სხვაობის განტოლება აღიწერება უფრო მარტივი ფორმით

$$\frac{\approx \approx 0,04 \approx_0 \approx (1,15 \approx 0,0126 \approx_0) p \approx_n \approx q \approx b \approx 10^3 \approx \approx (5,1 \approx \approx)}{\approx (138,5 \approx 3,2 \approx_0) \sqrt{p \approx_n}} \quad \left| \frac{p}{p_n} \right| \sqrt{n}$$

$$(26) p_n \approx$$

შესაბამისად განტოლებებიდან (18) და (19) მიღებული სიჩქარითი მახასიათებლის $F(p_n; \mathbb{Q})$ გამოსახულებები წარმოგვიდგებიან ასე:

2

$$F_f(p_n; \mathbb{Q}) \approx k_1 \cdot k_v \cdot k_p \cdot k_n \cdot \frac{p^n}{\sqrt{g}} \cdot \text{sign}(p_n) \cdot \frac{p^n}{k_v} \cdot k_3 \cdot k_v \cdot \frac{p^n}{\sqrt{g}}, \quad (27)$$

$$F_f(p_n; \mathbb{Q}) \approx k_1 \cdot k_n \cdot k_v \cdot k_p \cdot \frac{p^n}{\sqrt{g}} \cdot \text{sign}(p_n) \cdot k_3 \cdot k_v \cdot \frac{p^n}{\sqrt{g}}, \quad (28)$$

სიჩქარის მიმართ; k_p ზეთის ხარჯის კოეფიციენტი ხვრელის გამავალ კვეთში; g თავისუფალი ვარდნის აჩქარება; p_n მუშა სითხის კვეთრი წონა.

გამოსახულებებში (27) და (28) შემოტანილია შესაბამისად შემდეგი აღნიშვნები:

$$\begin{aligned} k_1 & \approx (0,766 \cdot 73,4 \cdot 10^3); \\ k_2 & \approx \frac{(0,191 \cdot 21 \cdot 10^3)}{\sqrt{g}}; \\ k_{20} & \approx \frac{0,2 \cdot 10^3}{k_p \sqrt{g}}; \\ k_3 & \approx \frac{2,31 \cdot 534 \cdot 10^3}{k_p \sqrt{g}}; \\ & \approx (0,85 \cdot 66,7 \cdot 10^3); \end{aligned} \quad (29)$$

$$k \frac{(0,191 \pm 33,3 \pm 0) \cdot 10^3}{\sqrt{\frac{g}{\rho}}}; \quad (30)$$

$$k_3 = \frac{2,31 \pm 534 \pm 0}{\sqrt{\frac{g}{\rho}}}$$

მკვეთარის მცირე გადახრებისას ($\approx 0,03$ მმ) ტოლობაში (26) შეიძლება არ იყოს გათვალისწინებული არაწრფივი წევრები. ამ შემთხვევაში:

$$F_f(p_n; x_{bx}; F; x; \xi) \approx k_1 \cdot n \cdot k_v \cdot k_3 \cdot k_v \cdot p p_n. \quad (31)$$

ყველა ზემოთმოყვანილ დამოკიდებულებებში

$$F \approx p \cdot B_2 \cdot x \cdot B_1 \cdot x \cdot |P_{mp}| \cdot \text{sign} x \cdot R_H(t), \quad (32)$$

სადაც $R_H(t)$ — გარე სასარგებლო დატვირთვალ კოეფიციენტის B_1 და B_2 მნიშვნელობები განისაზღვრებიან დამოკიდებულებებით $B_1 \approx h \cdot B_1 \cdot F$; $B_2 \approx m \cdot B_2 \cdot F$; B_1 — კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს სითხის ზეთის სადენებში ხარჯის პროპორციული ბლანტი ხახუნის დანაკარგებს; B_2 — კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს სითხის ინერციულ დანაკარგებს მილსადენებში [19, 21].

სიჩქარითი მახასიათებლის განტოლება შემთხვევისათვის $\approx 0,15$ მმ ჩაიწერება სახით:

$$F_f(p_n; \xi) \approx k_v \cdot 1 \sqrt{1 \cdot [B_2 \cdot x \cdot B_1 \cdot x \cdot R(t)] \cdot |P_{mp}| \cdot \text{sign} x} \cdot \text{sign} \cdot p_n. \quad (33)$$

ოთხივე ღია ხვრელიანი მკვეთარებისათვის, როდესაც წინასწარი გახსნილობები მნიშვნელოვანი და სითხის ხარჯს ხვრელებში გააჩნია კვადრატული ფორმა ყველა $\square\square_0$ შემთხვევებისათვის სიჩქარით

მახასიათებლის განტოლება გამოისახება ასე

$$F_f(p_n; \square) \square k_v \sqrt[1]{\frac{1}{[B_2 \cdot x' \square B_1 x' \square R(t)] \square |P_{mp}| \text{sign} x'} \square (\square_0 \square \square)} \square p_n F$$

$$\square \sqrt[1]{\frac{1}{[B_2 \cdot x' \square B_1 x' \square R(t)] \square |P_{mp}| \text{sign} x'} \square (\square_0 \square \square)} . \quad (34)$$

$$p_n F$$

განტოლებათა (24) სისტემის ანალიზი გვიჩვენებს, რომ სისტემის ძალოვანი ნაწილის დიფერენციალური განტოლება მოიცავს რიგ არაწრფივობებს და ეს, როგორც იყო აღნიშნული ადრე, მნიშვნელოვნად ართულებს ანალიზისა და სინთეზის საკითხებს. იმპულსის ძალის $H(t) \square \text{—}d$

$$[|P_{mp}| \square \text{sign} x'] \text{ დემპფირული ზემოქმედება}$$

$$dt$$

ნაჩვენებია მრავალ ნაშრომში, კერძოდ ნაშრომებში [56, 59].

მოცემულ პარაგრაფში დგას საკითხი კონკრეტული ურთიერთ-ზემოქმედების გამოვლენისა გარდამავალი პროცესის კონკრეტულ მაჩვენებლებსა და იმპულსური ფუნქციის პარამეტრებს შორის.

იმპულსური ფუნქციის $H(t)$ ანალიზი გვიჩვენებს [56], რომ შემთხვევაში $|P_{mp}| \square \text{const}$ უკნასკნელი არსებობს მარტოდმარტო სისტემის გამომავალი კოორდინატის $x'(t)$ სიჩქარის ცვალებადობასთან შესაბამის დროის მომენტებში $t_{0i} (i \square 1, 2, 3, \square)$.

ყველა t_{0i} –გან განსხვავებულ დროის მომენტებში $H(t) \square 0$. აქედან გამომდინარე არაწრფივობა $H(t)$ ხასიათდება უბან–უბან უწყვეტი მახასიათებლით.

აქედან გამომდინარე $H(t)$ არაწრფივობასთან მიმართებაში

შემოთავაზებულია (24) დიფერენციალურ განტოლებათა სისტემის ამოხსნის პროცედურა დაფუძნებული ახალი საწყისი პირობების „მორგებაზე“ დროის მომენტებში t_{0i} [21, 59, 60].

ვითვალისწინებთ რა მშრალი ხახუნის ძალის მოდულის მუდმივ მნიშვნელობას. $H(t)$ ფუნქციის გამოსახულება იღებს სახეს:

$$H(t) = \frac{d}{dt} [|P_{mp}| \operatorname{sign} x] = |P_{mp}| \frac{d}{dt} [1(t)] \operatorname{sign} x(t), \quad (35)$$

სადაც $\operatorname{sign} x(t)$ წარმოადგენს sign -ფუნქციას, რომელიც უდრის ნულს ყველა არა t_{0i} -

ის ტოლ t დროის მომენტში და უდრის უსასრულებლის დროს $t > t_{0i}$

დროის მომენტებში. ბუნებრივია, რომ ფუნქცია $H(t)$ ასეთი ფორმით

შეუძლებელია იქნას გათვალისწინებული დინამიკის განტოლების

ინტეგრირების პროცესში. ამასთან დაკავშირებით sign -ფუნქციას ვცვლით

თანაბარი ფართის მართკუთხა ფუნქციით. ასეთი ცვლის სამართლიანობა

ეფუძნება sign -ფუნქციის ცნობილ თვისებას [56]:

$$\int_{-\infty}^{\infty} \operatorname{sign} x(t) dt = 1.$$

მაშინ

$$\int_{-\infty}^{\infty} \frac{d}{dt} [1(t)] dt = \int_{-\infty}^{\infty} \operatorname{sign} x(t) dt = 1,$$

სადაც

$$\operatorname{sign} x(t) = 1, \quad t_a < t < t_b;$$

$$\operatorname{sign} x(t) = 0, \quad t_a < t < t_b;$$

t_a — იმპულსის ხანგრძლივობის დრო; t_b — იმპულსის მიწოდების დროის

მომენტი; t_c — იმპულსის მოქმედების შეწყვეტის დროის მომენტი. იმპულსის

ხანგრძლივობა t_a ირჩევა ბევრად უმნიშვნელო სიდიდის

შედარებით ამძრავის საკუთარი და იძულებითი რხევების პერიოდთან.

მშრალი ხახუნის ძალით განპირობებული არაწრფივი წევრი ჩაიწერება ასე [56]

$$\frac{d}{dt} [|P_{mp}| \operatorname{sign} \dot{x}] \approx 2 |P_{mp}| \frac{d}{dt} [1(t) - \square \square(t) \square 2]$$

სადაც

$$\square(t) \approx \frac{1}{\square} \square t_A. \quad (36)$$

უკანასკნელის გათვალისწინებით ძალოვანი მექანიზმის დინამიკის განტოლება მიიღებს სახეს

$$\ddot{x} + \frac{h}{m} \dot{x} + \frac{k_{\text{жс}}}{m} x = \frac{F^f(p^n; F; \square)}{m} \square(t) - \square \operatorname{sign} \dot{x} A, \quad (37)$$

სადაც

$$A \approx 2 \frac{|P_{mp}|}{m \square \square t_A}. \quad (38)$$

და (37) განტოლების ამონახსნი დაიყვანება ინტეგრირებაზე განტოლების მარჯვენა ნაწილის გარეშე დროის ინტერვალში $t \square t_A \square t$, და $\square t_A$ დროის ინტერვალში კიდევ მთლიანი განტოლების ინტეგრირებაზე ჰიდრავლიკური მოთვალთვალე ამძრავების ამოხსნის მოცემული მეთოდის ნაკლოვანებას მიეკუთვნება საკმარისი სირთულე, რომელიც გამოისახება იმით, რომ ინტეგრირების ბიჯი დროის ინტერვალში $\square t_A$ საჭიროა იყოს შერჩეული რიგით ნაკლები $\square t_A$ ინტერვალისა.

განტოლებათა სისტემის (24) სტრუქტურის ანალიზიდან გამომდინარეობს, რომ იმპულსური ფუნქცია (35) ზემოქმედებს საკვლევი ამძრავების ძალოვანი ნაწილის დიფერენციალურ განტოლებაზე. გამომდინარე უკანასკნელიდან ძალოვანი განტოლების არაწრფივობები

მშრალი ხახუნის ძალით გამოწვეული არაწრფივობების გარეშე შესაძლოა იქნას აპროქსიმირებული წრფივი ფუნქციებით. ამასთან დაკავშირებით განტოლება (34) მიიღებს სახეს:

$$L_1(x) = K_0 \int f_{1i}(t) dt + P_{mp} | \text{sign} x' | \frac{d}{dt} 1(t) + K_T | P_{mp} | \text{sign} x'; \quad (39)$$

$$T_{1i} x'_{1i} = x_{1i} = f_{1i};$$

$$T_{1j} x'_{2j} = T_{2j} x'_{2j} = x_{2j} = f_{2j},$$

სადაც $L_1(x)$ — წრფივი ოპერატორი; $f_{1i}(t)$ — გაწრფივების შემდეგ დროის მონაკვეთზე მიღებული წრფივი პოლინომი.

წრფივი სისტემის მიმართ ვიყენებთ სუპერპოზიციის მეთოდს, ე.ი.

$$L[x_r] = K_T | P_{mp} | \text{sign} x' \quad (40)$$

$$L[x_{\square}] = K_{\square} x_{bx}(t)$$

$$L[x_p] = P_{mp} | \text{sign} x' | \frac{d}{dt} 1(t)$$

სადაც x_T , x_{\square} და x_p — შესაბამის ზემოქმედებების შესატყვისი განტოლებათა ამონახსნები.

დავუშვათ, რომ დროის უსასრულოდ მცირე მონაკვეთზე

$f_{1i}(t) = const$ და $f_{2i}(t) = const$. ეს შეესაბამება იმას, რომ x_{1i} , x_{2j} , x კოორდინატები

და მათი წარმოებულები დროის მონაკვეთზე არ

განიცდიან მნიშვნელოვან ცვლილებებს. ამ შემთხვევაში (39) განტოლებათა

სისტემის ანალიზი დროის მონაკვეთზე შეიძლება შეიცვალოს მარტო

ამძრავის ნაწილის განტოლების

$$m \ddot{x} + d_1 \dot{x} + d_2 x = f_{\text{н1}}(t) + P_{mp} \frac{d}{dt} \left[\frac{dx}{dt} \right] [1(t)] \quad (41)$$

ანალიზით.

განტოლება (41) წრფივია და მის მარჯვენა ნაწილი წარმოადგენს უბან-უბან უწყვეტ დროის ფუნქციას. ამ შემთხვევაში [28, 56, 61] თანახმად დგუშის აჩქარებები ინტერვალების საზღვრებზე არ ემთხვევიან ერთმანეთს. მათი სხვაობის განსაზღვრისათვის ვაინტეგრირებთ განტოლებას (41) საზღვრებში $(t_{0i} \dots) \dots (t_{0i} \dots)$ [56]

$$m \int_{t_{0i}}^{t_{0i+1}} \ddot{x} dt + d_1 \int_{t_{0i}}^{t_{0i+1}} \dot{x} dt + d_2 \int_{t_{0i}}^{t_{0i+1}} x dt = \int_{t_{0i}}^{t_{0i+1}} f_{\text{н1}}(t) dt + P_{mp} \int_{t_{0i}}^{t_{0i+1}} \frac{dx}{dt} dt [1(t)] dt ; \quad (42)$$

$$m \int_{t_{0i}}^{t_{0i+1}} \ddot{x} dt + d_1 \int_{t_{0i}}^{t_{0i+1}} \dot{x} dt + d_2 \int_{t_{0i}}^{t_{0i+1}} x dt = \int_{t_{0i}}^{t_{0i+1}} f_{\text{н1}}(t) dt + P_{mp} \int_{t_{0i}}^{t_{0i+1}} \frac{dx}{dt} dt [1(t)] dt . \quad (43)$$

ინტეგრირების შემდეგ ვიღებთ [56], რომ აჩქარების ნახტომი

$$\int_{t_{0i}}^{t_{0i+1}} \ddot{x} dt = [\text{sign} \dot{x}]_{t_{0i}}^{t_{0i+1}} \int_{t_{0i}}^{t_{0i+1}} \frac{d}{dt} \left[\frac{dx}{dt} \right] dt = [\text{sign} \dot{x}]_{t_{0i}}^{t_{0i+1}} \left[\frac{dx}{dt} \right]_{t_{0i}}^{t_{0i+1}} = 2 P_{mp} [\text{sign} \dot{x}]_{t_{0i}}^{t_{0i+1}} . \quad (44)$$

2.2. ელექტროჰიდრომექანიკური მოთვალთვალე სისტემების დინამიკური მოდელირება

2.2.1. დრეკადრგოლებიანი მექანიკური ნაწილის დინამიკური მოდელის შემუშავება

პროგრამული მართვის ჩარხებში ფართო გამოყენება ჰპოვეს ჰიდროამძრავის სიჩქარის დროსელური რეგულირების მოთვალთვალე ამძრავებმა, რომლებიც თავის სტრუქტურაში მოიცავენ მექანიკურ სისტემას – მექანიკურ რგოლებს რედუქტორისა და გადაცემისა ხრახნი-ჭანჭიკი.

ცნობილია, რომ განსახილველი სისტემის დინამიკის გაღრმავებული მოდელირებისათვის დიდი მნიშვნელობა აქვს მექანიკური გადამცემი რგოლების დრეკადი თვისებების გათვალისწინებას. ამბრავთა სისტემების კვლევისას, როგორც ეს იყო ნაჩვენები ზევით საქმე გვაქვს მექანიკურ ტრანსმისიებთან [79–82].

კვლევებისათვის მიზანშეწონილია მანქანათა სქემების მოყვანა დაყვანილი სახით. მანქანათა კონსტრუქციიდან და კვლევის მიზნიდან გამომდინარე მოცემული გათვლითი სქემები შეიცავენ ერთ მასას ან ერთმანეთთან დრეკადი რგოლებით დაკავშირებულ რამოდენიმე მასათა სისტემას (ორი, სამი, ხანდახან ოთხი) ან ნაწილდებიან განსაზღვრულ მონაკვეთთა ზღვრებში.

დაყვანილი მასათა სიდიდე შეიძლება იყოს როგორც მუდმივი ასევე ცვლადი. საერთოდ დრეკადი რგოლების სიხისტე და შიდა ძალები (მამოძრავებელი და წინაღობის ძალები) წარმოადგენენ ცვლად სიდიდეებს, რომლებიც დამოკიდებული არიან სისტემის მდგომარეობასა და წამყვანი ელემენტის სიჩქარეზე. განსხვავებულ შემთხვევებში შიდა ძალები გამოისახება დროის ფუნქციით.

დაყვანის წერტილებს ჩვეულებისამებრ ირჩევენ, მექანიზმთა ძირითადი მასების მდებარეობის ადგილებში. დაყვანილი მასების მნიშვნელობებს, რომლებიც მდებარეობს დრეკადი ელემენტის ერთ მხარეს და რომლისთვისაც განისაზღვრება გათვლითი დატვირთვა, კრებავენ. მაგალითად ერთი წყვილი წამყვანი თვლებისათვის კარდანიული გადაცემის გაანგარიშებისათვის ორმასიანი სქემის შედგენისას მასების დაყვანას ახორციელებენ ლილვის ბოლოებზე.

ერთ-ერთი მოყვანილი მასა შესაძლოა შედგებოდეს ძრავში მოძრავი ნაწილების მასათა მოცემული მნიშვნელობებისაგან, მქნევარას მასებისაგან, ლილვებისაგან, სიჩქარის გადაცემათა კოლოფის მოძრავი ელემენტებისაგან; მეორე – მანქანის ძარის მასაზე არსებული ტვირთით მოყვანილი მასების მნიშვნელობებისაგან, წამყვანი თვლებისაგან, ნახევარ ღერძისაგან და ა.შ.

კარდანული ლილვის მასა შეიძლება მიჩნეულ იქნას, როგორც ამჟამინდელი მასა. ამ შემთხვევაში მომდევნო გაანგარიშებები გვაძლევს საშუალებას განვსაზღვროთ შესაძლო უდიდესი დატვირთვა განხილვად ელემენტზე. მანქანათა გარე დატვირთვებს განეკუთვნება ძალები ან ძალთა მომენტები, რომლებიც წინააღმდეგობას უწევენ მანქანათა მოძრაობას ან ელემენტებს (მაგ. სახარატო ჩარხის მბრუნავი მექანიზმის მიერ დასაძლევნი ჭრის ძალები; მანქანათა მოძრაობისას წარმოქმნილი წინაღობის ძალები; საბიძგებელას ბუნკით ფერში ნამზადის ჩატვირთვისას დასაძლევნი ხახუნის ძალები და ა.შ.), ასევე მოძრავი ძალები ან მომენტები (რომლებიც წარმოიქმნებიან ელექტროძრავებში მაგნიტური ველიდან, თბურ ძრავებში გაფართოებული გაზის დრეკადი თვისებებიდან და ა.შ.)

განვიხილოთ მექანიზმი, რომელიც შედგება ძრავისა და გადაცემისაგან, სადაც, ძრავი ანვითარებს მბრუნავ მომენტს M ; ლილვები I, II, და III-ის მიერ დასაძლევნი დატვირთვები M_{1C} , M_{2C} , M_{3C} ; გადაცემის გადამცემი ფარდობა i_1 , i_2 , i_3 და მარგი ქმედების კოეფიციენტები η_1 , η_2 და η_3 , საჭიროა ყველა ძალთა მომენტები დავიყვანოთ ლილვის III ბოლოებზე. მაშინ მოცემული მომენტი, ლილვის III მარცხენა მხარეს ტოლი იქნება:

$$M_1 = M_3 i_1 i_2 \eta_1 \eta_2 - M_{1C} i_2 \eta_2 - M_{2C}, \quad (45)$$

ხოლო მარჯვნიდან

$$M_2 = M_{3C} / i_3 \eta_3. \quad (46)$$

ლილვისთვის II ანალოგიურად მივიღებთ

$$M_1 = M_2 i_1 \eta_1 - M_{1C}, \quad (47)$$

$$M_2 = M_{3C} / i_2 i_3 \eta_2 \eta_3 + M_{2C} / i_2 \eta_2. \quad (48)$$

თუ გარე ძალები გამოისახება ძალებისა და მომენტების სახით, მაშინ მოყვანილი მნიშვნელობები უნდა გამოისახოს ან ძალის ან მომენტის სახით. ძალთა განსაზღვრა იწარმოება ზემოთ მოყვანილი წესის ანალოგიურად. ძალები მომენტების სახით ან მომენტები ძალთა სახით გამოისახება შესაბამისი რადიუსების დაყვანიდან.

მაგალითად, ძალები W მექანიკური ურიკის გადასაადგილებელი წინაღობის ძალა აუცილებელია მოვიყვანოთ ძრავის ლილვთან და

გამოვსახოთ მომენტის სახით. ამ შემთხვევაში დაყვანის რადიუსი ტოლია წამყვანი თვალის R რადიუსის, ხოლო მოყვანილი მომენტი

$$M_C = WR / i_1 i_2 \eta_1 \eta_2, \quad (49)$$

სადაც, i_1 და i_2 – გადამცემის რიცხვებია; η_1 და η_2 – გადაცემათა მქც-ს დამატებული დანაკარგები საყრდენებში.

დინამიკის ამოცანათა ამოხსნისათვის საკვლევი მექანიზმების სქემები უმჯობესია წარმოვიდგინოთ ერთმანეთთან დრეკადი ელემენტებით შეერთებული ცალკეული ელემენტების სახით. აღვნიშნოთ მოქმედი მექანიზმის ელემენტების მასები m_1, m_2, m_3 -ით, ხოლო მათი მოძრაობის სიჩქარე v_1, v_2, v_3 -ით. მასათა დინამიკური დაყვანის პირობას წარმოადგენს დაყვანილ მასათა და ყველა მოქმედი მექანიზმის მასათა, კინეტიკურ ენერგიათა ტოლობა. თუ მასები დაყავთ გარკვეული v_0 სიჩქარით მოძრაე მასათა მოდების წერტილებში, მაშინ შეიძლება დაიწეროს

$$\frac{m_n v_{02}}{2} \square \frac{m_1 v_{12}}{2} \square \frac{m_2 v_{22}}{2} \square \frac{m_3 v_{32}}{2} \square \dots,$$

საიდანაც

$$2 \quad 2 \quad 2$$

$$m_n \square m_1 \frac{v_{12}}{v_0} \square m_2 \frac{v_{22}}{v_0} \square m_3 \frac{v_{32}}{v_0} \square \dots,$$

სადაც m_n – მექანიზმის ყველა ელემენტის დაყვანილ მასათა მნიშვნელობაა.

გათვალისწინებით იმისა, რომ

$$\underline{v_1} \square i_1, \underline{v_2} \square i_2, \underline{v_3} \square i_3, \dots, v_0 \square v_0 \square v_0$$

მივიღებთ

$$m_n \square m_1 i_{12} \square m_2 i_{22} \square m_3 i_{32} \square \dots$$

ამრიგად, დაყვანილი მასა უდრის დასაყვანი მასების ჯამს გადაცემის ფარდობების კვადრატებზე.

თუ მექანიზმის სქემა შეიცავს მბრუნავ მასებს, მაშინ ცალკეული მასათა ინერციის მომენტების დაყვანა ხორციელდება წინა შემთხვევის შესაბამისად

$$I_n \square I_1 i_1^2 \square I_2 i_2^2 \square I_3 i_3^2 \square \dots$$

სადაც I_n – მექანიზმის ყველა ელემენტის მასათა ინერციის მომენტის დაყვანის მნიშვნელობაა;

I_1, I_2, I_3 – მექანიზმის რეალური სქემის ელემენტთა მასათა ინერციის მომენტები; i_1, i_2, i_3 – შესაბამისი გადაცემათა დამოკიდებულება.

ამასთან დაკავშირებით, მექანიკური ტრანსმისიის ანალიზისა და სინთეზის პროცედურებში ფართოდ გამოიყენება დინამიკური სისტემების გამარტივებული მოდელები, ანუ მოდელები შემცირებული თავისუფლების ხარისხებით. ამასთან, არსებული მრავალმასიანი მოდელიდან გამარტივებულ მოდელებზე გადასვლის კორექტულობა წარმოადგენს საკმარის პირობას კვლევების ჩასატარებლად იმისათვის, რომ განსახილველ სიხშირეთა დიაპაზონში განხორციელდეს შესაბამის სიხშირეთა და რხევათა ფორმების ხარისხობრივად მიახლოება.

შესაბამისად მიღებული დინამიკური კრიტერიუმის მსგავსად, საწყისი მონაცემების სახით ტრანსმისიის გამარტივებისათვის საწყისი სქემიდან შეიძლება მივიღოთ ინერციის ჯამური მომენტის მნიშვნელობა, საკუთარი სიხშირეები და თავისუფალი რხევათა ფორმები. სახე (მწკრივული ან განშტოებული, განშტოებების რაოდენობა, მათი ადგილი) და რიგი (შეყურსული მასების რაოდენობა), გამარტივებული საანგარიშო სქემის, განისაზღვრება საწყისი სქემის სახით, ჩასატარებელი კვლევების მიზნებით და საკვლევ სიხშირეთა დიაპაზონში მოხვედრილი დინამიკური სისტემის საკუთარ სიხშირეთა რხევათა რიცხვით. განვიხილოთ გამარტივებული საანგარიშო სქემის მატრიცულ ფორმაში ჩაწერილი თავისუფალი რხევების განტოლება:

$$J\ddot{\Phi} + C\Phi = 0, \quad (50)$$

სადაც J – სისტემის ინერციის დიაგონალური ($n \times n$) მატრიცაა; C – სისტემის სიხისტის სიმეტრიული ($n \times n$) მატრიცაა; Φ – კუთხურ კოორდინატთა n –

ზომური ვექტორი, რომლის ყოველი კომპონენტი წარმოადგენს მოხვევის კუთხის i – იური მასის მიმდინარე მნიშვნელობას; n – გამარტივებული

საანგარიშო სქემის რიგი.

განტოლების (50) მარცხნიდან გამრავლებით შემობრუნებულ მატრიცაზე J^{-1} , მივიღებთ:

$$\square \cdot \square C \square \square 0, \quad (51)$$

სადაც: A – განსახილველი დინამიკური სისტემის მატრიცაა, რომელიც შეესაბამება გამარტივებულ საანგარიშო სქემას:

$$A \square J^{-1} C. \quad (52)$$

ამასთან, A მატრიცის საკუთარი რიცხვები $\lambda (i=1,2,\dots,n)$ წარმოადგენენ საკუთარ სიხშირეთა ω_i კვადრატებს, ხოლო ყოველ საკუთარ λ_i რიცხვს შეესაბამება საკუთარი ვექტორები μ_i – ω_i სიხშირეზე გამარტივებული საანგარიშო სქემის თავისუფალი რხევათა ფორმები. შესაბამისად, საწყისი საანგარიშო სქემის გამარტივების ამოცანა დაიყვანება ისეთი A მატრიცის პოვნის ამოცანამდე, საიდანაც შემდეგში შესაძლებელი იქნება გამარტივებული საანგარიშო სქემის პარამეტრების განსაზღვრა (შეყურსული მასების,

ინერციის მომენტები და დრეკადი კავშირების დამყოლობა).

გამარტივებული და საწყისი საანგარიშო სქემების ინერციის ჯამური მომენტების ტოლობის პირობის შესრულებისას, მათი დაახლოების ხარისხი ფასდება მათი საკუთარ რიცხვთა λ_i და საკუთარ μ_i ვექტორთა კომპონენტების სიახლოვით.

$$A \square_i \square \square_i \square_i. \quad (53)$$

მაშინ, მატრიცათა თეორიის “საუკუნის” განტოლების გამოყენებისას და A მატრიცისათვის $(n \times n)$ განზომილების მინიჭებით, ხოლო საკუთარ რიცხვთა სახით λ_i და საკუთარ ვექტორთა μ_i კომპონენტთა სახით საკუთარი რიცხვები $\lambda_{i(საწ.)}$ და საკუთარი ვექტორის კომპონენტები $\mu_{i(საწ.)}$, სადაც $i=1,2,\dots,n$, მივიღებთ განტოლებას A მატრიცის ელემენტთა მიმართ:

$$A_{i(saw)} \square \square_{i(saw)} \square_i. \quad (54)$$

გამარტივებული საანგარიშო სქემის n რიგი ყოველთვის მცირეა საწყის N რიგზე, ამიტომ ვექტორთა კომპონენტთა სახით $\mu_{i(saw)}$ გამოიყენება საწყისი საანგარიშო სქემის i -ურ საკუთარ ვექტორთა n კომპონენტები. უმეტესწილად ზუსტად აპროქსიმირებადი საწყისი საანგარიშო სქემის i -ურ ფორმის რხევათა სახე.

დღეისათვის, მრავალმასიანი მოდელების გამარტივების მეთოდებიდან, შეიძლება გამოვყოთ მეთოდები შემუშავებული ა.პ. ჩერეკოვის, ე.ი.

რიზინის, ს.ა. კაზაკის და ლ.ა. ბანახის [80-82].

აპროქსიმაციული მოდელების განხილვის საკითხები აგრეთვე განხილულია ნაშრომებში [83, 84-86].

ამ პარაგრაფში შემოთავაზებულია ორიგინალური თეორიული მიდგომა აპროქსიმაციული მოდელების ასაგებად.

მექანიკური სისტემის შემდგომში (მს), განტოლებათა სისტემა გარე ძალების ზემოქმედების დროს შეიძლება ჩაიწეროს შემდეგი სახით:

$$A^*(p) \square(t) \square f_H(t), \quad (55)$$

სადაც,

$$A^*(p) \square I^* p^2 \square B^* p \square C, \quad (56)$$

P – დიფერენცირების ოპერატორი; I^*

– სისტემის ინერციის მატრიცა;

B^* – ბლანტი წინააღმდეგობის მატრიცა;

A^* – განსახილველი მექანიკური სისტემის მატრიცა; $\varphi(t)$ – კუთხურ კოორდინატთა ვექტორი; $q(t)$ – შემავალ ზემოქმედებათა ვექტორი; $f_H(t)$

– შემაშფოთებელ ზემოქმედებათა ვექტორი. ფორმულა (56)-ის გათვალისწინებით მს-ის კოორდინატთათვის

გადამცემი მატრიცა წარმოჩნდება შემდეგი სახით:

$$\Phi(s) = A^{-1}(s) \Phi^T(s), \quad (57)$$

სადაც $A(s) = A_{ik}$ აღნიშნულია შემაერთებული მატრიცა, სადაც მატრიცის a_{ik} ელემენტის ალგებრული დამატებაა, S – ლაპლასის გარდამქნელი ოპერატორია.

ანალოგიურად ისაზღვრება $\Phi(s)$ გადამცემი მატრიცაც შემაზღოთებული ზემოქმედებებით მს-ის გამომავალი კოორდინატათვის.

შესაბამისად, გადამცემ მატრიცას გააჩნია სახე:

$$\Phi(s) = \begin{pmatrix} W_{11}(s) & W_{12}(s) & \dots & W_{1n}(s) \\ W_{21}(s) & W_{22}(s) & \dots & \\ \dots & \dots & \dots & W^{2n}(s) \\ W_{n1}(s) & W_{n2}(s) & \dots & W_{nn}(s) \end{pmatrix} \quad (58)$$

ანალოგიური ჩანაწერი გააჩნია გადამცემ მატრიცასაც $\Phi'(s)$.

ზოგადი სახით:

$$W_{ik}(s) = \frac{\Phi^i(s)}{G^k(s)}, \quad (59)$$

$$W_{ik}'(s) = \frac{\Phi^i'(s)}{F_r(s)}, \quad (60)$$

სადაც, $i=1,2,\dots,n$, $k=1,2,\dots$, $r=1,2,\dots,m$.

მომავალში ცალკეულ კოორდინატთა დინამიკური მახასიათებლების

$$\Phi_k(s) = W_{ik}(s) \Phi_i(s), \quad (61)$$

სადაც თავის მხრივ

$$W_{ik}(s) \square A^{ik}(s); \tag{62} B_{ik}(s)$$

$$A_{ik}(s) \square \sum_{k=1}^{\infty} a_{ik}(s); \tag{63}$$

$$B_{ik}(s) \square \sum_{k=1}^{\infty} b_{ik}(s). \tag{64}$$

გამოკვლევისათვის გამოვიყენებთ სახეთა დამოკიდებულებებს.

სადა

ხოლო $a_{ik}(s)$ და $b_{ik}(s)$ – ოპერატიული მრავალწევრი.

შემობრუნებული ფორმით ოპერატორები $A_{ik}(s)$ და $B_{ik}(s)$ შესაძლოა

ჩაიწეროს შემდეგი სახით:

$$B_{ik}(s) \square b_{ms} \square b_{m \square 1 s m \square 1} \square \dots \square b_{2s2} \square b_{1s} \square b_0;$$

$$A_{ikn} \square a_{n \square 1 s n \square 1} \square \dots \square a_{2s2} \square a_{1s} \square a_0; \tag{65} (s) \square a_{ns}$$

$$m = 1, 2, 3, \dots$$

$$n = 1, 2, 3, \dots$$

ბევრ

შემთხვევაში

ი საწყისი

საანგარიშო

სქემიდან,

გამარტივებ

ულზე

გადასვლის

ათვის

იყენებენ

არადემკვი

რებადი

საანგარიშო

სქემების

ანალიზს, შემდეგში (ა.ს.ს).

ამასთან მრავალმასიანი საანგარიშო სქემიდან გამარტივებულ სქემაზე გადასვლა განისაზღვრება, როგორც საკმარისი პირობა კვლევების საწარმოებლად არა მარტო განსახილველ დიაპაზონში თავისუფალ რხევათა ფორმების და შესაბამის საკუთარ სიხშირეთა განსაზღვრა ხარისხობრივი მიახლოების გზით, არამედ საწყისი და გამარტივებული სქემათა ინერციის ჯამური მომენტებისაც. ზოგადი სახით n -საზომი დრეკად-ინერციული სისტემა აღიწერება

მატრიცული განტოლებით.

$$I\ddot{x} + Cx = 0, \quad (66)$$

სადაც I და C – ინერციული და დრეკადი მატრიცაა.

ტოლობა (66) შეიძლება ჩაიწეროს შემდეგი სახით:

$$\ddot{x} + A^*x = 0, \quad (67)$$

სადაც

$$A^* = I^{-1}C. \quad (68)$$

მატრიცის A საკუთარი რიცხვები $\lambda_i (i=1,2,\dots,n)$ წარმოადგენენ საკუთარ სიხშირეთა ω_i კვადრატებს, ხოლო ყოველი λ_i -ის შეესაბამება საკუთარი ვექტორები $\mu_i - \omega_i$ სიხშირეზე თავისუფალ რხევათა ფორმები.

ანალოგიურია მატრიცის საკუთარი რიცხვებიც

$$A_{\square} = I_{\square}^{-1}C_{\square}. \quad (69)$$

ასევე წარმოადგენენ საკუთარ სიხშირეთა კვადრატებს, რომლებსაც შეესაბამება ზოგიერთი საკუთარი ვექტორები.

ცნობილია, რომ დინამიკური დატვირთვების სტრუქტურაში ყველაზე ხშირად გადამწყვეტია კერძო ამონახსნის ჯამი და მთავარი სიხშირის მოდული. მთავარ სიხშირედ იწოდება ის, რომელსაც გააჩნია ყველაზე დიდი ამპლიტუდა და არაა აუცილებელი იყოს უმდაბლესი. ორმასიანი და სამმასიანი გამარტივებული სქემები იძლევიან საკმაოდ სარწმუნო წარმოდგენას მთავარ სიხშირულ სიდიდეებზე.

ტოლობის პირობის შესრულებისას გამარტივებული და საწყისი საანგარიშო სქემების ჯამური ინერციის მომენტების შედარებისას, ფასდება გამარტივებული საანგარიშო სქემის საკუთარი λ_i რიცხვები და საკუთარ ვექტორთა კომპონენტები μ_i საწყისი საანგარიშო სქემის შესაბამისი საკუთარ რიცხვთა და საკუთარ ვექტორთა კომპონენტების სიახლოვე (რიცხოზრივი).

თუ განვიხილავთ მატრიცულ სისტემას, როდესაც $q(t)$ და $f_H(t)$ წარმოადგენენ რეგულარულ ფუნქციებს (საფეხურიანი, სიჩქარული, ჰარმონიული ან ექსპონენციალურ ზემოქმედებიანი), მაშინ გარდამავალი პროცესების თავისუფალი მდგენელები განისაზღვრებიან თავისუფალ რხევათა განტოლებებით.

ცალკეულ კონკრეტულ კოორდინატთა დინამიკური მახასიათებლების განსაზღვრისას, ვიყენებთ დამოკიდებულების ცნობილ სახეს:

$$\ddot{x}_k + W_k(s)q_{b_{kx}}(s), \quad (70)$$

სადაც $q_{b_{kx}}(s)$ — შემავალი კოორდინატია, \ddot{x}_k — k

-ური გამომავალი კოორდინატი.

არადემფირებული საანგარიშო სქემისას გვექნება:

$$W_k(s) = \frac{A^k(s)}{B_k(s)}. \quad (71)$$

შემობრუნებული ფორმის პირობებში ა.ს.ს-ის დროს, ოპერატორი (66) მიიღებს სახეს:

$$B_k(s) = b_{2m} s^{2m} + b_{2m-2} s^{2m-2} + \dots + b_2 s^2 + b_0; \quad (72)$$

$$A_k(s) = a_{2m} s^{2m} + a_{2n} s^{2n} + \dots + a_2 s^2 + a_0. \quad (73)$$

$$m = 1, 2, \dots$$

$$n = 1, 2, \dots$$

ცნობილი გამოკვლევების თანახმად, რთული დინამიკური სისტემების მიახლოებითი აგების ამოხსნისათვის ერთ-ერთ ეფექტურ მიდგომად ითვლება წარმოსახვით სიხშირეთა მახასიათებლების გამოყენება [68].

$\varphi(t)$ და $\varphi(p)$ პროცესის წარმოსახვით სიხშირეთა მახასიათებლებს უწოდებენ ფუნქციას, რომელიც მიიღება $\varphi(t)$ არგუმენტისათვის რიგი არსებითი მნიშვნელობების $p = \delta$ მინიჭების შედეგად [68].

ამავე [68, 69] ნაშრომში ნაჩვენებია, რომ თუ $\varphi(p)$ გამოსახულების მიხედვით მინიჭებულია მახასიათებლის $\varphi(\delta)$ მნიშვნელობა, არსებითად დადებითი ნახევარღერძის მცირე მონაკვეთის ყველა წერტილში, ცალსახად განისაზღვრება $\varphi(t)$ ორიგინალი, როდესაც $0 \leq t \leq \infty$.

ამავე შრომებში მელინის პირდაპირი გარდაქმნის გამოყენების საფუძველზე დადგენილია ანალიტიკური დამოკიდებულება ორიგინალ $\varphi(t)$ და იმ მნიშვნელობათა ერთობლიობას შორის, რომლებიც ლეზულობენ გამოსახულებას $\varphi(\delta)$ დადებით ნახევარღერძზე δ (არა განსაკუთრებულ წერტილებში), რაც გამომდინარეობს მთელ მარჯვენა ნახევარსიბრტყეზე, პლიუს ხაზი $p = k + j\omega$ ($k = \text{const}$; $-\infty \leq \omega \leq \infty$), ფუნქციის $F(\delta)$ ანალიტიკური გაგრძელების ერთიანობიდან. ნაშრომში [6] მელინის გარდაქმნის საფუძველზე მიღებულია ერთმნიშვნელოვანი ანალიტიკური ურთიერთკავშირი ორიგინალ $\varphi(t)$ -სა და $F(\delta)$ მნიშვნელობათა ერთობლიობას შორის, რომლებიც დადებით ნახევარღერძზე δ ლეზულობენ გამოსახულებას. ეს ურთიერთკავშირი გამოისახება ფორმულით:

$$f(t) = \int_0^\infty F(\delta) e^{p^\delta} d\delta \quad (74)$$

სადაც, s – მელინის გარდაქმნებში დამხმარე კომპლექსური ცვლადია [36]

საერთო შემთხვევაში აღწერილი მეთოდი იძლევა საშუალებას აიგოს აპროქსიმაციები რთული სისტემის ამოხსნისათვის, როგორცაა (11). ამავე დროს აპროქსიმაციის სიზუსტიდან გამომდინარე არსებობს საკმაოდ მნიშვნელოვანი შეზღუდვები.

ნაშრომში [68, 69] მიღებულია ფორმულები, წარმოსახვით სიხშირეთა მახასიათებლების ცდომილებათა ფუნქციებში და ამპლიტუდურ-ფაზურ მახასიათებლებში, ორიგინალის ცდომილებისათვის.

მიღებული დამოკიდებულებების ანალიზმა გვიჩვენა, რომ იმ

შემთხვევაში როცა \square (ძლიერი რხევათა სისტემა), სადაც θ –
10

კომპლექსურ სიბრტყეზე განლაგებული ნახევარღერძების $F(p)$ სფეროს შემზღუდველი კუთხეა, წარმოსახვით სიხშირეთა აპროქსიმაციის ცდომილება ამპლიტუდურ-ფაზური სიხშირის მახასიათებლების მიხედვით, 1%-ით შეესაბამება ორიგინალის განსაზღვრას, მოდულის მიხედვით აპროქსიმაციის ცდომილება მიიღება ზღვრებში 10-12%. შემდგომი კვლევები უკავშირდება ერთეულოვანი გარეგანი ზემოქმედებებისას მექანიკური სისტემის გამომავალი კოორდინატების გამოსახულებათა ანალიზის საფუძველზე საანგარიშო სქემის გამარტივებას. აქედან გამომდინარე მომავალში ვიოპერირებთ ფუნქციებით:

$$\square_{k^*}(s) = \frac{1}{2) \square BA((ss^2_2))} . \quad (75)$$

განხილვაში ახალი ოპერატორის $s^*=s^2$ შემოტანით, ვწერთ მოდიფიცირებულ გამოსახულებას:

$$\square_{k^*}(s^*) = \frac{1}{\square BA((ss^*_2))} , \quad (76)$$

რომელიც თავის მხრივ წარმოადგენს ექსპონენციალურ მიღევად მდგენელებიანი გარდამავალი პროცესების მქონე სისტემის გარდამავალი

ფუნქციის ანალოგს. ამასთან დაკავშირებით შეიძლება აღინიშნოს, რომ ნაშრომში [68] მოყვანილი კვლევების თანახმად, შეზღუდული კუთხის მქონე $\theta \leq 20^\circ$, პოლუსებიანი გამოსახულებისათვის, წარმოსახვით და ამპლიტუდურ-ფაზური სიხშირული მახასიათებლებით ორიგინალის სიზუსტის განსაზღვრა პრაქტიკულად ერთი რიგისაა [68], ხოლო პოლუსებიანი სისტემისათვის, შეზღუდული კუთხით $\leq 10^\circ$, ამავე ნაშრომში [68] მიღებულია დამოკიდებულება:

$$\varphi(t) \approx -3\varphi_m, \quad (77)$$

სადაც φ_m წარმოსახვით სიხშირეთა მახასიათებლების ცდომილების მაქსიმალური მნიშვნელობაა.

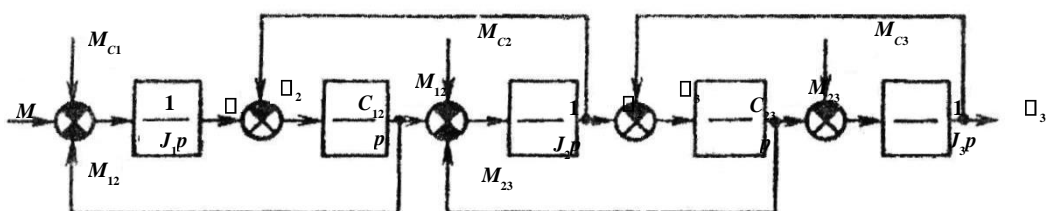
ტოლობის (76) გამოყენებით გადავდივართ წარმოსახვით სიხშირეთა მოდიფიცირებულ მახასიათებლებზე, რომელთაც ვღებულობთ S^* არგუმენტისათვის რიგი არსებითი მნიშვნელობების $S^* = \delta$ მინიჭებით, რომლებიც თავის მხრივ წარმოადგენენ ექსპონენციალურ-მილევადი პროცესებიანი სისტემის მახასიათებლების ანალოგს [81].

ასეთი მახასიათებლებისთვის ორიგინალის განსაზღვრის სიზუსტე საკმაოდ მაღალია, ორიგინალისა და მახასიათებლების ცდომილება თითქმის ტოლია.

თუ განსახილველ აპროქსიმაციაში, აპროქსიმირების სახით ვიყენებთ გამოსახულებას მიღებულს დამოკიდებულებებიდან:

$$\varphi'' \approx A_{\text{apr}} \varphi \approx 0.$$

მაშინ A_{apr} შესაძლოა განისაზღვროს საკუთარ რიცხვთა და საკუთარ ვექტორთა μ_i სიახლოვის საფუძველზე, ამასთან განსაზღვრულ კოორდინატებზე გამოსახულების ოპერირებისას (გადამცემი მატრიცის კონკრეტული მდგენელების Φ განხილვისას) გამოსათვლელ აპროქსიმაციებს

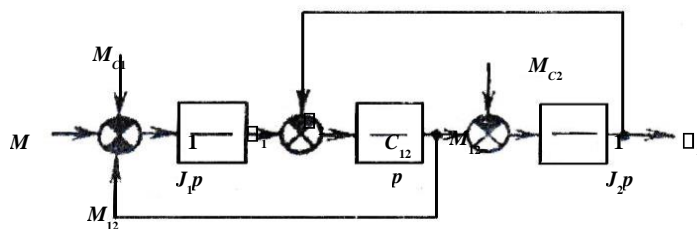


ვირჩევთ საწყისი სისტემის რხევათა ფორმებიდან და საკუთარი სიხშირეებიდან, რომლებიც იქნებიან მთავარი მოცემული კოორდინატისათვის (მოცემული მს კავშირისათვის).

შეგვიძლია დავასკნათ, რომ მოდიფიცირებული წარმოსახვითი მახასიათებლების გარდამავალი პროცესების ინტეგრალური მიახლოების პროცედურებში გამოყენებამ გვიჩვენა, რომ ორიგინალისა და აპროქსიმაციული მახასიათებლების განსაზღვრის ცდომილება, ღებულობს თანაბარ მნიშვნელობებს, რაც მიუთითებს შემოთავაზებული მეთოდის სტრუქტურულად რთული ამძრავთა მრავალმასიანი სისტემის აპროქსიმაციული მოდელის აგების საკმაოდ მაღალ ეფექტურობაზე. შრომებში [87,88] განხილულია წარმოსახვით სიხშირეთა მოდიფიცირებული მახასიათებლების გამოყენებით არადემფირებული მრავალმასიანი დინამიკური სისტემების აპროქსიმაციის საკიხები:

ნახაზზე 6 და 7 მოცემულია ორმასიანი და სამმასიანი მექანიკური სისტემის დინამიკური სტრუქტურული სქემა [79].

ნახ. 6. სამმასიანი მექანიკური სისტემის სტრუქტურული სქემა



ნახ. 7. ორმასიანი მექანიკური სისტემის სტრუქტურული სქემა

ამ ნახაზებზე: I_1 , I_2 და I_3 – მბრუნავი მასათა ინერციის მომენტებია; c_{12} და c_{23} ინერციის მომენტებს შორის უინერციო მექანიკურ დრეკად ელემენტთა სიხისტეებია; M ძრავის ელექტრომაგნიტური მომენტი; M_{C1} , M_{C2} და M_{C3} – წინაღობის მომენტებია, რომლებიც შეიცავენ, როგორც აქტიურ შემადგენელ დატვირთვას, ასევე რეაქტიულ შემადგენელსაც მშრალ და ბლანტ ხახუნისას და აგრეთვე პერიოდულად შემადგენელ დატვირთვებსაც; M_{C1} , M_{C2} და M_{C3} მასათა შორის დრეკად ურთიერთზემოქმედების მომენტი; P

დიფერენცირების ოპერატორი.

არადემპფირებული საანგარიშო სქემის განხილვისას წინააღმდეგობის მომენტები არ შეიძლება წარმოდგენილ იქნას რეაქტიული შემადგენლების სახით, რომლებიც წარმოადგენენ განზოგადოებულ კოორდინატთა და მათ წარმოებულთა ფუნქციებს. ნახაზებზე 6 და 7 მოყვანილი სტრუქტურული სქემის გარდაქმნისას, ვლებულობთ საკვლევი სისტემის გადამცემ ფუნქციას, მართვადი ზემოქმედების M და M_{c1}, M_{c2}, M_{c3} წინააღმდეგობის მომენტების მიხედვით.

სამმასიანი სისტემისათვის გვექნება

□

$$W_{\square 1}(p) \square \frac{1}{M(p)} \square I_1 I_2 p^4 \square \square c^{23} (I_2 \square I_3) \square c^{12} I_3 \square p^2 \square c^{12} c^{23}; \quad (78)$$

$$W_{\square 2}(p) \square \square \frac{1}{M(p)} \square c^{12} I_3 p^2 \square c^{12} c^{23}; \quad (79)$$

$$\square^3(p) \square \frac{c^{12} c^{23}}{M(p)}; \quad (80)$$

$$Q(p) \square I_1 I_2 I_3 p^4 \square \square I_1 c_{23} (I_2 \square I_3) \square I_3 c_{12} (I_1 \square I_2) \square p^2 \square c_{12} c_{23} (I_1 \square I_2 \square I_3); \quad (81)$$

$$W_{M12}(p) \square \frac{M_{12}(p)}{M(p)} \square c_{12} I_2 I_3 p^2 \square c_{12} c_{23} (I_2 \square I_3); \quad (82)$$

$$W_{M23}(p) \square \frac{M^{23}(p)}{M(p)} \square c^{12} c^{23} I_3; \quad (83)$$

□

$$W_{\square 1}(p) \square \frac{1}{M_{c1}(p)} \square \square W_{\square 1}(p); \quad (84)$$

□

$$W_{\square 2}(p) \square \frac{1}{M_{c2}(p)} \square \square W_{\square 2}(p); \quad (85)$$

$$\begin{aligned}
 & \square \\
 & W_{\square 3}(p) \square \square_1(p) \square \square W_{\square 3}(p). \\
 & \frac{M(p)}{M(p) \quad Q(p)} \quad (86)
 \end{aligned}$$

c3

ანალოგიურად ————— ვლებულობთ გადამცემ ფუნქციას,
არადემფირებული

ორმასიანი მექანიკური სისტემისთვისაც.

$$\begin{aligned}
 & p^2 \square c_{12} \\
 & \square_1(p) \square \frac{\square}{I^2} \\
 & W_{\square 1}(p) \square M(p) \quad I p \quad \frac{c_{12}(I_1 \square I_2)}{I_1 \square I_2}; \quad (87) \\
 & \quad \quad \quad \square_2 \square \\
 & \quad \quad \quad \square_1 \\
 & \quad \quad \quad I_2 c_{12}(I_1 \\
 & \quad \quad \quad \square I_2)
 \end{aligned}$$

$$\square_2(p) \square \frac{I_1 I_2}{\square^2}; \quad (88)$$

$$W_{\square^2}(p) \square M(p) \quad \frac{(I \square I)p^2 \square c^{12}(I^1 \square I^2)}{I_1 I_2}$$

c12

$$W_{M12}(p) \square \frac{MM_{12}(pp)}{p^2 \square c_{12}I(2I_1 \square I_2) \square I_1 I_2 p^2 \square c_{12}c_{12}I_2(I_1 \square I_2)}. \quad (89)$$

I1I2

აპროქსიმაციისათვის ვიყენებთ წარმოსახვით სიხშირეთა მოდიფიცირებულ მახასიათებლებს [88–92], ამ მიზნით ორმასიანი მოდელის აპროქსიმაციისათვის უნდა გამოყენებულ იქნას ტოლობა:

$$\square_1(p)_a \square \square_1(p)_{\text{saw.}}; \quad (90)$$

$$\square_2(p)_a \square \square_2(p)_{\text{saw.}}; \quad (91)$$

$$M_{12}(p)_a \approx M_{12}(p)_{saw.}; \quad (92)$$

სადაც: $\varphi_1(P)_a$, $\varphi_2(P)_a$ და $\varphi_3(P)_a$ – შესაბამისი კოორდინატების მაპროექსიმირებელი გამოსახულება; $\varphi_{12}(P)_{saw.}$, $\varphi_2(P)_{saw.}$ და $M_{12}(P)_{saw.}$ – სტრუქტურულად რთული მრავალმასიანი მექანიკური სისტემის აპროქსიმაციისათვის რეგულირებად კოორდინატთა საწყისი გამოსახულებებია; P - კარსონის ოპერატორი. ცალკეული ზემოქმედებების გამოსახულების გამოყენება, წარმოსახვით სიბშირეთა მოდიფიცირებულ მახასიათებლებზე გადასვლით,

თანახმად ტოლობებისა (90) და (92) შეგვიძლია ჩავწეროთ:

$$\frac{I_1 I_2 \approx c_{12} (I_1 \approx I_2)}{I_1 I_2 \approx c_{12} (I_1 \approx I_2)} \approx M_{12}(\approx)_{saw.}; \quad (93)$$

$$\frac{I_1 I_2 \approx c_{12} (I_1 \approx I_2)}{I_1 I_2 \approx c_{12} (I_1 \approx I_2)} \approx M_{12}(\approx)_{saw.}; \quad (94)$$

$$\frac{I_1 I_2 \approx c_{12} (I_1 \approx I_2)}{I_1 I_2 \approx c_{12} (I_1 \approx I_2)} \approx M_{12}(\approx)_{saw.}; \quad (95)$$

შესაბამისად გადასაწყვეტი ამოცანებისა შემდგომი აპროქსიმაციული პროცედურები შესაძლოა აგებულ იქნას ერთ-ერთი ტოლობის (93) და (94) საფუძველზე. მიახლოების შემთხვევაში, ტოლობის (90)-ის საფუძველზე ვწერთ შემდეგ საწყის განტოლებებს:

$$\frac{I_1 \approx M_{120}}{I_1 \approx I_2} \approx M_{12}(\approx)_{saw.} \approx I_1 I_2 \approx c_{12} (I_1 \approx I_2) \quad (96)$$

$$\approx. \quad (97)$$

დამოკიდებულებების გამოყენებით

$$I_1 \square I_2 \square \text{---}$$

$$MI^{120}_1 \quad , \quad (98)$$

ტოლობა (91)-დან მიღებით, განტოლებას (92) გარდავექმნით შემდეგი სახით:

$$c_{12} I_1^2 \square M_{12} (\square^*) \square I_1^2 I_2 \square^* \square c_{12} M_{120} \square , \quad (99)$$

სადაც M_{120} – მომენტის დადგენილი მნიშვნელობაა. ტოლობის (93)

საფუძველზე ვადგენთ პირობით განტოლებას:

$$x \square M_{12} (\square^*) \square y \square M_{120} c_{12} \square 0, \quad (100)$$

სადაც: δ^*_i ინტერპოლაციურ წერტილებში ($i=1,2,3...$) მოდიფიცირებულ წარმოსახვით სიხშირეთა მნიშვნელობაა, წრფივ ნორმალურ განტოლებაზე

შემდგომი გადასვლით, საძიებო x, y და c_{12} -ის მიმართ. $x \square c_{12} I_1^2$; $y \square I_1^2 I_2$.

აპროქსიმაციული ამოცანის სხვაგვარად მიდგომისათვის შესაძლებელია გამოყენებულ იქნას დამოკიდებულებები:

$$\frac{1}{I_1 \square I_2} \square \square_{10saw} \square \square_{20saw} ; \quad (101)$$

$$\frac{1}{I_1 \square I_2} \square M_{120saw} \quad (102)$$

სადაც φ_{10} , φ_{20} და M_{120} – შესაბამისი პროცესების დადგენილი სიდიდეებია.

პირველი ორი განტოლებიდან ვსაზღვრავთ:

$$I_1 \square \frac{M^{120saw}}{\square_{20saw}} ; \quad (103)$$

$$I_1 \square I_2 \square \square_{20saw} ; \quad (104) \text{ სისტემის პირობითი}$$

განტოლებების დამუშავებისათვის

$$(105) \quad \frac{M_{120\text{saw}} \cdot M_{12}(\cdot^*i) \cdot c_{12} \cdot M_{12}(\cdot^*i)_{\text{saw}} \cdot \cdot^*i}{20\text{saw.} \quad 20\text{saw.}} \cdot M_{20120\text{saw.saw}} \cdot I_2 \cdot 0.$$

უმცირესს კვადრატთა მეთოდით, დავდივართ წრფივ ნორმალურ განტოლებათა სისტემამდე საძიებო c_{12} და I_2 პარამეტრების მიმართ.

სამმასიანი მოდელის აპროქსიმაციის დახმარებით პირველ რიგში ვიყენებთ ტოლობას:

$$(106) \quad \frac{1}{I_1} \cdot I_2 \cdot I_3 \cdot \cdot_{10\text{saw.}} \cdot \cdot_{20\text{saw.}} \cdot \cdot_{30\text{saw.}} \cdot \cdot_{0\text{saw.}};$$

$$(107) \quad I_1 \cdot I_1^1 \cdot I_2 \cdot I_2^2 \cdot I_3 \cdot M_{120\text{saw.}}$$

$$(108) \quad \frac{I_2^3 \cdot I_3 \cdot M_{23\text{saw.}}}{I_1}$$

$$(109) \quad \frac{\cdot^*2 \cdot I_2 c_{23} (I_1 \cdot I_2) \cdot I_3 c_{1212} c_{23} (I_1 c_{13} \cdot I_2) \cdot \cdot^* \cdot c_{12} c_{23} (I_1 \cdot I_2 \cdot I_3) \cdot M_{23}(\cdot^*x)_{\text{saw.}}}{I_1 I_2 I_3}$$

პარალელურად (106), (107) და (108) განტოლებების ამოხსნისას, გვაქვს

$$(110) \quad I_3 \cdot \frac{M_{230\text{saw.}}}{\cdot_{0\text{saw.}}};$$

$$(111) \quad I_1 \cdot I_2 \cdot \frac{M_{123\text{saw.}}}{\cdot_{0\text{saw.}}}$$

დამოკიდებულებების (109) და (111) გამოყენებით ვწერთ პირობით განტოლებათა სისტემას:

$$M_{23}(\square^*_{i})_{\text{saw.}} \text{ ————— } M_{2300\text{saw.saw.}} I_1 I_2 \square . M_{23}(\square^*_{i})_{\text{saw.}} \square I_2 C_{23} \square M_{23}(\square^*_{i}) \text{ ————— } \\ M_{120\text{saw.}} M_{2302 \text{ saw.}} \square^*_{i} C_{12} \square \\ (\square_{0\text{saw.}})$$

$$\square M_{23}(\square^*_{i})_{\text{saw.}} \text{ ————— } M_{120_{0\text{saw.}}} \text{ saw. } c_{12} c_{23} \square^0. \quad (112)$$

უმცირეს კვადრატთა მეთოდით მიღებული პირობით განტოლებათა სისტემის დამუშავებისას ვღებულობთ წრფივ ნორმალურ განტოლებათა სისტემას საძიებო $I_1, I_2, I_2 C_{23}, C_{12}$ და $c_{12} c_{23}$ პარამეტრების მიმართ. მიღებული სისტემის დამუშავებისას მივდივართ ზოგიერთი სახის დამოკიდებულებებამდე:

$$\square I_1 I_1 \square L_1; \square \\ \square \square I_2 C_{23} \square L_2; \square \square \\ \square \square c_{12} \square L_3; \square \square. \quad (113) \\ \square \square c_{12} c_{23} \square L_4. \square \square$$

ამონახსნის საფუძველზე საბოლოოდ გვექნება:

$$c_{12} \square L_3; c_{23} \square L_4; I_2 \square L_2 L_3; I_1 \square L_1 L_2.$$

აქვე აღვნიშნავთ, რომ პირობითი განტოლებათა აგებისათვის განსაზღვრულ შემთხვევებში შეიძლება ასევე გამოყენებულ იქნას მიახლოებითი ტოლობა შემდეგი სახით:

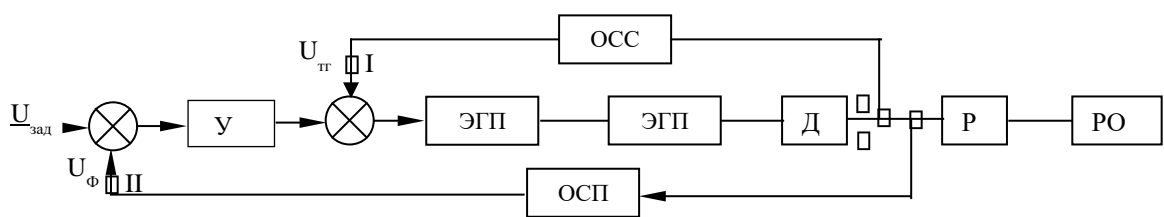
$$M_{23}(\square^*)_a \square M_{23}(\square^*)_{\text{saw}}$$

$$M_{12}(\square^*)_a \square M_{12}(\square_i). \quad (114)$$

ჩატარებული კვლევების საფუძველზე შემუშავდა სტრუქტურულად რთული მრავალმასიანი მექანიკური სისტემების აპროქსიმაციული მოდელების პარამეტრული სინთეზის ინჟინრული მეთოდიკა.

2.2.2. მთლიანი სისტემის დინამიკური მოდელების აგება

ნახ. 8 მოცემულია სიჩქარისა და მდებარეობის მიხედვით უკუკავშირების მქონე ელექტროჰიდრავლიკური მოთვალთვალე ამძრავის ფუნქციონალური ბლოკ-სქემა. აქ Y მუდმივი დენის გამამძლიერებელი; YHT – ელექტროჰიდრავლიკური გარდამქმნელი; $ЭГП$ – ელექტროჰიდრავლიკური გარდამქმნელი; $Д$ – მკვეთარასა და ჰიდროძრავის შემცველი რგოლი; P – რედუქტორი; PO – შეერთება სავალი ხრახნი-ქანჩი. ასეთი სქემის აგებით ამძრავი რეაგირებს შემავალი U_{ex} და უკუკავშირის U_{mz} სიგნალებს შორის უთანხმოებაზე [1].



ნახ. 8. ფუნქციონალური სისტემის ბლოკ-სქემა

საკვლევი სისტემის დინამიკის მათემატიკური მოდელის აგებისათვის პირველ რიგში ვწერთ შემსრულებელი ჰიდროამძრავის და ამძრავის დრეკადრგოლებიანი მექანიკური ნაწილის დინამიკის განტოლების. აპროქსიმაციური მოდელების სახით შესაძლოა შერჩეული იქნან ორ და სამმასიანი მოდელები.

დრეკადი რგოლების სახით რედუქტორისა და სავალი ხრახნი-ქანჩის დრეკად რგოლებთან ერთად ვითვალისწინებთ აგრეთვე თუ არსებობს ძრავას ლილვისა და რედუქტორის შემავალი ლილვის დამაკავშირებელი მექანიკური გადამცემი სისტემის სქემაში [2].

სამმასიანი მოდელის გამოყენებისას შეყურსული მასების დაყვანის წერტილებად შესაძლოა გამოყენებული იქნან: ძრავას გამომავალი ლილვი, რედუქტორის გამომავალი ლილვი და წინსვლითად მოძრავი მასების დაყვანის წერტილი.

მექანიკური სისტემისათვის ორმასიანი აპროქსიმაციული მოდელის შერჩევისას მივიღებთ განტოლებათა შემდეგ სისტემას [15, 93, 91, 92]:

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 + b_1 \dot{\varphi}_1 + b_{12} (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2) + c_{12} (\varphi_1 + \varphi_2) + K_M p_g, \quad (115)$$

$$I_2 \ddot{\varphi}_2 + b_2 \dot{\varphi}_2 + b_{12} (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2) + c_{12} (\varphi_1 + \varphi_2) + M_H, \quad (116)$$

$$Q_g = \frac{q^g}{r_g p_g} + \frac{W_{go} dp^g}{E_{np}} \quad at \quad (117) 2$$

სადაც: q_g – ჰიდრომოტორის მუშა მოცულობა;

$$p_g = p_{g1} + p_{g2}$$

p_{g1} და p_{g2} – შესაბამისად წნევები შემომყვან და გამყვან მაგისტრალებში; $r_g p_g$ –

Q_{ym} – ჰიდრომოტორის არეთაშორისი წნევათა სხვაობის პროპორციული

გაჟონვების კომპენსაციაზე წასული ხარჯი; W_{go} – სითხის დეფორმირებად

მოცულობა ჰიდრომოტორის არეებში და მომწოდებელ არხებში; E_{np} –

სითხის დეფორმირებადი მოცულობის დაყვანილი დრეკადობის მოდული:

$$E_{1np} = E_{1xc} + E_{dmpo},$$

E_{xc} და E_{mp} – შესაბამისად სითხისა და მილსადენების კედლების დრეკადობის მოდულები;

d_0 და φ – შესაბამისად მილსადენის შიგა დიამეტრი და კედლის სისქე; b_1 –

ბლანტი ხახუნის დაყვანილი ჯამური კოეფიციენტი მექანიკურ

ელემენტებში და ჰიდრომოტორში;

b_2 – ბლანტი ხახუნის ჯამური კოეფიციენტი ამძრავის მექანიკური ნაწილის

კინემატიკურ შესახსრებას; I_1 და I_2 – ინერციით მოცემული

მომენტები; c_{12} და b_{12} – სიხისტისა და ბლანტი ხახუნის დაყვანილი

კოეფიციენტები

დრეკად ელემენტებში;

K_M - ჰიდრომოტორის გაძლიერების კოეფიციენტი მომენტის მიმართ; M_H - გარე მომენტი; \square_1 და \square_2 - ჰიდროძრავას გამომავალი ლილვის და მექანიკური ნაწილის ბრუნვის კუთხური კოორდინატები. განტოლება (117) -ის თანახმად

$$W = \int_{\square_1}^{\square_2} g^o dp = r_g p = q_3 \int_{\square_1}^{\square_2} q^g \square_1 ,$$

(118) $E_{np} at \quad 2$

სადაც

$$q_3 = c_1 h = c_2 p .$$

შეგვიძლია ჩავწეროთ:

$$W = \int_{\square_1}^{\square_2} g^o dp = (r_g = c_2) p = c_1 h \int_{\square_1}^{\square_2} q^g \square_1 ,$$

(119) $E_{np} at \quad 2$

სადაც: q_3 - სითხის რაოდენობა მკვეთარას გამოსასვლელზე; h -

ჰიდრავლიკური მკვეთარას წრფივი გადაადგილების კოორდინატი.

განტოლებების (115)-(117) გამოყენებით შეგვიძლია ჩავწეროთ:

$$I_1 \square_1 \square b \square_1 \square_1 = c_{12} \square_1 = K_M p = b_{12} \square_2 = c_{12} \square_1 ;$$

(120)

$$I_2 \square_2 \square b \square_2 \square_2 = c_{12} \square_1 = M_H = b_{12} \square_1 = c_{12} \square_1 ;$$

(121)

$$\square p = A_{1P} p = c_1 h = c \square_1 ,$$

(122)

$$A_{2P} at$$

სადაც:

$$b_{\square_1} = b_1 = b_{12} ;$$

$$b_{\square_2} = b_2 = b_{12} ;$$

$$A_{2p} = \frac{W^{so}}{E_{np}};$$

$$A_{1p} = r_g = c_2;$$

$$c_1 = \frac{g}{2}.$$

გამოსახულებები c_1 და c_2 განისაზღვრებიან ასე:

$$c_1 = b_3 \sqrt{P_n}; \tag{123}$$

$$c_2 = 2 b_3 h_0 \sqrt{1 - P_n}, \tag{124}$$

რომლებიც მიიღებიან ოთხხვერელიანი ჰიდრავლიკური მოთვალთვალე მკვეთარას ხარჯვითი მახასიათებლის გამოსახულების

$$q_3 = b_3 h \sqrt{P_n}. \tag{125}$$

გაწრფივების საფუძველზე [15]

სადაც: α ხარჯის კოეფიციენტი;

β სითხის სიმკვრივე; b_3 ხვერელის სიგანე; p_n მიწოდებული წნევა; h_0

მკვეთარის ნულოვანი ღერძული გახსნილობა.

განტოლება (125) ჩაიწერება სახით:

$$dp = p = K_0 h = K_0 \alpha \sqrt{1 - P_n}, \tag{126}$$

$$T_{po} dt$$

სადაც:

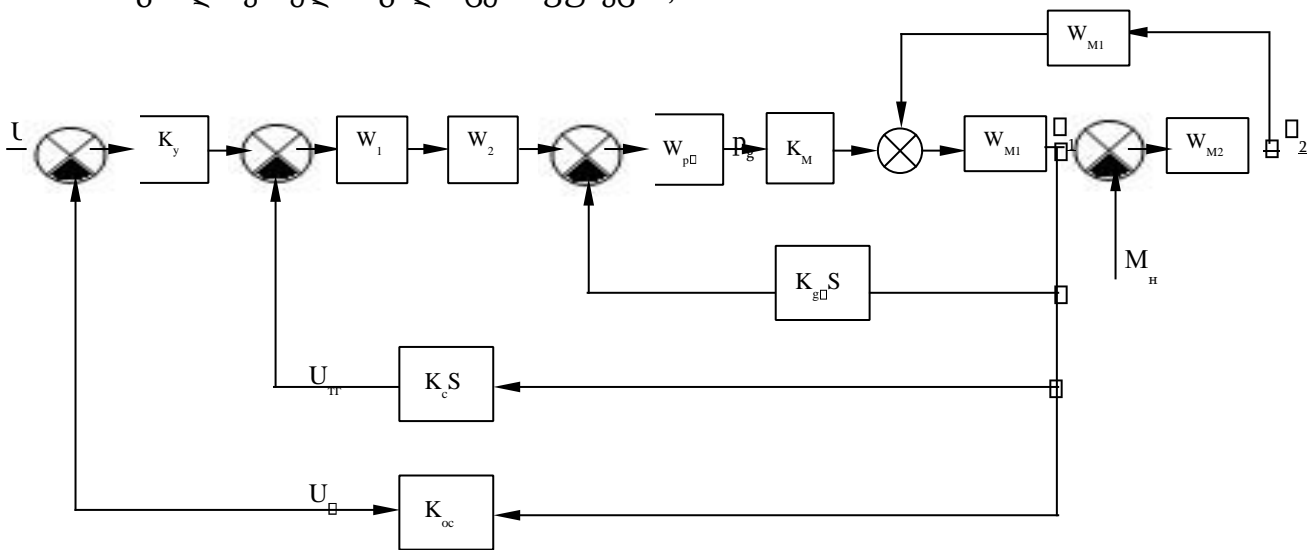
$$T_{p0} = \frac{A_{2p}}{A_p} = \frac{W_{0b}}{E_{np}} \cdot r_0 \cdot c_2;$$

$$K_{0h} = \frac{c_1}{A_{1p}} = \frac{b_3 \sqrt{P_n}}{r_g \cdot c_2};$$

$$K_{00} = \frac{q_0}{c} = \frac{2}{A_{1p} \cdot r_0 \cdot c_2}.$$

ნახაზზე 9 მოყვანილია განხილვადი სისტემის სტრუქტურული სქემა.

აქ: K_y — გამაძლიერებლის გადამცემი ფუნქცია; $W_1 = K_{y2m} W_{kc} = W_{kc}$ გადამცემი ფუნქციის მქონე მაკორექტირებელი მოწყობილობით აღჭურვილი მუდმივი დენის გამაძლიერებლის გადამცემი ფუნქცია; W_2 — ელექტროჰიდრავლიკური გარდამქმნელის გადამცემი ფუნქცია;



ნახ. 9. სისტემის სტრუქტურული სქემა

$$K_{\text{ენ}}$$

$$W_2 = (T_2 s + 1)(T_{\text{მნი}2} s^2 + 2 T_{\text{მნი}S} s + 1)(T_2 s + 1);$$

$K_{\text{ენ}}$ — გაძლიერების კოეფიციენტი;

T_s – ელექტრომექანიკური გარდამქმნელის ხვიათა დროის მუდმივა; T_e – საქშენ–საფარი გამაძლიერებლის გადამცემი ფუნქცია:

$$W_{m1} = \frac{I_{s2} b_1}{1} c_{12};$$

$$W_{m2} = I_{s2} b^2 c_{12};$$

$$W_{21} = b_{12} c_{12};$$

$$W_p = A_{2p} c_{12} A_{1p},$$

K_{ocn} , K_c და c – უკუკავშირების კოეფიციენტები შესაბამისად მდებარეობს და კუთხურ სიჩქარეთა მიმართ; s – ლაპლასის ოპერატორი.

გარკვეულ შემთხვევებში მიახლოებები იღებენ

$$W_e = T_{ocn} K_{ocn};$$

სადაც T_{ocn} – გარდამქმნელი მაქსიმალური დროის მუდმივა, რომელიც განსაზღვრავს ლოგარითმული ამპლიტუდურ სიხშირული მახასიათებლის შესაუღლებელ სიხშირეს.

2.3. საკვლევი ელექტროჰიდრომექანიკური სისტემის სტრუქტურული სქემების აგება და გარდამავალი პროცესების ანალიზის მეთოდოლოგიის ჩამოყალიბება

საკვლევი სისტემის დინამიკის განტოლებათა სისტემა აღიწერება შემდეგი სახით

$$u_1 = K_{pn} u = K_{pn} (u_3 + K_{oc} u_1); \quad (126)$$

$$T_{pc}u'{}_c \square K_{pc}T_{pc}\square \square K_{pc}\square_c; \quad (127)$$

$$\square_c \square u_1 \square K_c \square_1;$$

$$i \square K_y u_c; \quad (128)$$

$$dF$$

$$T_s \frac{dF}{dt} \square F \square K_s i; \quad (129)$$

$$T_{\text{am}}^2 h'{}_1 \square 2 \square_{\text{am}} T_{\text{am}} h'{}_1 \square K_2 F; \quad (130)$$

$$T_z h' \square h' \square K_z h_1; \quad (131)$$

$$\frac{dp^\theta}{dt} \square p_\theta \square K_{gh} h \square K_\theta \square_1; \quad (132)$$

$$I_1 \square_1 \square b_{\square_1} \square_1 \square c_{12} \square_1 \square K_{,M} p_{\square_2} \square b_{12} \square_2 \square c_{12} \square_2; \quad (133)$$

$$I_2 \square_2 \square b_{\square_2} \square_2 \square c_{12} \square_2 \square M_{,H} b_{12} \square_1 \square c_{12} \square_1. \quad (134)$$

ამ სისტემის შესაბამისად:

(129) – ელექტრომექანიკური გარდამქმნელის (ეგმ) ხვიების დინამიკის განტოლება; (130) – ელექტრომექანიკური გარდამქმნელის განტოლება; (131) – საქშენ-საფარი ჰიდრომაძ-ლიერებლის დინამიკის განტოლება.

იმ შემთხვევაში, როდესაც გამსხვილებულად ვუშვებთ, რომ i და h კოორდინატა შორისი დამოკიდებულება მიახლოვებით განსაზღვროთ გადამცემი ფუნქციით

$$W_s(s) \square hi(\overline{(ss)}) \square T_{\text{ენ}} K S_{\text{ენ}} \square 1,$$

სადაც s – ლაპლასის გარდაქმნათა ოპერატორია, მათემატიკურ მოდელში (133)-(134), (129)-(131) განტოლებათა ნაცვლად გვექნება ერთი განტოლება

$$T_{\text{ენ}} h \square h \square K_{\text{ენ}} i .$$

განტოლებათა სისტემას (134)-(135) გარდაქმნის სახით

$$I_1 \ddot{x}_1 + b_{11} \dot{x}_1 + b_{12} x_1 + c_{12} x_2 = K_M p_g,$$

$$(135) \quad I_2 \ddot{x}_2 + b_{22} \dot{x}_2 + b_{21} \dot{x}_1 + b_{22} x_2 + b_{12} x_1 + c_{12} x_1 = M_H$$

, სადაც $b_{11}, b_{12}, b_{21}, b_{22}, c_{12}$ ვაჯამებთ რა განტოლებებს (129) და

$$(130) \quad \text{გადავდივართ}$$

განტოლებათა სისტემაზე

$$(I_1 + I_2) \ddot{x}_1 + (b_{11} + b_{12}) \dot{x}_1 + K_M p_g + I_2 \ddot{x}_2 + b_{22} x_2 = M_H.$$

$$I_2 \ddot{x}_2 + (b_{22} + b_{12}) \dot{x}_2 + c_{12} x_2 + I_2 \ddot{x}_1 + b_{21} x_1 = M_H. \quad (136)$$

აღნიშნულის თანახმად დავდივართ ნახ. 10-ზე მოყვანილ სტრუქტურულ სქემაზე.

აქ:

$$W_{01}(s) = [I_2 s^2 + b_{21} s]; \quad (137)$$

$$W_{M01}(s) = \frac{I_1 s^2 + b_{12} s + c_{12}}{I_2 s^2 + b_{22} s + c_{12}};$$

$$(138)$$

2

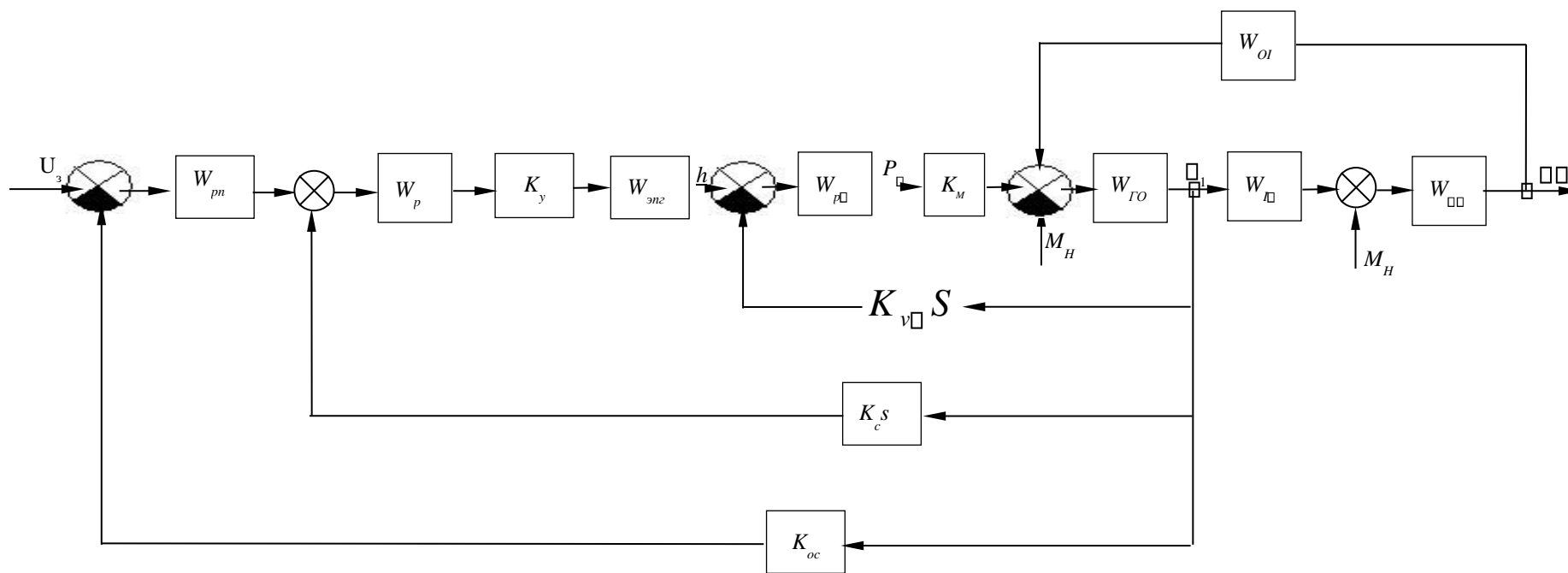
$$W_{10}(s) = I_2 s^2 + c_{12} s; \quad (139)$$

$$W_{20}(s) = \frac{I_2 s^2 + b_{21} s + c_{12}}{I_2 s^2 + b_{22} s + c_{12}};$$

$$2K_{12} T_{12} s + 1; \quad W_{p0}(s) = \frac{T_{p0} K_s}{I_2 s^2 + b_{22} s + c_{12}};$$

$$\text{სადაც } K_{12} = K_{C12} M.$$

მიღებული სტრუქტურული სქემა შემდგომი გამოყენებით ნაშრომში [94] მოყვანილ შედეგებთან ერთად იძლევა საკვლევ სისტემის დინამიკური ანალიზისა და სინთეზის ამოცანათა რეალიზაციის მიზანდასახულ



ნახ. 10. სტრუქტურული სქემა

საშუალებას. ამ მიზნით გადავდივართ გარდაქმნილ სტრუქტურულ სქემაზე, რომელიც მოყვანილია ნახ. 11.

ამ უკანასკნელი სტრუქტურული სქემის ანალიზის საფუძველზე საკვლევი სისტემა შეგვიძლია წარმოვიდგინოთ ორკონტურიანი სისტემის სახით, რომელშიც შიგა კონტური წარმოგვიდგება აბსოლუტურად ხისტი მექანიკური რგოლების შემცველ სისტემად.

აღნიშნულთან დაკავშირებით, როგორც ეს არის წარმოდგენილი ნაშრომში [3], საკვლევი სისტემის სინთეზი შეგვიძლია ავაგოთ შიგა კონტურის პარამეტრულ სინთეზზე დრეკადი მექანიკური ნაწილის მიერ შემოტანილი რხევითი მდგენელების შემდგომი შეფასებით,

ვახორციელებთ შიგა კონტურის სინთეზის პროცედურად, რომლის გადამცემი ფუნქციაა

$$(140) \quad W_{nb} \square \frac{W^{pn} W^{kc}}{1} \square K_{oc} W_{pn} W_{kc} ,$$

გადავდივართ

$$(141) \quad W_0(s) \square \frac{W^{nb} W^{l} W^{o}}{1} \square W_{nb} W_{l} W_{o} W_{o} ,$$

გადამცემი ფუნქციის სიხშირულ ანალიზზე გამოსახულებით

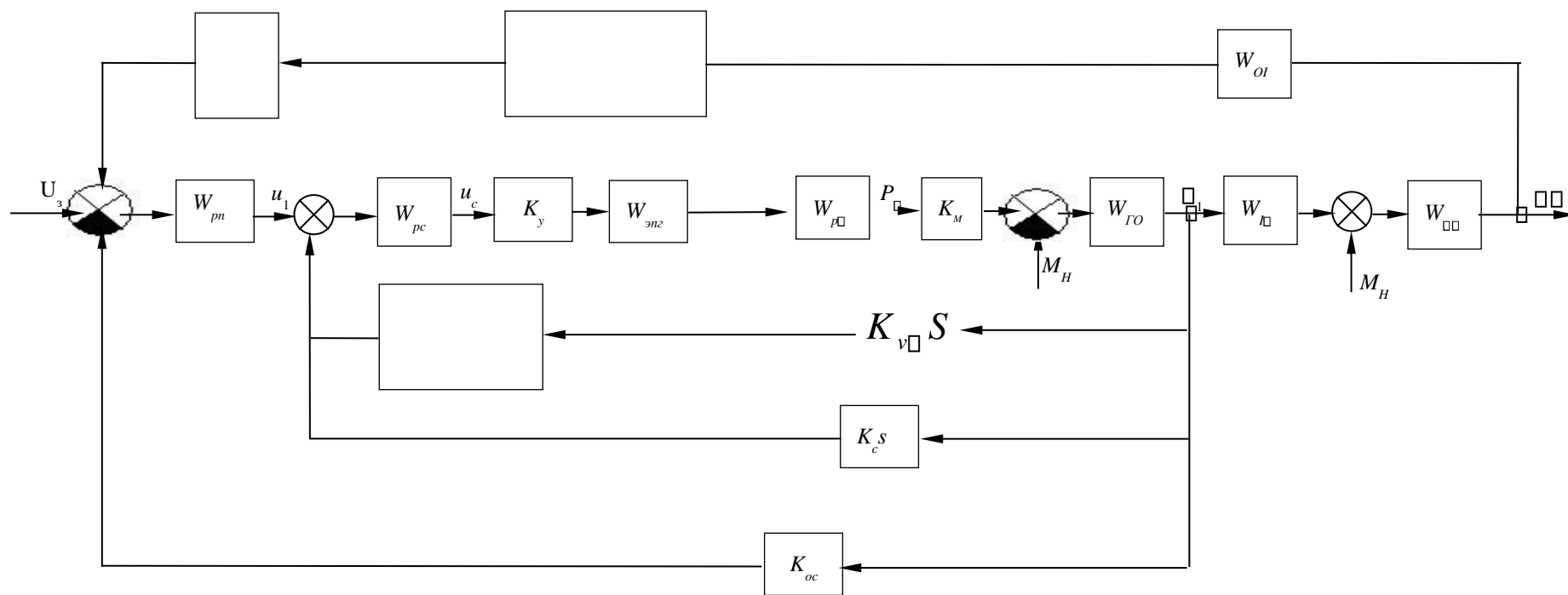
$$W_{o}(s) \square \frac{K_M W_{pn} W W_{olp} W_{\omega} W_{pc} .}{1}$$

შემდგომი ანალიზი ემყარება (141) გადამცემი ფუნქციის ანალიზს საგნობრივი $U(\square)$ და წარმოსახვითი $V(\square)$ სიხშირითი მახასიათებლების გამოყენებით. რხევითი მდგენელების \square და \square პარამეტრების გამოვლენისათვის.

$$U(\square \square) \square 0 , \tag{142}$$

$$V(\mathbf{r}, \mathbf{r}') = 0. \quad (143)$$

აქ: α – სიხშირე და β – რხევითი მოძრაობის ჩაქრობის კოეფიციენტია.
გამოსახულებებს (142) და (143) ვიღებთ სისტემის გამავალი
კოორდინატის გამრავლებით მამრავლზე $e^{i\alpha t}$, სადაც $\alpha \neq 0$ [4].



ნახ. 11. გარდაქმნილი სტრუქტურული სქემა

2.4. მექანიკურ ნაწილში დრეკადრგოლებიანი ელექტროჰიდრომექანიკური სისტემის სტრუქტურულ – პარამეტრული სინთეზის ამოცანების გადაჭრა

წინამდებარე პარაგრაფში მოყვანილი კანონზომიერებები საშუალებას გვაძლევს ამძრავთა სისტემების გამაძლიერებელი, გადამწოდი, მაკორექტირებელი და შემსრულებელი ელემენტების აღმწერი განტოლებების გამოყენებით გადავდივიდეთ მთლიანი სისტემის დინამიკური მოდელის აგებაზე დრეკადობის გათვალისწინებით სისტემის მექანიკურ ნაწილში.

შემდგომში ამოცანაა საკვლევი სისტემის ოპტიმიზაციური დინამიკური სინთეზი.

ნაშრომებში [97–99] წარმოდგენილია სინთეზის მეთოდი მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით, რომელიც აგებულია წარმოსახვით სიხშირეთა მახასიათებლების გამოყენებაზე.

ამ მახასიათებელთა გამოყენების საფუძველს წარმოადგენს ის გარემოება, რომ მახასიათებლების საკმაოდ ზუსტი დამთხვევას სიხშირეთა მნიშვნელოვან არეში შეესაბამება ორიგინალების დამთხვევა [98–100]. ორიგინალის $f(t)$ წარმოსახვით სიხშირეთა მახასიათებელს მივიღებთ თუ $F(p) \equiv f(t)$ გამოსახულების არგუმენტს, სადაც p – ლაპლასის ოპერატორია, მოვანიჭებთ რიგ საგნობრივ $p \in \mathbb{C}$ მნიშვნელობებს და \mathbb{C} -ს განვიხილავთ წარმოსახვით სიხშირედ $\mathbb{C} \ni j$.

წარმოსახვით სიხშირეთა მახასიათებლების სიახლოვის პირობიდან გამომდინარე ორიგინალების სიახლოვის პრინციპზე არის აგებული ორიგინალების მიახლოებითი განსაზღვრის მეთოდი.

წარმოსახვით სიხშირეთა მათემატიკური მახასიათებლები ზოგადი მიდგომით აიგებიან განუსაზღვრელი a_i და b_i კოეფიციენტების შემცველი შემდეგი სახის გამოსახულების გამოყენების ბაზაზე

$$F(p) = \frac{a_0 + a_1 p + a_2 p^2}{b_0 + b_1 p + b_2 p^2 + b_3 p^3}; \quad (144)$$

$$F(p) = \frac{a_0 + b a_1 p + p a_2 p^2}{\dots} \quad (145)$$

ეს მახასიათებლები პირველ რიგში უნდა ითვალისწინებდნენ მახასიათებლების $F(o)$ და $F(\sim)$ ზღვრულ მნიშვნელობებს.

სინთეზის პერიოდში a_i და b_i კოეფიციენტები არიან მოცემულნი და საძიებლებს მიეკუთვნებიან სინთეზირებადი სისტემის რეგულირებადი კოორდინატის $F(p)$ გამოსახულებაში წარმოდგენილი კოეფიციენტები. ზოგადი მიდგომით სინთეზირებადი და სასურველი კოორდინატების გამოსახულებები შესაძლოა ჩაწერილი იქნას ასე:

$$M(p) = \prod_j M_j(p) \quad (146)$$

$$F(p, \mu_j) = \frac{N(p)}{M(p)} \cdot \frac{1}{s^{\mu_j}} \cdot x(t)$$

$$N(p) = \prod_j N_j(p)$$

და

$$F(p) = \frac{M(p)}{N(p)} \cdot x(t), \quad (147)$$

სადაც $M(p)$, M , $N(p)$ და N p , გარკვეული პოლინომები, μ_j სინთეზირებადი კოეფიციენტები (პარამეტრები).

პროცესების ინტეგრალური მიახლოება

$$(p, \mu_j) = F(p). \quad (148)$$

გაშლილი სახით მიიღებს სახეს

$$M(p) = \prod_j N_j(p) \cdot N(p) = \prod_j M_j(p) \cdot N(p) \cdot M(p) \cdot N(p). \quad (149)$$

მიღებული (149) გამოსახულების თანახმად ჩაიწერება პირობითი

განტოლებები $p \ll 1$ აპროქსიმაციათა l კვანძებისათვის.

ნაშრომში [78] რეკომენდირებულია \square_v სიხშირეთა განთავსება მოცემული გეომეტრიული პროგრესიის

$$\square_v = \square_0 q^v, \quad v = 0, \dots, k-1.$$

თანახმად, რომლის მნიშვნელი $q \geq 2$.

შემდგომ პირობითი განტოლებები მრავლდება $\square_v(\square_v)$ ნამრავლზე.

ამ ნამრავლების (წონითი კოეფიციენტების) განსაზღვრისათვის საჭირო თეორიული მიდგომები და მათემატიკური გამოსახულებები აგრეთვე მოყვანილია ნაშრომში [98].

წარმოსახვით სიხშირეთა გამოყენებაზე დაფუძნებული სინთეზის მეთოდის ეტაპს წარმოადგენს სინთეზირებადი სისტემის დინამიკური მდგრადობის დამაკმაყოფილებელი პირობის შემოტანა, რომელიც ხორციელდება ორი ვარირებადი პარამეტრის ვარიაციის მეშვეობით. ნაშრომებში [97-99] წარმოდგენილია რეგულირების არაწრფივი სისტემების სინთეზის მეთოდი მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით. ამ ნაშრომებში არაწრფივი სისტემების პროცესების სასურველ პროცესებთან ინტეგრალური მიახლოების მათემატიკური აპარატის თვალსაზრისით გამოყენებულია \square_g ფუნქციონალები არაწრფივი რგოლების ამონახსნების მიხედვით [98]

$$\square_g = \int_0^t \square_g^2 \square_{\mathfrak{X}_i}(t); \square(t) \square at, \quad (150)$$

სადაც $\square_i(t)$ და $\square_{\mathfrak{X}_i}(t)$ \square სასურველი პროცესები, $\square_g(t) \geq 0$ \square არაწრფივი დიფერენციალური განტოლებები, \square_g \square დროის ინტერვალები, რომლებზედაც რეალიზდებიან ინტეგრალური მიახლოების პროცესები.

აღნიშნულ ნაშრომებში განხილულია ამოცანები: სასურველი პროცესების მოცემისა, ფუნქციონალური ურთიერთკავშირის განსაზღვრისა სინთეზირებად პარამეტრებსა და სასურველ პროცესებთან შორის,

სინთეზირებად სისტემაში მდგრადობის პირობის შემოტანისა.

სინთეზირებადი რეგულირების სისტემის i -ური არაწრფივი რგოლების სასურველ შემავალი $\Xi(t)$ და გამომავალი $\#(t)$ კოორდინატების განსაზღვრისათვის არაწრფივ სისტემასთან შესაბამისობაში შემოდის კონკრეტული დროში ფიქსირებული პარამეტრების შემცველი „სასურველი პროცესის წრფივი სისტემა“. ასეთ მიდგომისას $\Xi_i(t)$ და $\#_i(t)$ წარმოადგენენ „სასურველი პროცესის წრფივი სისტემის“ i -ური რგოლების შემომავალ და გამომავალ კოორდინატებს.

განსახილველ სინთეზის მეთოდში თანახმად ნაშრომისა [99] მდგრადობის პირობის შემოტანა რეალიზდება სასურველ პროცესებში შემოტანილი კომპლექსური $z_m \in$ დროის მასშტაბური კოეფიციენტის ვარიაციის მეშვეობით. მასთან დაკავშირებით შემავალ და გამომავალ კოორდინატებს განვიხილავთ სახით

$$\begin{aligned} \Xi_i(z_m) &= \#_i(z_m) \\ &= \Xi_i(z_m) \cdot \#_i(z_m) \end{aligned} \quad (151)$$

წარმოდგენილი მეთოდი საშუალებას იძლევა სინთეზის პროცედურის განხორციელების გარდამავალი პროცესების გარკვეული მაჩვენებლების დაკმაყოფილების პირობიდან გამომდინარე მთელი რიგი ზემოქმედებების დროს.

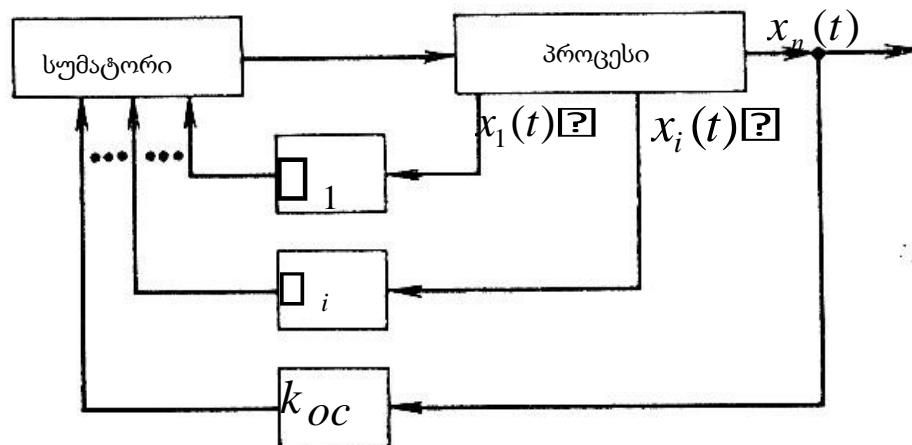
შესამუშავებელი სისტემების ეფექტურობის შემდგომი ამაღლების ტენდენციები მოითხოვენ ოპტიმიზაციური დინამიკური სინთეზისაკენ

მიმართული დინამიკური კვლევების მეთოდებისა და მეთოდისებრი შემდგომ სრულყოფას, აგებულს სისტემათა როგორც პარამეტრულ, აგრეთვე სტრუქტურულ ვარიაციაზეც.

ზოგადი მიდგომით ავტომატური რეგულირების სისტემის სტრუქტურა მოიცავს გამომავალი კოორდინატის მიმართ უკუკავშირებით შემოწვდომით რეგულატორსა და რეგულირების ობიექტს. ამასთან ერთად სისტემაში შესაძლოა არსებობდეს სისტემის შემაჯამებელ მოწყობილობაში შემავალი უკუკავშირები დამატებითი კოორდინატების მიმართ [101, 103].

აღნიშნულთან დაკავშირებით ნახ. 11-ზე მოყვანილია დამატებითი სინთეზირებადი $\Pi_i(t)$ ($i = 1, \dots, n$) უკუკავშირების მეშვეობით მართვის ოპტიმალური კანონის რეალიზაციის ცნობილი ბლოკ-სქემა. აქ უკუკავშირების 1 რაოდენობა უდრის სისტემა 2-ის რიგს. უკუკავშირების სიგნალები წარმოადგენენ სისტემის ზომვად კოორდინატებს.

უკვე აღვნიშნავთ ასეთი სქემით იგება ჩაკეტილი სისტემის გადამცემ ფუნქციაში პოლუსების მოცემული განაწილების განმხორციელებელი სინთეზის მეთოდი, რომელმაც თავიდან მიიღო სტანდარტული კოეფიციენტების და შემდგომ კი მოდალური მართვის დასახელება [102–103].



ნახ. 12. რეგულირების ოპტიმალური სისტემის სქემა

რეგულირების სისტემის ნორმალურ განტოლებათა სისტემა შეგვიძლია ჩავწეროთ სახით

$$\dot{X} = AX + G(t), \tag{152}$$

სადაც

$$\begin{matrix}
 \begin{matrix} x_1(t) \\ \vdots \\ x_n(t) \end{matrix} & = & \begin{matrix} g_1(t) \\ \vdots \\ g_n(t) \end{matrix} + \begin{matrix} a_{11} & a_{12} & \dots & a_{1n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{n1} & a_{n2} & \dots & a_{nn} \end{matrix} \begin{matrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ \vdots \\ x_n(t) \end{matrix} ; \\
 \end{matrix}
 \tag{153}$$

$G(t)$ – შემომავალი ზემოქმედებების ფუნქციონალური მატრიცა.

ერთგანზომილებიან სისტემასთან მიმართებაში ტოლობა (153) შეგვიძლია ჩავწეროთ ასე:

$$\dot{X} = AX + G(t); \tag{154}$$

$$Y = CX, \tag{155}$$

სადაც Y – სისტემის გამომავალი კოორდინატი;

$$C = [0, 0, \dots, 1].$$

აქ

$$g_1(t) =$$

$$G(t) = \begin{bmatrix} 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \vdots \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} . \tag{156}$$

ლაპლასის გამოსახვებში მატრიცული ფორმით

მრავალგანზომილებიანი სისტემებთან მიმართებაში გვექნება [88–89].

$$(sE - A)X(s) = G(s),$$

სადაც E – ერთეული მატრიცა.

ერთგანზომილებიან სისტემებთან მიმართებაში გვექნება

$$N(s)x(s) = M(s)g(s),$$

სადაც: $q(s)$ და $x(s)$ – სისტემის შემომავალი და გამომავალი კოორდინატების

გამოსახვები; $N(s)$ და $M(s)$ – გარკვეული მრავალწევრები s ოპერატორის

მიმართ.

სისტემის სინთეზისას მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით პირველ რიგში უნდა იქნას შედგენილი რეგულირების სისტემის არაკორექტირებადი გადამცემი ფუნქცია. შემდგომ სისტემის სტრუქტურაში შემოგვაქვს დამატებითი უკუკავშირები. ე.ი. იმისათვის, რომ სისტემის გამოსასვლელში გვქონდეს სასურველი $x_{\text{გ}}(t)$ რეგულირებადი კოორდინატი სისტემის შემაჯამებელ მოწყობილობაში უნდა შემოვიდეს ზემოქმედება

$$g_{\text{გ}}(t) \square g_{\text{გ}}(t) \square g(t). \quad (157)$$

ამ გამოსახულებაში:

$g_{\text{გ}}(t) \square$ სასურველი კოორდინატის რეალიზაციასთან კავშირში განხილვადი ზემოქმედება; $g(t) \square$ სისტემაში შემომავალი ზემოქმედება.

აქ:

$$g_{\text{გ}}(s) \square W_{\text{გ}}(s) x_{\text{გ}}(s) \square g(s), \quad (158)$$

სადაც

$$W_{\text{გ}}(s) \square \frac{M_{\text{გ}}(s) \square x(s)}{N_{\text{გ}}(s) \square q(s)}$$

წარმოადგენს არაკორექტირებადი სისტემის გადამცემ ფუნქციას. აღვნიშნავ, რომ სასურველი პროცესების გამოსახულებების შერჩევით ვხელმძღვანელობთ ტიპური მახასიათებელი განტოლებებით [48-50].

დამატებით $g_{\text{გ}}(s)$ ზემოქმედებების შემდგომი ამოცანა ხორციელდება დამატებითი მაკორექტირებელი რგოლების შემოტანით.

$$g_{\text{გ}}(s) \square \prod_i x_i(s) \square g_{\text{გ}}(s) \quad (159)$$

ან

$$x_{\text{გ}}(t) \square \prod_i W_i(s) x_{\text{გ}}(t) \square \prod_i W_i(s) [g_{\text{გ}} \square k_{\text{oc}} x_{\text{გ}}(t)] \quad (160)$$

აქ: $W(s)$ – არაკორექტირებული სისტემის გადამცემი ფუნქცია (სისტემა კონტურული უკუკავშირის გარდა), სადაც $x_{გж}(t)$ – სასურველი გამომავალი კოორდინატი; $g_{ж}(s)_{noc}$ – მიმდევრობითი მაკორექტირებელი რგოლის გამომავალი კოორდინატი.

განტოლებებთან (154–155) მიმართებაში სასურველი კოორდინატები $x_{გж}(t)$ განისაზღვრებიან შემდეგი სახით

$$\begin{aligned} \dot{X} &= AX + G \int_0^t G_{дож}^{-1} dt; \\ Y_{ж} &= CX, \end{aligned} \quad (161)$$

სადაც:

$$\begin{aligned} G_{гж}(t) &= [g_{ж}(t) \ 0 \ 0 \dots 0]^T; \\ g_{ж}(t) &= \sum \beta_i X_{iож}(t); \end{aligned} \quad (162)$$

$X_{iож}$ – სინთეზირებადი სისტემის სასურველი კოორდინატები.

შესაბამის ორიგინალებთან მიმართებაში პარამეტრული სინთეზის ამოცანა შეიძლება იქნას რეალიზებული შემდეგი კვადრატული ფუნქციონალების მინიმიზაციით:

$$\int_0^g \int_0^2 \int_0^2 g_{гж}(t) \int_0^2 \int_0^2 x_i X_i(t) dt \quad (163)$$

ან

$$\int_0^g \int_0^2 \int_0^2 x_{гж}(t) \int_0^2 \int_0^2 x_i X_i(t) + x_{бо}(t) dt, \quad (164)$$

სადაც: $X_{гж}(t)$ – სისტემის სასურველი გამომავალი კოორდინატი; $X_{би}(t)$ – გახსნილ არაკორექტირებული სისტემის i -ური $\beta_i X_{iож}(t)$ მდგენელების შესაბამისი გამომავალი კოორდინატები; $X_{бо}(t)$ სისტემის ამონახსნი

$$[g(t) - k_{oc} X_{гж}(t)];$$

k_{oc} – კონტურული უკუკავშირის კოეფიციენტი (მოთვალთვალე სისტემაში

მდებარეობის მიმართ უკუკავშირისა).

ფუნქციონალების მინიმიზაციას ვახორციელებთ პარალელური მაკორექტირებელი რგოლების პარამეტრების შერჩევით.

აქვე უნდა აღვნიშნოთ, რომ მრავალ შემთხვევაში საანგარიშო ნაწილის გამარტივების მიზნით ფუნქციონალების (163) და (164) მინიმიზაციის მაგივრად ახორციელებენ პირობით განტოლებათა დამუშავებას უმცირეს კვადრატთა მეთოდით.

უფრო ზოგადი მიდგომით კოორდინატებს $X_{ioc}(t)$ ვსაზღვრავთ განტოლებათა (154-155) ბიჯური ამოხსნით მოცემულია $Y_{oc}(t_v)$, სადაც t_v – რიცხობრივი ამოხსნების ბიჯი. უფრო მარტივ შემთხვევებში შეგვიძლია ვიხელმძღვანელოთ ანალიზური საანგარიშო დამოკიდებულებებით.

მიღებული $X_{ioc}(t_v)$ დამოკიდებულების მიხედვით ვაფორმირებთ მატრიცებს

$$G_{igoc}(t_v) = \beta_i G_{\beta i}(t_v) = \beta_i [-X_{ioc}(t_v) \ 0 \dots 0]^T, \quad (165)$$

რომლებიც ჯამურად განსაზღვრებიან მატრიცით $G_{goc}(t)$

$$G_{goc}(t) = \sum G_{igoc}(t_v),$$

და შემდგომ მატრიცული განტოლებების გამოყენებით

$$X_i \dot{=} A_1 X_i \dot{=} G_1(t) + G_{\beta igoc}(t_v) \quad (166)$$

$$Y_i = C X_i, \quad (167)$$

სადაც: A_1 - არაკორექტირებული სისტემის გადაცემის მატრიცა მდებარეობის მიმართ კონტურული უკუკავშირის გათვალისწინების გარეშე:

$$G_1(t_v) = [g_1(t_v) - K_{oc} Y_{oc}(t_v) \ 0 \ 0 \dots 0]^T,$$

ბიჯურად ვსაზღვრავთ $Y_{oc}(t_v)$ და $X_i(t)$ –ს მნიშვნელობებს.

აქ $Y_{oc}(t_v)$ – შეესაბამება შემდეგი სისტემის ამოხსნას:

$$X_i^* \dot{=} A_1 X_i \dot{=} G_1(t_v); \quad (168)$$

$$Y_i = C X_i, \quad (169)$$

და კოორდინატებს $X_i(t)$ ვიღებთ განტოლებების

$$X_i \dot{=} A X_i + G_{\beta igoc}(t_v) \quad (170)$$

$$Y_i = C X_i \quad (171)$$

ამოხსნით.

მიღებული შედეგების გამოყენებით დავდივართ პირობით განტოლებებზე რიცხობრივი ინტეგრირების წერტილებში.

გადამუშავებთ რა ამ პირობით განტოლებებს უმცირეს კვადრატთა მეთოდით დავდივართ ნორმალურ განტოლებათა სისტემაზე საძიებელ Π_i – ების მიმართ.

ცნობილი მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით სინთეზის მეთოდის შესაბამისად სასურველ კოორდინატს ვიძლევიტ ფუნქციონალურ კავშირში z_m დროის მასშტაბურ კოეფიციენტთან, რაც იძლევა სინთეზირებადი პროცესების სასირველებთან დამატებით მიახლოების საშუალებას და

აგრეთვე შესაძლოა მრავალკრიტერიული ამოცანის გადაჭრა.

უკანასკნელის განვითარებით პარალელური მაკორექტირებელი რგოლების სინთეზის მიმართებაში დავდივართ წრფივ ნორმალურ განტოლებებზე საძიებელ და კოეფიციენტებთან მიმართებაში [104–106]:

$$\Pi_1 x_1 \Pi Z_{mit} \Pi \Pi \Pi_2 x_2 \Pi Z_{mtv} \Pi \Pi \Pi_n \Pi x_{n1} \Pi Z_{mtv} \Pi \Pi y_m \Pi Z_{mtv} \Pi \Pi y_{\Pi} \Pi Z_{mtv} \Pi. \quad (172)$$

ამ განტოლებათა სისტემის (172) დამუშავებით უმცირეს კვადრატთა მეთოდის გამოყენებით დავდივართ საძიებელ პარამეტრებთან Π_i მიმართებაში წრფივ ნორმალურ განტოლებებზე.

წინამდებარე პარაგრაფში მოცემულ მოთვალთვალე სისტემასთან მიმართებაში ვიხილავთ სინთეზის ამოცანას დამატებითი უკუკავშირების გამოყენებით [106].

უკანასკნელთან დაკავშირებით ნაშრომში [107] აღნიშნულია, რომ დროსელი და მოცულობითი რეგულირების ჰიდრავლიკური მოთვალთვალე სისტემების მდგრადობის ამაღლების ეფექტურ საშუალებას წარმოადგენს უკუკავშირის შემოტანა ძრავის არეებში მოქმედი წნევების

სხვაობის (დატვირთვებისა და აჩქარების) მიმართ. აღნიშნულთან მიმართებაში დამატებითი უკუკავშირი შეიძლება შემოტანილი იქნას სპეციალური მადიფერენცირებული გადამწოდვიდან, რომელიც ჩართული იქნება შემსრულებელი ძრავასაკენ მიმავალ მილსადენში ან და მოწყობილობიდან,

რომელიც პროპორციულია ძრავის ლილვთან მიერთებული ტაქოგენერატორის ძაბვის წარმოებულისა. წნევის (დატვირთვის) მიმართ რეალიზებული უარყოფითი უკუკავშირის ეფექტი ვლინდება ამძრავის დემპფირებაში, მისი რხევადობის შემცირებაში [108].

აღნიშნულთან დაკავშირებით ზოგადი მიდგომით, როგორც ეს აღნიშნულია ნაშრომში [109], u განისაზღვრება დამოკიდებულებით

$$u = (u_{ex} - K_{ocn} \dot{\varphi}_1) = g(t), \quad (173)$$

სადაც $g(t)$ უკუკავშირებით რეალიზებული დამატებითი ზემოქმედებები; u მოთვალთვალე სისტემის გამოსავალზე მიღებული სიგნალი. ნაშრომის [110] თანახმად სისტემის სინთეზისათვის მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით პირველ რიგში შემოგვაქვს განხილვაში სასურველი გამომავალი კოორდინატი $\varphi_{2j}(t)$ და მასთან ურთიერთკავშირში ვსაზღვრავთ უკუკავშირებში მონაწილე ყოველ შუალედურ კოორდინატს. ზოგადი სახით ასეთებს წარმოადგენენ

$$\varphi_1, p, i_{j} \text{ და } h.$$

პირველ რიგში ვხსნით განტოლებას

$$b_{12} \ddot{\varphi}_{1j} + c_{12} \dot{\varphi}_{1j} + I_2 \ddot{\varphi}_{2j} = b_{12} \ddot{\varphi}_{2j} + c_{12} \dot{\varphi}_{2j}, \quad (174)$$

რომელიც წარმოიშვება განტოლებიდან (133) და ვსაზღვრავთ სასურველ გამოსახულებას $\varphi_{1j}(t)$.

შემდგომ განტოლებას (174) გამოყენებით

$$K_M p \ddot{\varphi}_{2j} = I_1 \ddot{\varphi}_{1j} + b_{11} \dot{\varphi}_{1j} + c_{12} \dot{\varphi}_{1j} + b_{12} \dot{\varphi}_{2j} + c_{12} \dot{\varphi}_{2j}, \quad (175)$$

ვიღებთ

$$P_{\square_{\mathcal{M}}}(t) \square \frac{I_1 \square_{1\mathcal{M}} \square b_{\square_1} \square_{1\mathcal{M}} \square c_{12} \square_{1\mathcal{M}} \square b_{12} \square_{2\mathcal{M}} \square c_{12} \square_{2\mathcal{M}}}{K_M}$$

შემდგომ ვხსნით განტოლებებს:

$$K_{\square_{\mathcal{M}}} \square h_{\square_{\mathcal{M}}} \square T_{p\square} \frac{dp_{\square_{\mathcal{M}}}}{at} \square p_{\square_{\mathcal{M}}} \square K_{\square\square} \square_{1\mathcal{M}}; \quad (176)$$

$$K_{\text{ენ}} F_{\square_{\mathcal{M}}} \square T_{\text{ენ}} h_{\square_{\mathcal{M}}} \square h_{\square_{\mathcal{M}}}; \quad (177)$$

$$K_{Fi_{\square_{\mathcal{M}}}} \square T_{\square_{\mathcal{M}}} F_{\square_{\mathcal{M}}} \square F_{\square_{\mathcal{M}}}. \quad (178)$$

უკუკავშირებში ჩართულ კოორდინატთა მიღებული გამოსახულებების გამოყენებით ვაყალიბებთ ზოგადი სახით დამატებით შემოქმედებას

$$g^*(t) \square g_{\text{გონ}}(t) \square \square_1 \square_{2\mathcal{M}} \square \square_2 \square_{1\mathcal{M}} \square \square_3 \square \square \square \square_4 i_{\square_{\mathcal{M}}} \square \square_5 h \square \square_6 F, \quad (179)$$

სადაც \square_i ($i \square 1, \dots, 6$) \square გადაამცემი კოეფიციენტები სინთეზირებად უკუკავშირებში. შემდგომ გადავდივართ განტოლებათა ნორმალურ სისტემაზე [113, 114]:

$$d \square_2 \square y_2; \quad (180) dt$$

$$d \square_2 \square y_1; \quad (181)$$

$$dt \frac{dy_1}{dt} \square K_M p_{\square} \square b_{12} y_2 \square c_{12} \square_2 \square b_{\square_1} y_1 \square c_{12} \square_1;$$

$$(182) dt \frac{dy_2}{dt} \square M_H \square b_{12} y_1 \square c_{12} \square_1 \square b_{\square_2} y_2 \square c_{12} \square_2;$$

$$(183) dt \frac{dp_{\square}}{dt} \square \square_1 p_{\square} \square K^{\square h} \square K^{\square} y_1;$$

$$(184) dt \frac{dh}{dt} \square T_{p\square} \square T_{p\square} \square T_{p\square}$$

$$\frac{dh}{dt} \square \frac{1}{T_{\text{ენ}}} h \square K_{\text{ენ}} F, \quad (185)$$

$$dt \quad T_{\text{ენ}}$$

$$\frac{dF}{dt} = T_1, \quad KT_3^F i. \quad (186)$$

ვახორციელებთ განტოლებას (186)-ის გარდაქმნას:

$$T_{pc} u'_c \square K_{pc} T_{pc} \square'_c \square K_{pc} \square_c \square K_{pc} T_{pc} \square \square u'_b \square K_c \square dy^1 \square \square K_{pc} (u_b \square K_c y_1). \quad (187)$$

$$\square \quad dt \square$$

ვითვალისწინებთ რა:

$$u_b \square K_{pn} \square u \square K_{pn} [u_3 \square K_{on} \square_1 \square g_{\kappa}(t)]$$

და

$$u'_c \square \square K_{1ym}^i,$$

ვწერთ:

$$\square \square T^{pn} di \square K_{pc} T_{pc} \square \square u'_b \square K_c \square du^1 \square \square K_{pc} (u_b \square K_c y_1). \quad (188)$$

$$K_{ym} dt \square dt \square$$

ან:

$$\square dt di \square K T \square \square K_{pc} T_{ym} u'_b \square K_c \square \square K_{pc} J_{ym} \square u_b \square \square \square K_p K_{ym}$$

$$\square \square \square dy dt_1 \square K_{pc} K T_{pcym} K_c y_1, \quad pc \square T_{pc} \square$$

უფრო გაშლილი სახით გვქვია:

$$pn \square u_1 \square \square \square K_{pn} K_{ym} K_c dy_1 \square \square \square K_{pc} K_{ym} K \square \square$$

$$pn \square u'_1 \square$$

$$dt \square \square \quad T_{pc} \square \square \quad dt$$

$$\square \square K_{pc} K_{ym} K_c \square \square \square \square \square K_{pc} K_{ym} K_c \square \square$$

$$\square \square K_{pc} K_{ym} K_{pn} g^*(t) \square K_{pc} J_{ym} K_{pn} g^*(t) \square \square. \quad (189)$$

$$\square \quad y_1$$

$$T_{pc} \square \square \quad T_{pc} \square \square$$

$$K_{pn} \begin{pmatrix} K_{pc} & K_{ym} \end{pmatrix} u_1 \dots_{pcym} u_1 \dots K_{ym} K_c \begin{pmatrix} 1_{\text{ж}} \end{pmatrix} \dots K_{pc} J$$

$$T_{pc} \dots T_{pc}$$

$$K_{pn} K_{pn} K_{ym} \dots_{2\text{ж}} \dots_{1\text{ж}} \dots_{4p} \dots_{5h} \dots_{6F}$$

$$T_{pc} \dots$$

$$K_{pn} u_{\text{ж}}(t) \dots_{1K_{pn}} (a_{1\text{ж}} \dots_{2\text{ж}} \dots_{2K_{pn}} (a_{1\text{ж}} \dots_{1\text{ж}} \dots_{2\text{ж}}))$$

$$\dots_{3K_{pn}} (\dots_{1K_{pn}} (a_{1\text{ж}} \dots_{\text{ж}} \dots_{2\text{ж}})) \dots_{4K_{pn}} (a_{2p} \dots_{2p})$$

$$\dots_{5K_{np}} (a_{1F} \dots_{2h'}) \dots_{6K_{np}} (a_{1F} \dots_{2F'}) \dots K_{pc} K_{ym} K_c \begin{pmatrix} 1_{\text{ж}} \end{pmatrix},$$

(190) T_{pc}

სადაც:

$$u_{\text{ж}}(t) \dots K_{pc} K_{ym} \dots_{1} \dots K_{pc} K_{ym} \dots_{1} \dots K_{ym} K_c \begin{pmatrix} 1_{\text{ж}} \end{pmatrix}; T_{pc}$$

$$a_{1\text{ж}} \dots K_{pc} K_{ym};$$

$$1$$

$$a_{2\text{ж}} \dots T_{pc};$$

$$\dots_{\text{ж}} \dots_{1\text{ж}} \dots_{2\text{ж}}.$$

დავდივართ პირველი რიგის განტოლებათა სისტემაზე, რომელიც მოიცავს განტოლებებს (181)-(187) და (190), მატრიცული ფორმით გვექნება:

$$\frac{dx^j}{dt} = Ax + G_M + G_{\Gamma} + K_{\Gamma} G_j(t); \quad (191)$$

$$Y_j = CX, \quad (192)$$

სადაც $\Gamma = 1, \dots, 7$, რაც განისაზღვრება საძიებელი კოეფიციენტების

$\Gamma_1, \Gamma_2, \Gamma_3, \Gamma_4, \Gamma_5, \Gamma_6$, K_{pn} რიცხვით;

$$G_7(t) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & u_{\Gamma}(t) \end{bmatrix}^T;$$

$$G_1(t) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \Gamma_1(t) \end{bmatrix}^T;$$

$$G_2(t) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \Gamma_2(t) \end{bmatrix}^T;$$

$$G_2(t) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T;$$

$$\begin{bmatrix} 0 & \Gamma_2(t) \end{bmatrix}^T; \quad G_3(t) = \begin{bmatrix} 0 & 0 \end{bmatrix}^T;$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & \Gamma_3(t) \end{bmatrix}^T;$$

$$G_4(t) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \Gamma_4(t) \end{bmatrix}^T;$$

$$G_5(t) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \Gamma_5(t) \end{bmatrix}^T;$$

$$G_6(t) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \Gamma_6(t) \end{bmatrix}^T;$$

$$G = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T;$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 \end{bmatrix}^T; \quad G_M = \begin{bmatrix} 0 & 0 \end{bmatrix}^T;$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & M_n & 0 \end{bmatrix}^T;$$

$$x_{\Gamma} = \begin{bmatrix} \Gamma_1 & \Gamma_2 & y_1 & y_2 & i_{\Gamma} & u_{\Gamma} & u_{\Gamma} \end{bmatrix}^T;$$

$$K_{\Gamma 1} = K_{pn \Gamma 1}; K_{\Gamma 2} = K_{pn \Gamma 2}; K_{\Gamma 3} = K_{pn \Gamma 3}; K_{\Gamma 4} = K_{pn \Gamma 4};$$

$$K_{\Gamma 5} = K_{pn \Gamma 5}; K_{\Gamma 6} = K_{pn \Gamma 6};$$

$$\Gamma_1(t) = \begin{bmatrix} \Gamma_1 & \Gamma_2 \end{bmatrix}^T;$$

$$\square_2(t) \square \square_{\square_1} \square'_{1\text{ჯ}} \square \square_{\square_2} \square''_{1\text{ჯ}} ;$$

$$\square_3(t) \square \square_{\square_1} \square_{\text{ჯ}} \square \square_{\square_2} \square'_{2\text{ჯ}} ;$$

$$\square_4(t) \square \square_{\square_1} p \square \square \square_{\square_2} p' \square ;$$

$$\square_5(t) \square \square_{\square_1} h \square \square_{\square} h' ;$$

$$\square_6(t) \square \square_{\square_1} F \square \square_{\square_2} F' .$$

გადავდივართ განტოლებათა სისტემაზე

$$\frac{dx_{\square}^*}{dt} \square Ax_{\square}^* \square G_{\square}(t); \tag{193}$$

$$Y_{\square}^* \square cx_{\square}^* . \tag{194}$$

განტოლებათა სისტემის (191-192) ინტეგრირების ბიჯით ვსაზღვრავთ $y_{\square}^*(t_i)$, სადაც t_i \square საძიებელი ფუნქციის მნიშვნელობათა მოცემის წერტილებია.

შემდგომ ნაშრომში [114]–ის თანახმად გადავდივართ მინიმიზაციაზე კვადრატული ფუნქციის გამოყენებით

$$\int_{t_0}^{t_m} y_{\text{ჯ}}(t) \square y(t_i) \square^2 dt ,$$

სადაც $y_{\text{ჯ}}(t) \square \square_{2\text{ჯ}}(t) \square$ სინთეზირებადი სისტემის სასურველი გამომავალი კოორდინატი; $y(t) \square$ ამავე კოორდინატის მიმდინარე მნიშვნელობა.

დაყრდნობით განტოლებებზე (191-192), შეგვიძლია ჩავწეროთ

$$y(t) \square \square_2(t) \square \square K_{\square} y_{\square}(t) . \tag{195}$$

ფუნქციონალის (195) მინიმიზაციას ვახორციელებთ პირობით განტოლებათა

$$y_{\text{ჯ}}(t) \square \square K_{\square} y_{\square}(t_v), \tag{196}$$

დამუშავებით უმცირეს კვადრატთა მეთოდის გამოყენებით. აღნიშნულის შედეგად ვიღებთ 7 ნორმალურ განტოლებას საძიებელ K_{\square} პარამეტრებთან

მიმართებაში და შემდგომ მიღებული მნიშვნელობების თანახმად ვსაზღვრავთ საკვლევი სისტემის პარამეტრებს K_{pn} და Π , გამომდინარე რეგულირებადი კოორდინატების სასურველ კოორდინატებთან ოპტიმიზაციური მიახლოების პირობიდან.

ჩატარებული კვლევების თანახმად ფორმულირებულია სინთეზის ორიგინალური მეთოდოლოგია და მიღებულია სინთეზირებადი პარამეტრების მიზანდასახული შერჩევის განხორციელებისათვის საჭირო საწყისი მათემატიკური დამოკიდებულებები.

2.5. გარდაქმნილი სტრუქტურული სქემების, გადამცემი ფუნქციების და სინთეზის პროცედურების კანონზომიერებები დამუშავება

ზემოთ მოყვანილი ელექტროჰიდრომექანიკური სისტემის სტრუქტურულ სქემაში გამსხვილებული სახით გადამცემი ფუნქცია W_2 [3] ნაშრომის თანახმად შეიძლება შეცვლილი იყოს ელექტროჰიდრომექანიკური სისტემის გადამცემი ფუნქციით, რომელიც გამოისახება ასე

$$W_{\text{ენ}} \Pi T \text{---} \text{---} \text{---} K S_{\text{ენ}} \Pi 1 .$$

შესაბამისად დინამიკის განტოლებათა სისტემა ჩაიწერება ასე:

$$U_1 \Pi K_{pn} \Pi u \Pi K_{pn} (u_{\text{ex}} \Pi K_{oc} \Pi \Pi_2) , \quad (197)$$

$$\Pi_c \Pi u_1 \Pi K_c \Pi_1$$

$$T_{pc} u'_c \Pi K_{pc} T_{pc} \Pi'_c \Pi K_{pc} \Pi_c , \quad (198)$$

$$i \Pi K_{\text{yrr}} \Pi u_c ,$$

$$T_{\text{yrr}} x' \Pi x \Pi K_{\text{yrr}} i , \quad (199) \quad dp \Pi$$

$$T_{p\delta} \text{---} \text{---} \text{---} \Pi p_\delta \Pi K_{gx} x \Pi K_{\delta} \Pi_1 , \quad (200)$$

$$I_1 \Pi \dots \Pi_1 \Pi b_{\Pi_1} \Pi_1 \Pi c_{12} \Pi_1 \Pi K_{\text{m}} p_\delta \Pi b_{12} \Pi'_2 \Pi c_{12} \Pi_2 , \quad (201)$$

$$I_2 \ddot{x}_1 + b_{12} \dot{x}_2 + c_{12} x_2 = M_n + b_{12} \dot{x}_1 + c_{12} x_1. \quad (202)$$

განვიხილოთ საკვლევი სისტემის სტრუქტურულ-პარამეტრული ამოცანა, რომელიც აგებულია მის სტრუქტურაში პარალელური მაკორექტირებელი კავშირების შემოტანაზე მოდალური მართვის თეორიის შესაბამისად, უკანასკნელთა მიმართებით მათემატიკურ მოდელში (197–202) განტოლება (197) მიიღებს სახეს

$$U_1 + K_{pn} u = K_{pn} [u_1 + K_{oc} x_2 + g(t)],$$

სადაც $g(t)$ წარმოადგენს უკუკავშირებით რეალიზებული დამატებით ზემოქმედებად.

ნაშრომი [103]-ის თანახმად სისტემის სინთეზისათვის მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით პირველ რიგში შემოგვაქვს სასურველ გამავალი კოორდინატი $x_2^*(t)$ და მასთან ურთიერთკავშირში ყველა სასურველი შუალედური კოორდინატები x_1, \dot{x}_1, p_0 და x [111–112].

შევვიძლია ჩავწეროთ:

$$\ddot{x}_1^* = \frac{I_2 s^3 + b_{12} s^2 + c_{12} s}{b_{12} s} c_{12} x_2^* + W_{11}(s) \ddot{x}_2^*; \quad (203)$$

$$\ddot{x}_2^* = \frac{P s^2 b_{12} s b_{12} s^2 + c_{12}^2}{b_{12} s} x_1^* + W_{22}(s) \ddot{x}_2^*; \quad (204)$$

$$P_{\partial}^* = \frac{(I s^2 + b s + c)(I s^2 + b s + c)}{b_{12} s^2 + c_{12} s} \quad (205)$$

$$K_M(b_{12} s + c_{12}) \quad K_M$$

$$x^* = \frac{T P^* + P + K}{K_{gx}} \quad \frac{1}{K_{gx}} T_{p\partial} s W_{p\partial}(s) + W_{p\partial}(s) + K_{\partial} W_{11}(s) \ddot{x}_2^*$$

$$W_x(s) \quad (206)$$

და თუ მივიღებთ b_{11} , b_{12} , b_{21} , b_{22} , ამ შემთხვევაში

$$W(s) = \frac{P(s)}{b_{12}s + c_{12}} \quad (207)$$

უკუკავშირებში შესატან კოორდინატთა გამოსახულებების გამოყენებით ზოგადი სახით ვაგებთ დამატებით ზემოქმედებას

$$g(t) = K_{11}u_1 + K_{12}u_2 + k_{11}p + K_p p_0 + K_x x$$

$$W = [K_{11}W_{11} + K_{12}W_{12} + K_{11}W_{11} + K_p W_{p0} + K_x W_x] W_{koc}(s) \quad (208)$$

სადაც: K_{11} , K_{12} , K_{11} , K_p , K_x წარმოადგენენ უკუკავშირების სინთეზირებად კოეფიციენტებს.

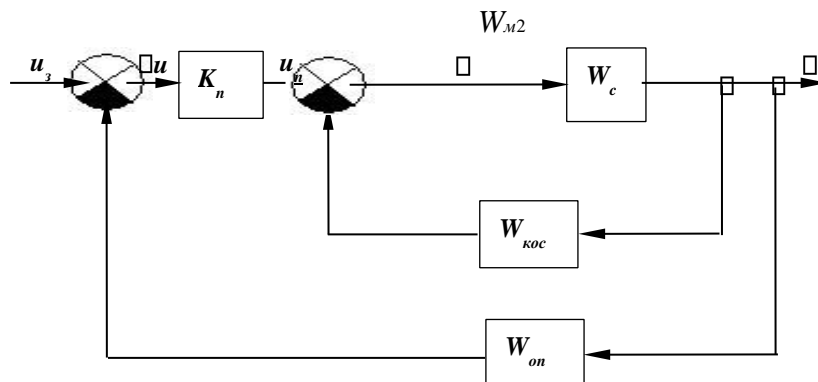
მიღებული დამოკიდებულებების გათვალისწინებით პარალელური მაკორექტირებელი უკუკავშირების რგოლებიანი სტრუქტურული სქემა გარე M_n ზემოქმედების გათვალისწინების გარეშე შეგვიძლია

წარმოვადგინოთ ნახ. 13. მოყვანილი სტრუქტურული სქემის სახით.

აქ:

$$W_I(s) = W_{kc} K_{yнт} W_2, \quad (209)$$

$$W^c(s) = 1 - W_I W W_{II} W K_{IIc} W_{12}; \quad (210)$$



ნახ. 13. გამსხვილებული სტრუქტურული სქემა

$$W^{II}(s) = \frac{W^{p\delta} K^M W^M}{1 + W_{p\delta} K^M W_M K_{\delta} W_{12}} ; \quad (211)$$

$$W_M(s) = 1 \frac{W^{M1} K^{M2} W^{12}}{W_{M1} W_{M2} W_{12} W_{21}} . \quad (212)$$

თავის მხრივ მთლიანი სისტემის ერთიანი გადამცემი ფუნქცია ჩაიწერება სახით:

$$W_0(s) = \frac{K^{pn} W^{III}}{1 + K_{on} K_n W^{III}} , \quad (213) \quad U_1(s)$$

სადაც:

$$W^{III}(s) = \frac{U_{2n}(s)}{1 + W_c W_{koc}} .$$

ანდა გაშლილი სახით

$$W_0(s) = \frac{K^{pn} W^c}{1 + W_c (W_{koc} + K_{on} K^{pn})} . \quad (214)$$

გამოსახულება (214)-ის გამოყენებით გადავდივართ სისტემის სინთეზის ამოცანაზე მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით წარმოსახვით სიხშირეთა მახასიათებლების აპარატის გამოყენებით [97, 98].

ამასთან დაკავშირებით მოცემულ სასურველ პროცესთან $\Pi_{2*}(t)$

შესაბამისად ვწერთ საწყის მიახლოებებით ტოლობას $\Pi_1(t)$ რეგულირებადი და $\Pi_{2*}(t)$ სასურველ კოორდინატა შორის, რომელიც ლაპლასის

გარდაქმნებში მიიღებს სახეს:

$$\Pi_2(s) = \Pi_{2*}(z_m s) \frac{MN((z z_m^m s s))}{u_1(s)} , \quad (215)$$

სადაც: M და N – შესაბამისად წარმოადგენენ სასურველი კოორდინატის გამოსახულების მრიცხველსა და მნიშვნელს; z_m \square სასურველი პროცესის ვარიაციის განხორციელებისათვის საჭირო დროის მასშტაბური კოეფიციენტი.

დამოკიდებულების (215) გამოყენებით ვწერთ:

$$[1 \square W_c (W_{koc} \square K_{on} K_{pn})] M^*(z_m s) \square W_c K_n N^*(z_m s). \quad (216)$$

დამოკიდებულების

$$W_c(s) \square \frac{BA_{cc}}{(ss)},$$

გამოყენებით (216) იღებს სახეს:

$$M^* A_c (W_{\square 1} K_{\square 1} \square z_m s K_{\square 2} \square W_{\square \square} K_{\square \square} \square W_p \square K_{p \square} \square W_x K_{x \square} \square K_{on} K_n) \square \square N^* B_c K_n \square M^* B_c \square 0. \quad (217)$$

უფრო გამსხვილებულად გვექნება:

$$\square_1 (z_m s) K_{\square 1} \square \square_2 (z_m s) K_{\square 2} \square \square_3 (z_m s) K_{\square \square} \square \square_4 (z_m s) K_{pg} \square \square \square_5 (z_m s) K_x \square \square_6 (z_m s) K_{pn} \square \square_0 (z_m s) \square 0, \quad (218)$$

სადაც:

$$\square_1 \square M^* A_c W_{\square 1};$$

$$\square_2 \square M^* A_c z_m s;$$

$$\square_3 \square M^* A_c W_{\square \square};$$

$$\square_4 \square M^* A_c W_{pg};$$

$$\square_5 \square M^* A_c W_x;$$

$$\square_6 \square M^* A_c K_{on} \square N_x A_c K_{pn};$$

$$\square_0 \square M^* B_c.$$

2.6. საკვლევი ელექტროჰიდრომექანიკურ სისტემის დინამიკური სინთეზი და გარდამავალი პროცესის ანალიზი მიღებული დამოკიდებულების (218) თანახმად ვწერთ აპროქსიმაციათა

l კვანძების $\square\square\square_v$ (\square_v იღებს დადებით საგნობრივ მნიშვნელობებს) მიმართ პირობით განტოლებათა სისტემას

$$\begin{aligned} & \square_1(\square_v)K_{\square_1} \square \square_2(\square_v)K_{\square_2} \square \square_3(\square_v)K_{\square_3} \square \square_4(\square_v)K_{pg} \square \square_5(\square_v)K_x \square \\ & \square \square_6(\square_v)K_{pn} \square \square_0(\square_v), \end{aligned} \quad (219)$$

$v \square 1, 2, \dots, l.$

რადგანაც პირობით სიხშირეთა მახასიათებლების სხვადასხვა ნაწილების მნიშვნელობა ორიგინალის აღწარმოების სიზუსტის თვალსაზრისით განსხვავებულია, ამიტომ აპროქსიმაციის კვანძები განლაგებიან არათანაბრად (მეტი სიხშირით $\square\square 0$ არეში) და განტოლებათა სისტემა მარაგდება წონითი კოეფიციენტებით. ნაშრომში [68] რეკომენდებულია აპროქსიმაციების კვანძების განლაგება ისეთი გეომეტრიული პროგრესიის თანახმად

$$\square_v \square \square_0 q^{\square v}, \quad v \square 0, \dots, l \square 1,$$

რომლის ფუძე q უდრის ორს.

ამასთან აპროქსიმაციისათვის საჭირო განმსაზღვრელ ნაწილს წარმოადგენს უბანი $0 \square \square \square \square_0$, სადაც $X^0(\square_0)$ შეიძლება იყოს გამოსახული $X^0(\square)_{\max}$ -ის წილად; $X^0(\square_v) \square kX^0(\square)_{\max}$, სადაც $k \square 0,7 \square 0,8$.

შემდგომ ყოველი პირობითი განტოლება (219) მრავლდება წონით მამრავლზე $\square_v(\square_v)$, რომელიც განისაზღვრები შემდეგი ფორმულებით [68]:

$$\square_v(\square_v) \square \square_v;$$

$$\alpha_v \alpha_{\underline{1}}(\alpha_v) \alpha_{\underline{2}}(\alpha_v) \alpha_{\underline{3}}(\alpha_v) \alpha_{\underline{0}}(\alpha_v);$$

4

l

$$\alpha_{\alpha_{v_1} \alpha_v}, \quad v \in \{1, 2, l\}.$$

l

ასეთი საშუალებით მიღებულ განტოლებათა სისტემას ვამუშავებთ უმცირეს კვადრატთა მეთოდით საძიებელი $K_{\alpha^1}, K_{\alpha^2}, K_{\alpha}, K_{p\theta}, K_x$ და K_{pn} პარამეტრების მიმართ და ვიღებთ

$$K_{\alpha^1} \alpha_{v_2 \alpha_{12}}(\alpha_v) \alpha_{v_2 \alpha_{\underline{2}}}(\alpha_v) \alpha_{\underline{1}}(\alpha_v) \alpha_{v_2 \alpha_{\underline{3}}}(\alpha_v) \alpha_{\underline{1}}(\alpha_v) \alpha_{p\theta} \alpha_v \alpha_{v_2 \alpha_{\underline{4}}}(\alpha_v) \alpha_{\underline{1}}(\alpha_v)$$

$$\alpha_{K_x} \alpha_v \alpha_{v_2 \alpha_{\underline{5}}}(\alpha_v) \alpha_{\underline{1}}(\alpha_v) \alpha_{v_2 \alpha_{\underline{0}}}(\alpha_v) \alpha_{\underline{1}}(\alpha_v);$$

□

$$\alpha_{K_{pn}} \alpha_{v_2 \alpha_{\underline{6}}}(\alpha_v) \alpha_{\underline{1}}(\alpha_v) \alpha_{v_2 \alpha_{\underline{0}}}(\alpha_v) \alpha_{\underline{1}}(\alpha_v); \quad (220)$$

$$K_{\alpha^1} \alpha_{v_2 \alpha_{\underline{6}}}(\alpha_v) \alpha_{\underline{1}}(\alpha_v) \alpha_{v_2 \alpha_{\underline{22}}}(\alpha_v) \alpha_{v_2 \alpha_{\underline{3}}}(\alpha_v) \alpha_{\underline{2}}(\alpha_v) \alpha_v$$

$$\alpha_{K_{p\theta}} \alpha_{v_2 \alpha_{\underline{4}}}(\alpha_v) \alpha_{\underline{2}}(\alpha_v) \alpha_{K_x} \alpha_v$$

$$\alpha_{v_2 \alpha_{\underline{5}}}(\alpha_v) \alpha_{\underline{2}}(\alpha_v) \alpha_{v_2 \alpha_{\underline{6}}}(\alpha_v) \alpha_{\underline{1}}(\alpha_v)$$

$$\alpha_{K_{pn}} \alpha_{v_2 \alpha_{\underline{6}}}(\alpha_v) \alpha_{\underline{1}}(\alpha_v) \alpha_{v_2 \alpha_{\underline{0}}}(\alpha_v) \alpha_{\underline{2}}(\alpha_v); \quad (221)$$

v

$$K_{\alpha^1} \alpha_{v_2 \alpha_{\underline{1}}}(\alpha_v) \alpha_{\underline{3}}(\alpha_v) \alpha_{v_2 \alpha_{\underline{2}}}(\alpha_v) \alpha_{\underline{3}}(\alpha_v) \alpha_{v_2 \alpha_{\underline{3}}}(\alpha_v) \alpha_{\underline{3}}(\alpha_v)$$

□

$$K_{\Gamma_1} \square_v \square_{\Gamma_2} \square_{\Gamma_6} (\square_v) \square_{\Gamma_6} (\square_v) \square K_{\Gamma_2} \square_v \square_{\Gamma_2} \square_2 (\square_v) \square_{\Gamma_6} (\square_v) \square K_{\Gamma_3} \square_v \square_{\Gamma_2} \square_3 (\square_v) \square_{\Gamma_6} (\square_v)$$

$$) \square K_{p\theta} \square_v \square_{|v|^2} \square_{|v|^4} (|\square_{|v|^2}|) \square_{|v|^6} (|\square_{|v|^2}|) \square K_x \square_v$$

$$\square_{\Gamma_2} \square_{\Gamma_5} (\square_{\Gamma_5}) \square_{\Gamma_6} (\square_{\Gamma_5}) \square$$

□

$$\square K_{pn} \square_v \square_{\Gamma_2} \square_{\Gamma_6} (\square_v) \square_{\Gamma_2} \square_{\Gamma_6} (\square_v) \square_{\Gamma_6} (\square_v). \tag{225}$$

შემოგვსავს აღნიშვნები:

$$D_{11} \square_v \square_{\Gamma_2} \square_{\Gamma_1} (\square_v);$$

$$D_{12} \square D_{21} \square_v \square_{\Gamma_2} \square_2 (\square_v) \square_1 (\square_v);$$

$$D_{13} \square D_{31} \square_v \square_{\Gamma_2} \square_3 (\square_v) \square_1 (\square_v);$$

$$D_{14} \square D_{41} \square_v \square_{\Gamma_2} \square_4 (\square_v) \square_1 (\square_v);$$

$$D_{15} \square D_{51} \square_v \square_{\Gamma_2} \square_5 (\square_v) \square_1 (\square_v);$$

$$D_{16} \square D_{61} \square_v \square_{\Gamma_2} \square_6 (\square_v) \square_1 (\square_v)$$

$$D_{23} \square D_{32} \square_v \square_{\Gamma_2} \square_3 (\square_v) \square_2 (\square_v);$$

$$D_{24} \square D_{42} \square_v \square_{\Gamma_2} \square_4 (\square_v) \square_2 (\square_v);$$

$$D_{25} \square D_{52} \square \square_{v^2} \square_5 (\square_v) \square_2 (\square_v) ;$$

$$D_{26} \square D_{62} \square \square_{v^2} \square_6 (\square_v) \square_2 (\square_v) ;$$

$$D_{34} \square D_{43} \square \square_{v^2} \square_4 (\square_v) \square_3 (\square_v) ;$$

$$D_{35} \square D_{53} \square \square_{v^2} \square_5 (\square_v) \square_3 (\square_v) ;$$

$$D_{36} \square D_{63} \square \square_{v^2} \square_6 (\square_v) \square_3 (\square_v) ;$$

$$D_{45} \square D_{54} \square \square_{v^2} \square_5 (\square_v) \square_4 (\square_v) ;$$

$$D_{46} \square D_{64} \square \square_{v^2} \square_6 (\square_v) \square_4 (\square_v) ;$$

$$D_{56} \square D_{65} \square \square_{v^2} \square_6 (\square_v) \square_5 (\square_v) ;$$

$$D_{22} \square \square_{v^2} \square_{22} (\square_v) ;$$

$$D_{33} \square \square_{v^2} \square_{33} (\square_v) ;$$

$$D_{44} \square \square_{v^2} \square_{24} (\square_v) ;$$

$$D_{55} \square \square_{v^2} \square_{52} (\square_v) ;$$

$$D_{66} \square \square_{v^2} \square_{62} (\square_v) ;$$

$$D_{01} \square \square_{v2} \square_0 (\square_v) \square_1 (\square_v) ;$$

$$D_{02} \square \square_{v2} \square_0 (\square_v) \square_2 (\square_v) ;$$

$$D_{03} \square \square_{v2} \square_0 (\square_v) \square_3 (\square_v) ;$$

$$D_{04} \square \square_{v2} \square_0 (\square_v) \square_4 (\square_v) ;$$

$$D_{05} \square \square_{v2} \square_0 (\square_v) \square_5 (\square_v) ;$$

$$D_{06} \square \square_{v2} \square_0 (\square_v) \square_6 (\square_v) .$$

და განტოლებათა სისტემა (219-225) იღებს სახეს:

$$D_{11}K_{\square 1} \square D_{12}K_{\square 2} \square D_{13}K_{\square \square} \square D_{14}K_{p\delta} \square K_{15}K_x \square D_{16}K_{pn} \square D_{01} ; \tag{226}$$

$$D_{21}K_{\square 1} \square D_{22}K_{\square 2} \square D_{23}K_{\square \square} \square D_{24}K_{p\delta} \square K_{25}K_x \square D_{26}K_{pn} \square D_{02} ; \tag{227}$$

$$D_{31}K_{\square 1} \square D_{32}K_{\square 2} \square D_{33}K_{\square \square} \square D_{34}K_{p\delta} \square K_{35}K_x \square D_{36}K_{pn} \square D_{03} ; \tag{228}$$

$$D_{41}K_{\square 1} \square D_{42}K_{\square 2} \square D_{43}K_{\square \square} \square D_{44}K_{p\delta} \square K_{45}K_x \square D_{46}K_{pn} \square D_{04} ; \tag{229}$$

$$D_{51}K_{\square 1} \square D_{52}K_{\square 2} \square D_{53}K_{\square \square} \square D_{54}K_{p\delta} \square K_{55}K_x \square D_{56}K_{pn} \square D_{05} , \tag{230}$$

$$D_{61}K_{\square 1} \square D_{62}K_{\square 2} \square D_{63}K_{\square \square} \square D_{64}K_{p\delta} \square K_{65}K_x \square D_{66} \square D_{06} . \tag{231}$$

სისტემის (228)–(231) ამოხსნით უცნობების მიმართ ვიღებთ:

$$D^{k\square} K_{\square} \square \frac{\square}{D} ; \tag{232}$$

$$D^{k\square} K_{\square 2} \square \frac{\square}{D} ; \tag{233}$$

$$K_{\square\square} \square \frac{D^{k\square\square}}{D}; \quad (234)$$

$$K_{p\partial} \square \frac{D^{kp\partial}}{D}; \quad (235)$$

$$K_x \square \frac{D^{kx}}{D}; \quad (236)$$

$$K_{pn} \square \frac{D^{kpn}}{D}, \quad (237)$$

სადაც

$$\begin{array}{c}
D_{02} \\
D_{\square\square} \\
D_{02}
\end{array}
\left| \begin{array}{l}
D_{01} \ D_{12} \ D_{13} \ D_{14} \ D_{15} \ D_{16} \\
D_{22} \ D_{23} \ D_{24} \\
D_{25} \ D_{26} \ D_{03} \ D_{32} \\
D_{33} \ D_{34} \ D_{35} \\
D_{36} \ D_{k\square-1} \ \square D_{04} \ D_{42} \\
D_{43} \ D_{44} \ D_{45} \\
D_{46}; \\
D_{05} \ D_{52} \ D_{53} \ D_{54} \ D_{55} \ D_{56} \\
D_{06} \ D_{62} \ D_{63} \ D_{64} \ D_{65} \ D_{66} \\
D_{14} \ D_{15} \ D_{16} \\
D_{24} \ D_{25} \ D_{26} \\
D_{34} \ D_{35} \ D_{36} \\
D_{\square 2} \\
D_{44} \ D_{45} \ D_{46}; \\
D_{54} \ D_{55} \ D_{56} \\
D_{64} \ D_{65} \ D_{66} \\
D_{11} \ D_{12} \ D_{01} \ D_{14} \ D_{15} \ D_{16} \\
D_{21} \ D_{22} \ D_{02} \ D_{24} \ D_{25} \ D_{26} \\
D_{31} \ D_{32} \ D_{03} \ D_{34} \ D_{35} \ D_{36} \\
\square; \\
D_{41} \ D_{42} \ D_{04} \ D_{44} \ D_{45} \ D_{46} \ D_{51} \ D_{52} \\
D_{05} \ D_{54} \ D_{55} \ D_{56} \\
D_{61} \ D_{62} \ D_{06} \ D_{64} \ D_{65} \ D_{66} \\
D_{01} \ D_{15} \ D_{16} \\
D_{02} \ D_{25} \ D_{26}
\end{array} \right| \begin{array}{l}
D_{11} \ D_{01} \ D_{13} \\
D_{21} \ D_{02} \ D_{23} \\
D_{31} \ D_{03} \ D_{33} \\
\square D_{41} \ D_{04} \ D_{43} \\
D_{51} \ D_{05} \ D_{53} \\
D_{61} \ D_{06} \ D_{63} \\
D_{11} \ D_{12} \ D_{13} \\
D_{21} \ D_{22} \ D_{23}
\end{array} ;$$

$$\begin{array}{cccccc}
D_{31} & D_{32} & D_{33} & D_{03} & D_{35} & D_{36} \\
D_{p0} \square; & & & & & \\
D_{41} & D_{42} & D_{43} & D_{04} & D_{45} & D_{46} & D_{51} & D_{52} & D_{53} \\
D_{03} & D_{55} & D_{56} & & & & & & \\
D_{61} & D_{62} & D_{63} & D_{06} & D_{65} & D_{66} & & & \\
D_{11} & D_{12} & D_{13} & D_{14} & D_{01} & D_{16} & & & \\
D_{21} & D_{22} & D_{23} & D_{24} & D_{02} & D_{26} & & & \\
D_{31} & D_{32} & D_{33} & D_{34} & D_{03} & D_{36} & D_x \square & & \\
D_{41} & D_{42} & D_{43} & D_{44} & D_{04} & D_{46} & & & \\
D_{51} & D_{52} & D_{53} & D_{54} & D_{05} & D_{56} & & & \\
D_{61} & D_{62} & D_{63} & D_{64} & D_{06} & D_{66} & & & \\
D_{11} & D_{12} & D_{13} & D_{14} & D_{15} & D_{01} & & & \\
D_{11} & D_{12} & D_{13} & D_{14} & D_{15} & D_{16} & D_{21} & D_{22} & D_{23} \\
D_{21} & D_{22} & D_{23} & D_{24} & D_{25} & D_{26} & D_{24} & D_{25} & D_{02} \\
D & D_{32} & D_{33} & D_{34} & D_{35} & D_{36} & D_{31} & D_{32} & D_{33} \\
D \square & D_{41} & D_{42} & D_{43} & D_{44} & D_{45} & D_{34} & D_{35} & D_{03} \\
D_{41} & D_{42} & D_{43} & D_{44} & D_{45} & D_{46} & D_{pn} \square; & & \\
D_{51} & D_{52} & D_{53} & D_{54} & D_{55} & D_{56} & D_{41} & D_{42} & D_{43} \\
D_{61} & D_{62} & D_{63} & D_{64} & D_{65} & D_{66} & D_{44} & D_{45} & D_{04} \\
D_{61} & D_{62} & D_{63} & D_{64} & D_{65} & D_{06} & D_{51} & D_{52} & D_{53} \\
& & & & & & D_{54} & D_{55} & D_{05}
\end{array}$$

მთლიანი სისტემის გადამცემი ფუნქცია შეგვიძლია ჩავწეროთ შემდეგი სახით

$$W_0(s) \square \frac{K_0(I_{2S2} \square b_{\square 2S} \square c_{12})}{A_{s7} \square A_{6S6} \square A_{5S5} \square A_{4S4} \square A_{2S2} \square A_{1S} \square A_0, \quad (238)$$

სადაც:

$$A_7 \square K_{01} D_7;$$

$$A_5 \square K_{01} D_5 \square K_0 B_5;$$

$$A_6 \square K_{01} D_6;$$

$$A_4 \square K_{01}D_4 \square K_0B_4;$$

$$A_3 \square K_{01}D_3 \square K_0B_3;$$

$$A_2 \square K_{01}D_2 \square K_0B_2;$$

$$A_1 \square K_{01}D_1 \square K_0B_1;$$

$$A_0 \square K_0c_{12};$$

$$D_7 \square a_6b_{12};$$

$$D_6 \square a_5b_{12} \square a_6c_{12};$$

$$D_5 \square a_4b_{12} \square a_5c_{12};$$

$$D_4 \square a_3b_{12} \square a_4c_{12};$$

$$D_3 \square a_2b_{12} \square a_3c_{12};$$

$$D_2 \square a_1b_{12} \square a_2c_{12};$$

$$D_1 \square a_0b_{11} \square a_1c_{12};$$

$$D_0 \square a_0c_{12}.$$

$$B_5 \square \text{---}Kb^5_M K_x;$$

$$B_4 \square \text{---}Kb_{4M} K_x \square a \textcircled{2}_4 K_{p\delta};$$

$$B_3 \square \text{---}Kb_{3M} K_x \square a \textcircled{2}_3 K_{p\delta} \square K_{\square_1}I_2;$$

$$B_2 \square \text{---}Kb_{2M} K_x \square K_{\square_1}b_{\square_1} \square a \textcircled{2}_2 K_{p\delta};$$

$$B_1 \square \text{---}Kb_{1M} K_x \square K_{\square_1}c_{12} \square a \textcircled{2}_1 K_{p\delta};$$

$$B_0 \square \text{---} K b_{0M} K_x \square K_{p\partial} a_{(2)0}.$$

$$K_{01} \square 1 \square K_M K_0 K_{\mathfrak{D}}$$

$$b_5 \square T_{p\partial} a_{(2)4}; \quad b_4$$

$$\square T_{p\partial} a_{(2)3} \square a_{(2)4}; \quad b_3$$

$$\square T_{p\partial} a_{(2)2} \square a_{(2)3}; \quad b_2$$

$$\square T_{p\partial} a_{(2)1} \square a_{(2)2}; \quad b_1$$

$$\square T_{p\partial} a_{(2)0} \square a_{(2)1}, \quad b_0 \square$$

$$a_{(2)0}. \quad a_6 \square a_{(1)5} T_{\mathfrak{D}};$$

$$a_5 \square a_{(1)4} T_{\mathfrak{D}} \square a_{(1)5}; \quad a_4$$

$$\square a_{(1)3} T_{\mathfrak{D}} \square a_{(1)4}; \quad a_3$$

$$\square a_{(1)2} T_{\mathfrak{D}} \square a_{(1)3}; \quad a_2$$

$$\square a_{(1)1} T_{\mathfrak{D}} \square a_{(1)2}; \quad a_1$$

$$\square a_{(1)0} T_{\mathfrak{D}} \square a_{(1)1}; \quad a_0$$

$$\square a_{(1)0}. \quad a_{(1)*3} \square a_{(1)3}$$

$$\square K_{op} I_2; \quad a_{(1)*2} \square a_{(1)2}$$

$$\square K_{\partial} b_{\square 2}; \quad a_{(1)*1} \square$$

$$a_{(1)1} \square K_{\partial} c_{12}; \quad a_{(1)5}$$

$$\square T_{p\partial} a_{(2)4};$$

$$a_{(1)5} \square T_{p\partial} a_{(2)4} \quad a_{(1)4} \square$$

$$T_{p\partial} a_{(2)3} \square a_{(2)4}; \quad a_{(1)3} \square$$

$$T_{pd}a^{(2)*2} \square a^{(2)3}; \quad a^{(1)2} \square$$

$$T_{pd}a^{(2)*1} \square a^{(2)2}; \quad a^{(1)1} \square a^{(2)*}$$

$$1; \quad a^{(2)*2} \square a^{(2)2} \square b_{122}; \quad a^{(2)*}$$

$$1 \square a^{(2)1} \square 2b_{12}c_{12}; \quad a^{(2)4} \square I_1 I_2$$

$$; \quad a^{(2)3} \square b_{11} I_2 \square I_1 b_{12}; \quad a^{(2)2}$$

$$\square c_{12} I_2 \square b_{11} b_{12} \square I_1 c_{12}; \quad a^{(2)1}$$

$$\square c_{12} (b_{11} \square b_{12}), \quad a^{(2)0} \square c_{122}.$$

დინამიკური მდგრადობის ანალიზისათვის შეგვიძლია ვისარგებლოთ უწყვეტი სტაციონარული სისტემის მდგრადობის ანალიზის ცნობილი მეთოდით [117].

აღნიშნული მეთოდის თანახმად განიხილავენ დამხმარე პარამეტრებს \square_i , რომლებიც გამოისახებიან დამოკიდებულებებით

$$\square_i \square A_{i+1} A_{i+2} / A_i A_{i+1}, \quad i \square 1, \quad \overline{n-2}. \quad (239)$$

ჩვენ შემთხვევაში გვექნება

$$\square_1 \square A_0 A_3 A_1 A_2; \quad /$$

$$\square_2 \square A_1 A_4 A_2 A_3; \quad /$$

$$\square_3 \square A_2 A_5 A_3 A_4; \quad /$$

$$\square_4 \square A_3 A_5 A_4 A_5, \quad /$$

$$\square_5 \square A_4 A_7 A_5 A_6.$$

გადავდივართ ამპლიტუდურ-ფაზურ მახასიათებლებზე, რისთვისაც \square_2 კოორდინატის გამოსახულებაში s ოპერატორის ნაცვლად შემოგვაქვს

არგუმენტი j , სადაც \square – წრიული სიხშირე და j – წარმოსახვითი ერთიანია. ვიღებთ ამპლიტუდურ-ფაზურ მახასიათებელს

$$U(j) = \frac{A_6 \cdot A_5 (jC)^2 + A_4 C_{14} j + A_1 C (j)^3 + A_2 \cdot A_1 j + A_0}{A_7} \quad (240)$$

სადაც: $C_2 = K_0 I_2$;

$$C_1 = K_0 b_{m2},$$

$$C_0 = K_0 C_{12} + A_4.$$

უკანასკნელის გამოყენებით ვაგებთ სისტემის საგნობრივ-სიხშირულ მახასიათებლებს [118]

$$U(\omega) = \text{Re}[U(j)] = \frac{R^Q(\omega)R^P(\omega) + I^B(\omega)I^P(\omega)}{R_{p2}(\omega) + I_{p2}(\omega)} \quad (241)$$

სადაც:

$$R_p(\omega) = A_0 + A_2 \omega^2 + A_4 \omega^4 + A_6 \omega^6; \quad (242)$$

$$I_p(\omega) = A_1 \omega + A_3 \omega^3 + A_5 \omega^5 + A_7 \omega^7; \quad (243)$$

$$R_0(\omega) = C_0 + C_2 \omega^2, \quad (244)$$

$$I_0(\omega) = C_1 \omega. \quad (245)$$

საკვლევი სისტემის სინთეზის პროცედურების ჩატარებისათვის სასურველი პროცესის სახით შერჩეული იქნა ფუნქცია

$$A_0 + \frac{a z^p}{\prod_{m=1}^m (z - z_m)} = MN_{00}((pp)) = A_0 + A_1 e^{-z_m t} + A_2 e^{-z_m 2t}, \quad (246)$$

სადაც p – კარსონის ოპერატორი, z_m – მასშტაბური კოეფიციენტი.

$$A_1 + A_2 = -A_0.$$

სინთეზის შემოთავაზებული მეთოდის აპრობაციისათვის საკვლევ სისტემასთან მიმართებაში არარეგულირებად პარამეტრებად შერჩეული იქნა

$$I_1 \square 1,19 \square 10^{02} \text{ კგმ}^2; I_2 \square 3,55 \square 10^{03} \text{ კგმ}^2; C_{12} \square 660 \text{ ნმ/რად},$$

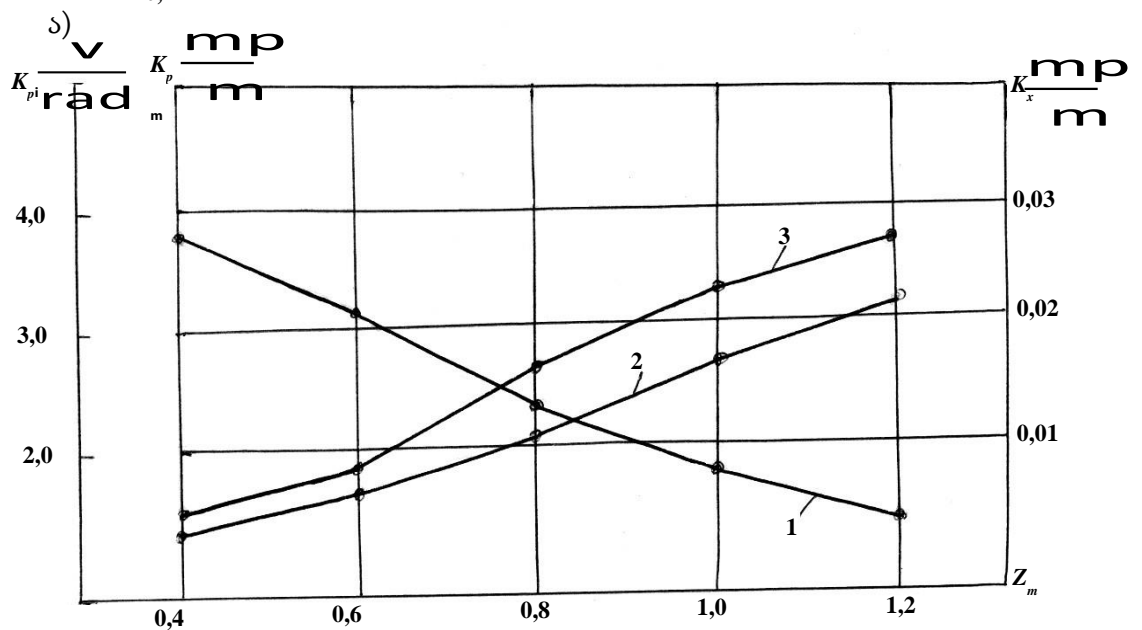
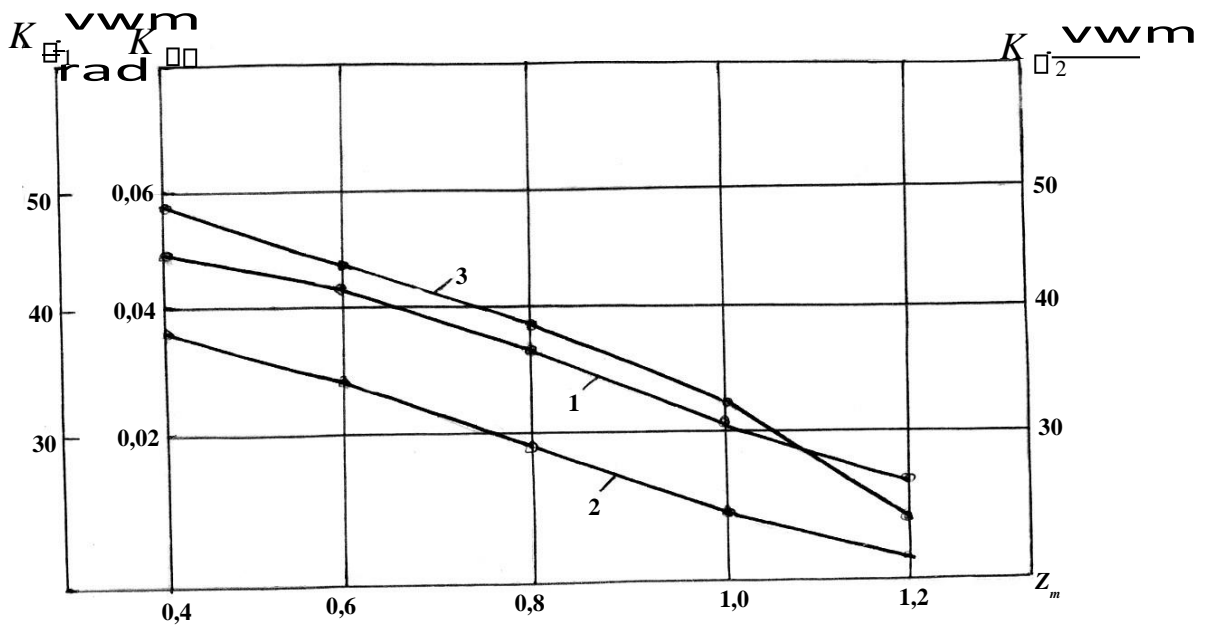
$$\square_{12} \square 1,75 \square 10^{02} \text{ ნმ წმ/რად}, T_\theta \square 48 \square 10^{03} \text{ წმ}, K_{pn} \square \frac{\text{mpa}\square\text{nm}}{\text{m}},$$

$$\square \square \text{mpam}; K_y \square 2,0 \text{mv}; K_{\text{ავ}} \square 0,86 \square 10^{02} \text{ მ/ა}, T_{\text{ავ}} \square 3,12 \square 10^{03} \text{ ს}, k_v \square 60 \text{wm}^1.$$

$$K_{p\theta}$$

ამასთან ერთი სასურველი პროცესის საწყისი პარამეტრებია $u_1 \square 0,014 \text{---} \text{wm}^1$ და $u_2 \square 0,028 \text{wm}^1$.

ჩატარებული საანგარიშო გამოკვლევების შედეგად ნახ. 14, ა და ბ მოყვანილია სინთეზირებული პარამეტრების მნიშვნელობები ფუნქციონალურ კავშირში z_m მასშტაბურ კოეფიციენტთან.



ბ)

rad

ნახ. 14. სინთეზის შედეგად მიღებული დამოკიდებულებები:

ა) 1 - $K_{\square\square}(Z_m)$; 2 - $K_{\square 1}(Z_m)$, 2 - $K_{\square 2}(Z_m)$;

ბ) 1 - $K_{pn}(Z_m)$, 2 - $K_x(Z_m)$, 3 - $K_{p0}(Z_m)$.

საგნობრივი მახასიათებლების გამოყენებით ვაგებთ გარდამავალი პროცესების მრუდებს [118].

ნახ. 15 მოყვანილია საგნობრივი სიხშირული მახასიათებლები

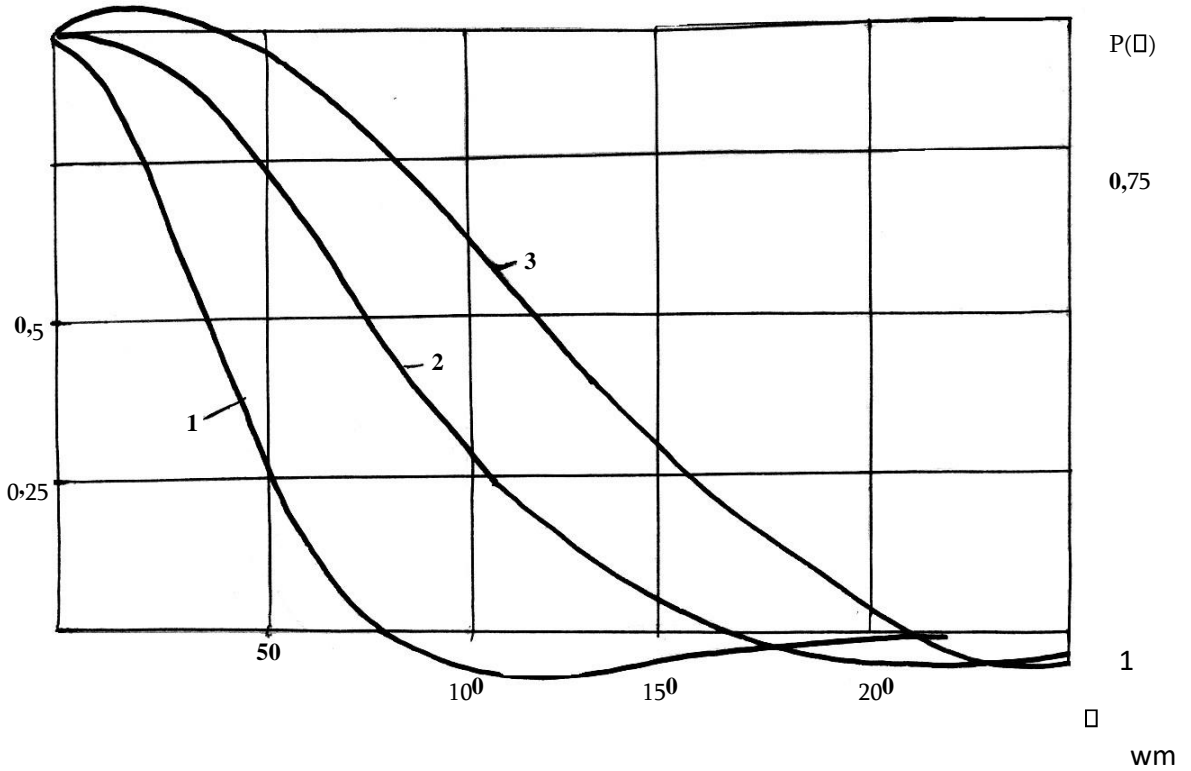
(მრუდები 1, 2 და 3), რომლებიც შეესაბამებიან Z_m -ის მნიშვნელობებს: 1,0; 0,6; 0,4.

თვით გარდამავალი პროცესების მრუდები კი მოყვანილია ნახაზზე 16.

დინამიკური მდგრადობის ანალიზთან დაკავშირებით შესაბამისად ნახ.

16 მოყვანილი პროცესისათვის \square – კოეფიციენტები ისახებიან

მნიშვნელობებით [117]



ნახ. 15. სისტემის საგნობრივი სიხშირული მახასიათებლები:

1 - $Z_m = 0,4$; 2 - $Z_m = 0,6$; 3 - $Z_m = 1,0$

როდესაც $Z_m = 0,4$

$\square_5 = 0,41$, $\square_4 = 0,36$, $\square_3 = 0,31$, $\square_2 = 0,38$; როდესაც

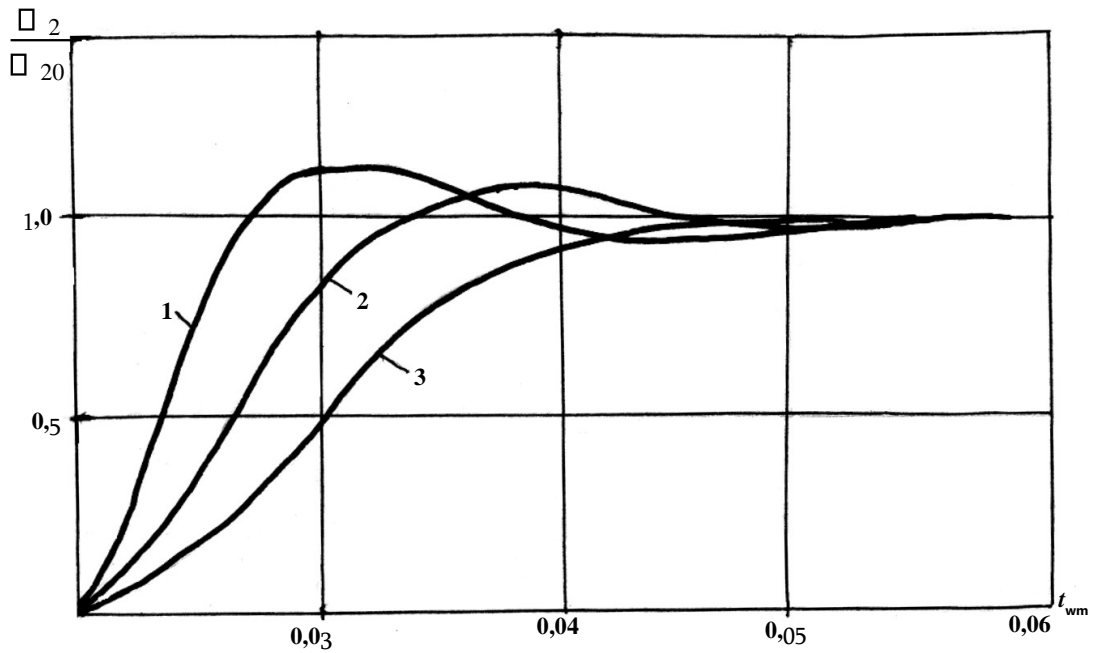
$Z_m = 0,6$

$\square_5 = 0,97$, $\square_4 = 0,32$, $\square_3 = 0,28$, $\square_1 = 0,311$;

როდესაც $Z_m = 1,0$

$\square_5 = 0,12$, $\square_4 = 0,23$, $\square_3 = 189$, $\square_1 = 126$, $\square = 0,32$.

მოყვანილი მონაცემები მიგვითითებენ სისტემათა მდგრადობაზე.



ნახ. 16. გარდამავალი პროცესების მრუდები:
 1 - $Z_m = 0,4$; 2 - $Z_m = 0,6$; 3 - $Z_m = 1,0$

2.7. გემის კურსის მართვის ელექტრომექანიკური სისტემის სტრუქტურული სქემები და მათემატიკური მეთოდების შემუშავება

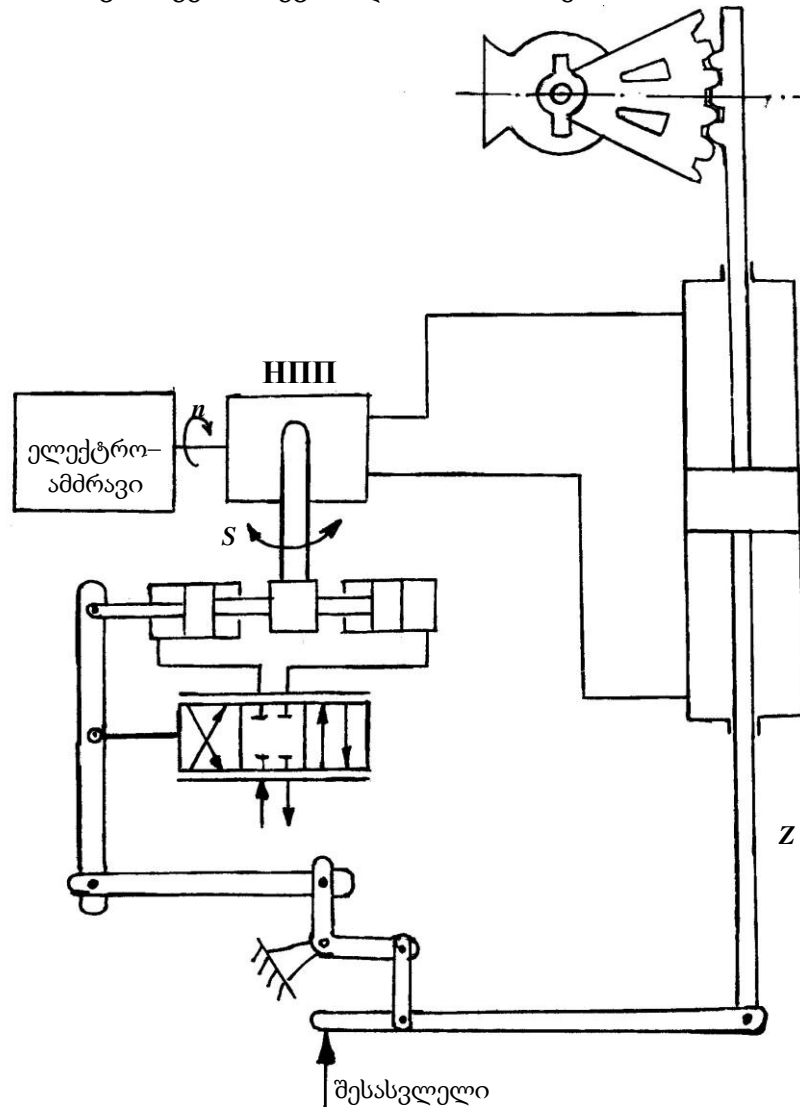
გემების სისტემებში ყველაზე გავრცელებულს განეკუთვნებიან ჰიდროამძრავთა სისტემები შემსრულებელი კასკადებით: ცვალებადი წარმოებადობის ტუმბო – ჰიდრავლიკური მანქანის დგუმები და მუდმივი წარმოებადობის ჰიდროტუმბო – დგუმი ელექტრული უკუკავშირით [20, 21, 116].

ჰიდრავლიკური ამძრავების გარკვეული ვარიანტები მოყვანილია ნახ. 17 და 18.

ჰიდროამძრავის სისტემაში მოწყობილობით – ტუმბო ცვალებადი მწარმოებლობით – დგუმი, მოყვანილია ნახ. 17-ზე. ტუმბოს მიერ გაცემული ძალური ნაკადის სიმძლავრე გარდაიქმნება წრფივი გადაადგილების მექანიკურ სიმძლავრეში ძალური დგუმის მეშვეობით.

შემუშავებულია ამძრავები, რომლებიც შეიცავენ მუდმივი მწარმოებლობის ტუმბოს და დგუმს საერთო ელექტრული უკუკავშირით.

ასეთი ამბრავის სქემა მოყვანილია ნახ. 18-ზე.

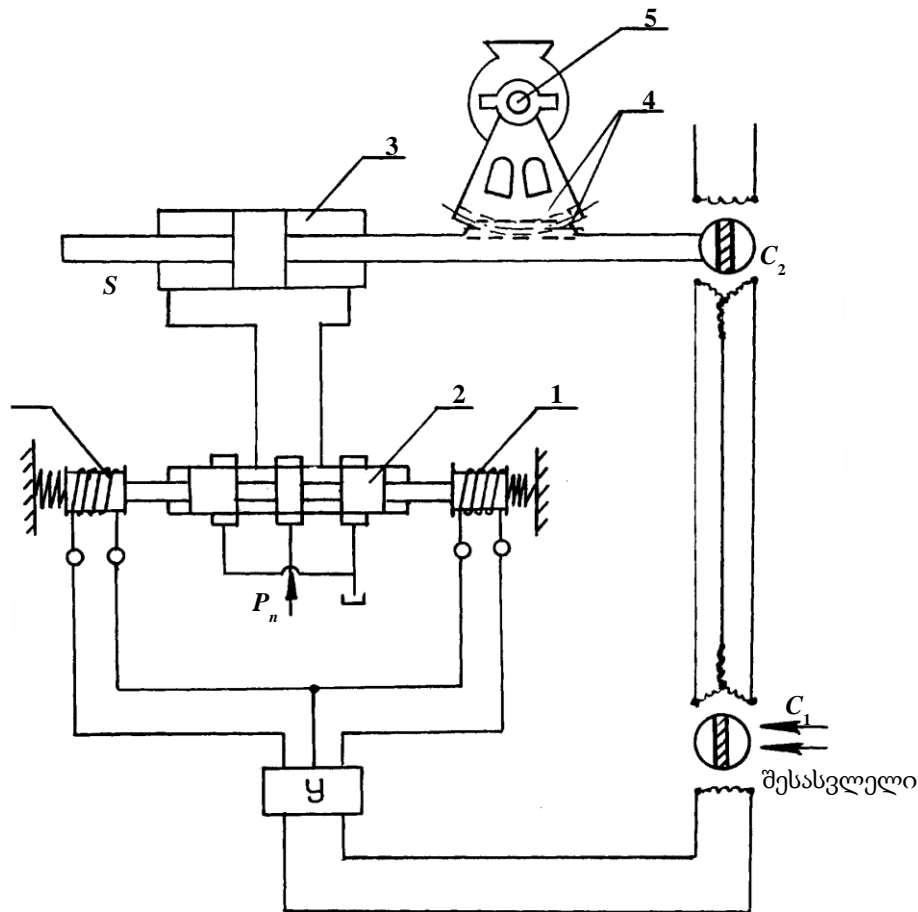


ნახ. 17. ძალოვანი მოთვალთვალე სისტემა
ტუმბოძალოვანი დგუში

სქემაზე ელექტრული უკუკავშირი რეალიზებულია C_1 და C_2 სელსინების მეშვეობით. შემავალი და გამომავალი სიგნალებს შორის სხვაობა (შეცდომის სიგნალი) ძლიერდება გამაძლიერებლით Y და შემდეგ სოლენოიდების საშუალებით ზემოქმედებს ოთხხვრელიან მოთვალთვალე მკვეთარაზე 2, რომელიც მართავს მუშა სითხის ჰიდროცილინდრთან მიყვანას. 3 ჰიდროცილინდრის დგუშის ჭოკს გადაცემის მექანიზმის 4 მეშვეობით მოძრაობაში მოჰყავს საჭის ბალერი 5.

ეს სისტემა განსხვავებით სისტემისა – ტუმბო ცვალებადი მწარმოებლობით – ყვინთური ჰიდრავლიკური მანქანის ჰიდროცილინდრი, ხასიათდება მგრძნობიარობით და მუშაობის სიზუსტით, რამდენადაც გაჟონვები ცვალებადი მწარმოებლობის ტუმბოში საკმაოდ დიდია.

ნახ. 18 მოყვანილი სისტემის მგრძნობიარობის შემდგომი ამაღლების (არამგრძნობიარობის ზონის შემცირების) თვალსაზრისით, მკვეთარიანი მმართველი ელემენტები საჭიროა იყვნენ შესრულებულნი ნულოვანი, ან მასთან ახლო მუშა ხვრელების დადებითი და უარყოფითი გადახურვებით, მაგრამ ასეთი სისტემები მკვეთარა მცირე გახსნილობებისას ხასიათდებიან დემპფირების მცირე კოეფიციენტით, რასაც მივყავართ მოძრაობათა არამდგრადობაზე [117]

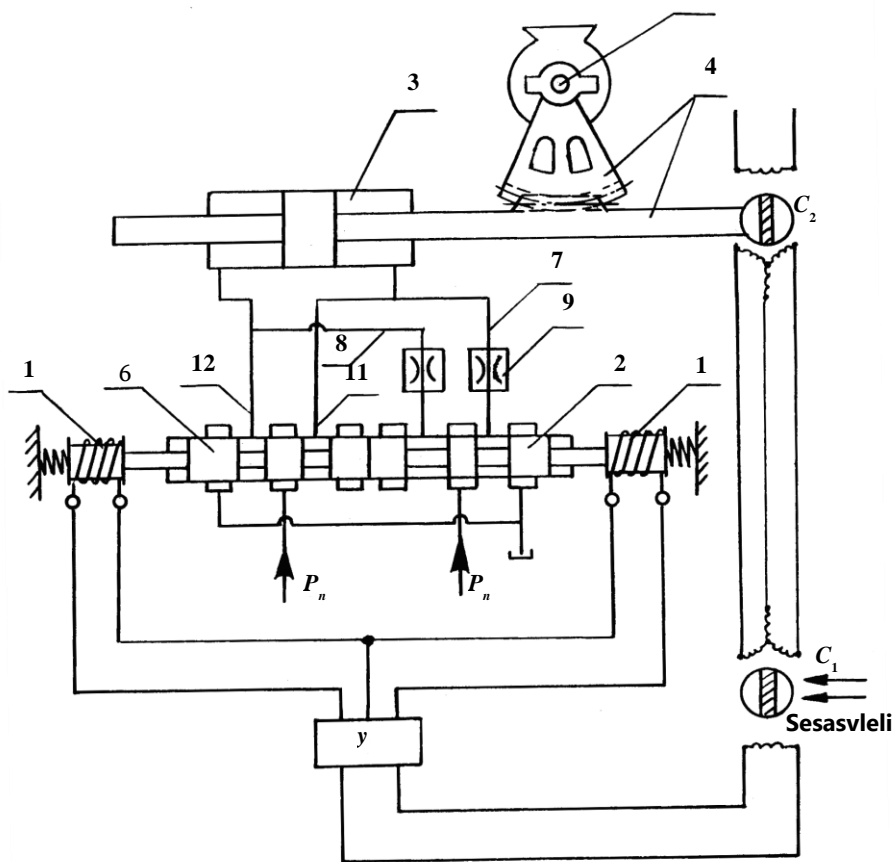


ნახ. 18. ძალოვანი ელექტროჰიდროამპრავის სქემა

როგორც ეს იყო აღნიშნული ზემოთ ასეთი სისტემებისა და მდგრადობის ამაღლების მეთოდს მიეკუთვნება არაწრფივი ბლანტი ხახუნის

შემოტანა, რომელიც მკვეთარა გარე ჯაჭვში მოქმედ წნევათა სხვაობის მახასიათებელთან შეთანწყობაში იძლევა დადებით ეფექტს სისტემის დინამიკურ მაჩვენებლების მხრივ [116–118].

ნაშრომში [116-117] შედეგების გამოყენების საფუძველზე შემოთავაზებულია ელექტროჰიდრავლიკური სისტემის ახალი სქემა (ნახ. 19), რომელიც ძველი სქემიდან განსხვავებით მოიცავს დამატებით 4–6 ხვრელიდან მოთვალთვალე მკვეთარას და დამატების მილსადენებს, რომლებშიც მიმდევრობითად დამონტაჟებულ დროსელებს.



5

ნახ. 19. ძალოვანი ელექტროჰიდროამპრავის სქემა მართვის არაწრფივი კანონით სისტემის ჰიდრავლიკურ ნაწილში

მკვეთარა 2 შესრულებულია ნულოვანი საწყისი გადახურვით და მკვეთარა 6 კი \square_{nep} -ის ტოლი დადებითი გადახურვით. მკვეთარების გადაადგილებისას ნულოვანი მდებარეობის მიმართ, რომელთა მნიშვნელობები ნაკლებია მკვეთარას 6 დადებითი გახსნილობისა,

ჰიდროცილინდრი 3 იმართება ნულოვანი საწყისი გადახურვიანი მკვეთრით 2. ამ მკვეთარაში გამავალი სითხე მიეწოდება 9 და 10 დროსელების შემცველი არხებით 7 და 8. დროსელების არსებობა ქმნის ბლანტი ხახუნის დატვირთვის წინაღობას დროსელებთან მილსადენებში. 6 მკვეთარას დადებით გადახურვებზე მეტი სიდიდის გადაადგილებების მოთვალთვალე 2 მკვეთარების გარე ჯაჭვში ხორციელდება ხარჯის გაჯერება, მუშაობაში ერთვება მკვეთარა 6 და ჰიდროცილინდრის არეებისაკენ მიმავალი სითხის ნაკადი განისაზღვრება მკვეთარა 2-ის გარე ჯაჭვში გაჯერებული ხარჯისა და მკვეთარა 6-ში და არხებში 11 და 12 გამავალი ნაკადით.

ასეთი მოწყობილობის მეშვეობით ხორციელდება ცვლადი სიდიდის გამდიერების კოეფიციენტიანი ბლანტი ხახუნი დამტვირთავი ფორმირება. ასეთი მიდგომით კოეფიციენტის ერთი სიდიდიდან მეორეზე გადასვლა ხორციელდება საკმაოდ მარტივად – მკვეთარათა შორის ხისტი კინემატიკური კავშირის მეშვეობით.

ძალოვანი კასკადის განტოლებათა სისტემის შედგენისათვის პირველ ძალოვანი კასკადის განტოლებათა სისტემის შედგენისათვის პირველ რიგში ვსაზღვრავთ 4–6 ხვრელიანი მკვეთარების გარე ჯაჭვში მოქმედი მათ ერთობლივ მოქმედებისას სითხის ხარჯვითი მახასიათებლის მათემატიკურ აღწერას [118].

ორივე მკვეთარის ერთობლივ მუშაობისას მკვეთარათა მუშა ხვრელში გამავალი სითხის ბალანსის განტოლება გამოისახება ასე: p_1

$$\sqrt{1 - \frac{p_1}{p_n}} = \sqrt{1 - \frac{p_1}{p_n}} \cdot \sqrt{1 - \frac{p_2}{p_n}} \cdot \sqrt{1 - \frac{p_3}{p_n}} \cdot \dots \cdot \sqrt{1 - \frac{p_n}{p_n}} \cdot Fk_1 \cdot Fk_2 \cdot \dots \cdot Fk_n \cdot Fk_{nep}, \quad (247)$$

სადაც Fk – მკვეთარა მიმდინარე ღერძული გახსნილობა;

$$\frac{b_1 \sqrt{2g p_n}}{F} \text{ და } \frac{b_2 \sqrt{2g p_n}}{F} \text{ გაძლიერების კოეფიციენტები; } k_1 \text{ და } k_2$$

b_1 – მუშა სითხის სიმკვრივე; g –

თავისუფალი ვარდნის აჩქარება; b_2 –

სითხის ხარჯის კოეფიციენტი;

b_1 და b_2 – მუშა ხვრელების სიგრძე;

F – ძალოვანი ჰიდროცილინდრის მუშა ფართი; p_n –

მკვეთარაზე მიწოდებული წნევა; p_{np} – წნევათა ვარდნა

დროსელებზე; p_1 და p_2 – წნევები შემსრულებელი

ჰიდროცილინდრის არეებში.

ზოგადი მიდგომით p_{np} წარმოადგენს მასში გამავალი q_{np} ხარჯის გარკვეულ ფუნქციას, ე.ი.

$$p_{np} = f(q_{np}).$$

დროსელების შესრულებისას ნახვრეტის თხელი საყელურის სახით

$$p_{np} = \frac{1}{K_{nu}} \frac{q_{np}}{f_{np}} \quad 2.$$

იმ შემთხვევაში, როდესაც დროსელი წარმოადგენს l_{mp} სიგრძის და d_{mp} შიგა დიამეტრის მილაკს

$$p_{np} = K_{ne} \frac{q_{np} l_{mp}}{d_{mp}},$$

სადაც K_{nu} და K_{ne} – პროპორციულობის კოეფიციენტები. ჭავლის უწყვეტობის

გათვალისწინებით 1-ლი მკვეთარას გარე

ჯაჭვში ზოგადი მიდგომით შეგვიძლია ჩავწეროთ:

$$q_{op.n} = F \cdot k_1 \sqrt{\frac{p_1 \cdot f(q_{op.n})}{p_n}} \quad (248)$$

და

$$q_{op.c} = F \cdot k_1 \sqrt{\frac{p_2 \cdot f(q_{op.c})}{p_n}}, \quad (249)$$

სადაც p_1 და p_2 სითხეთა წნევები დროსელების წინ შესაბამისად მიწოდებისა და გადაშვების ხაზებში;

$q_{op.n}$ და $q_{op.c}$ შესაბამისად ხარჯები მიწოდების და გადაშვების ხაზებში.

ფორმალურად ტოლობები (248) და (249) აყალიბებენ ფუნქციონალურ დამოკიდებულებებს:

$$q_{op.n} = f_n(p_1, \square) \quad (250)$$

და

$$q_{op.c} = f_c(p_2, \square). \quad (251)$$

უკანასკნელთა ჩასმის ტოლობაში (247) მივიღებთ:

$$f_n(p_1, \square) = Fk_1 \sqrt{p_1 \cdot (\square \cdot \square_{nep})} = f_c(p_2, \square) = Fk_2 \sqrt{\frac{p_2}{p_n}} \quad (252)$$

სადაც

$$p_2 = p_1 = p;$$

p – წნევათა სხვაობა ძალოვან ცილინდრში; p_1 – წნევა

მიწოდების ჯაჭვის მკვეთარას გამოსასვლელში; p_2 –

მკვეთარას წინ გადაშვების ჯაჭვში.

რადგანაც უკანასკნელები წარმოადგენენ p_1 –ის ცნობილ ფუნქციების ტოლობა (252) საშუალება იძლევა მისი მნიშვნელობის განსაზღვრისა.

განვსაზღვრავთ რა p_1 –ს გადავდივართ p_2 –ზე, ე.ი. ორ მკვეთარიან სისტემის სითხის ხარჯზე.

ყოველივე ეს სწორია ფორმალური მიდგომის თვალსაზრისით, რეალურობაში კიდეც ანალიზის ასეთი პროცედურა რეალიზებადი

რიცხოვრივი ამოხსნების საფუძველზე მიმდევრობითი მიახლოებებით.

თუ ჩავთვლით, რომ დამოკიდებულებები (248) და (249)

$$q_{op.n} \approx q_{op.c} \approx q_{op},$$

მაშინ

$$p_1 \approx p_2 \approx p_n, \quad (253)$$

და

$$p_1 \approx p_2 \approx p. \quad (254)$$

ამ შემთხვევაში 1-ლი ხარჯვითი მახასიათებელი მიიღებს სახეს:

$$q_1 \approx Fk_{v1} \sqrt{1 - \frac{p \approx p_{mp1} \approx p_{mp}}{p_n}}, \quad (255)$$

სადაც $\sqrt{1 - \frac{p \approx p_{mp1} \approx p_{mp}}{p_n}}$ გაძლიერების კოეფიციენტი სიჩქარის მიმართ. k_v ანალოგიურად ხარჯვითი მახასიათებელი მე-2-ე მკვეთარას გარე

ჯაჭვში განსაზღვრება დამოკიდებულებით

$$q_2 \approx Fk_{v2} \sqrt{1 - \frac{p}{p_n} (\approx \approx_{nep})}. \quad (256)$$

წნევათა დანაკარგების გათვალისწინებით სითხის მიწოდების ხაზებში მივიღებთ

$$q_1 \approx Fk_{v1} \sqrt{1 - \frac{p \approx p_{mp1} \approx p_{mp}}{p_n}} \quad (257)$$

$$q_2 \approx Fk_{v2(nep)}. \quad (258) \quad \sqrt{1 - \frac{p \approx p_{mp2}}{p_n} (\approx \approx_{nep})}$$

მეორე მნიშვნელოვან ამოცანას წარმოადგენს \approx_{nep} სიდიდის განსაზღვრა. შეგვიძლია დავუშვათ, რომ როდესაც $\approx \approx_{nep}$ ხარჯები 1-ლი მკვეთარის დამჭირხნ და გადასაშვებ ხაზებში განისაზღვრებიან დამოკიდებულებებით:

$$q_n = Fk_2 \sqrt{1 - p_1^{neq}} \cdot f_n(p_n, p_1) \quad (259)$$

$$q_c = Fk_2 p_n (1 - p_2^{neq}) \cdot f_n(p_2)$$

დროსელების გამოყენებისას თხელი საყელურების სახით:

$$f_n(p_n, p_1) = K; \quad q_n f_n \sqrt{1 - \frac{p_1}{p_n}} \quad (260)$$

$$f_n(p_2) = K_{q_n} \sqrt{\frac{p_1}{p_n}} \quad (261)$$

სადაც f_{np} დროსელის გამავალი კვების ფართი;

$$K_{q_n} = 0,7 \cdot \text{sign} p_n$$

შემოგვაქვს პირობები:

$$Fk_2 \sqrt{1 - p_1^{neq}} \cdot K_{q_n} \sqrt{1 - \frac{p_1}{p_n}} \quad (262) p_n$$

$$Fk_2 \sqrt{1 - p_2^{neq}} \cdot K_{q_n} \sqrt{1 - \frac{p_1}{p_n}} \quad (263)$$

ვითვალისწინებთ რა

$$p_1 = p_1 \text{ და } p_2 = p_2,$$

(262) და (263) ტოლობების თანახმად

$$\frac{K_{q_n} \cdot f_{np}}{F \cdot k_2} \quad (264)$$

მიღებული დამოკიდებულებები საშუალებას იძლევიან შევადგინოთ საკვლევნი ამბრავის ძალოვანი ნაწილის და შესაბამისად მთელი

მოთვალთვალე სისტემის დინამიკის განტოლებები.

მიტებული კანონზომიერებების გათვალისწინებით სისტემის – 4-6 ხვრელიანი მოთვალთვალე მკვეთარა – ხოლო ჰიდროცილინდრი – დინამიკის განტოლება აღიწერება ასე:

$$m \ddot{x} + h \dot{x} + k_{oc} x = d \left| P_{mp} \operatorname{sign} \dot{x} \right| + k_{oc} F(p; F; \dots); \quad (265)$$

როდესაც $\square \square \square_{nep}$
 $F(p_n; F; \dots) \square$

$$\square k_{\square 1}$$

როდესაც $\square \square \square_{nep}$

$$F(p_n, F, \dots) \square k_{\square 2} \sqrt{1 - \frac{(266) p_n F}{\sqrt{1 - \frac{B_{21} \dot{x} + B_{11} x + B_{\square p} \dot{x}}{P_{mp} \operatorname{sign} \dot{x}} \operatorname{sign} \square \square \square}}}}$$

$$\square k_{\square 1} \sqrt{1 - \frac{B_{21} \dot{x} + B_{11} x + B_{\square p} \dot{x}}{P_{mp} \operatorname{sign} \dot{x}} \operatorname{sign} \square \square \square_{nep} \square \square_{nep}}, \quad (267)$$

სადაც $B_{11} \square b \square B_{11} \square F$; $B_{12} \square b \square B_{12} \square F$;

$$B_{21} \square m \square B_{21} \square F;$$

$$B_{22} \square m \square B_{22} \square F;$$

B_{11} და B_{12} მსითხის ხაზებში მიწოდებათა პროპორციული ბლანტი ხახუნის დანაკარგების კოეფიციენტები; B_{21} და B_{22} \square ამ მილსადენებთან მიმართებაში ინერციული დატვირთვებით გამოწვეული დანაკარგები $\square 14$,

19; k_{v1} და k_{v2} — გაძლიერების კოეფიციენტები სიჩქარეთა მიმართ; k_{ac1} და k_{ac2} — სიხისტის კოეფიციენტები. ნაშრომი [20] თანახმად სოლენოიდის გადამცემი ფუნქცია შეიძლება აღიწეროს ასე:

$$W_c(s) = y(s) = \frac{k_c}{U_c(s) [T_c s + 1] \left[\frac{R L}{s} + 1 \right] \left[m k_{nc} s^2 + k k_{nc} s + b \right]} \quad (268)$$

სადაც k_c — სოლენოიდის გაძლიერების კოეფიციენტი;

T_c — სოლენოიდის დროის მუდმივა;

L — სოლენოიდის ინდუქციური წინაღობა;

R — სოლენოიდისა და გამაძლიერებლის ჯამური აქტიური

წინაღობა; m_{n3} — სოლენოიდი ღუზისა და მკვეთარას ჯამური მასა;

b — ბლანტი ხახუნის სოლენოიდისა და მკვეთარასი

$$k_{nc} = k_n = k_{c1},$$

k_n — ზამბარის სიხისტის კოეფიციენტი;

k_{c1} — 4-ხვრელიანი

გამანაწილებელი მკვეთარაში გამავალი სითხის ჭავლის ჰიდროდინამიკური ძალის სიხისტე;

$y(t)$ — მკვეთარას ხაზოვანი გადაადგილების კოორდინატი;

U_c — ჰამაძლიერებელზე V მიწოდებული ძაბვა, U_c

$$= U_{ku} = U_p,$$

U_{ku} — შემავალი ძაბვა და U_p — უკუკავშირის სელსინიდან შემომავალი ძაბვა.

ნაშრომში [19]-ის შესაბამისად

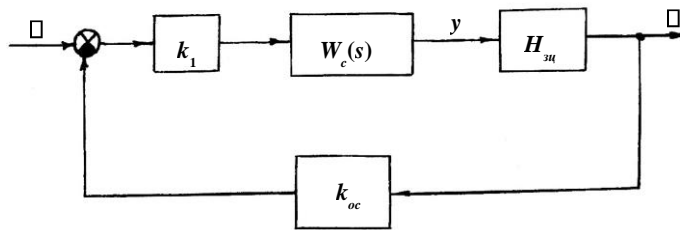
$$k_c \approx 1,630 \quad d_1 \approx p_{ok} \quad (269)$$

$$360 \quad m$$

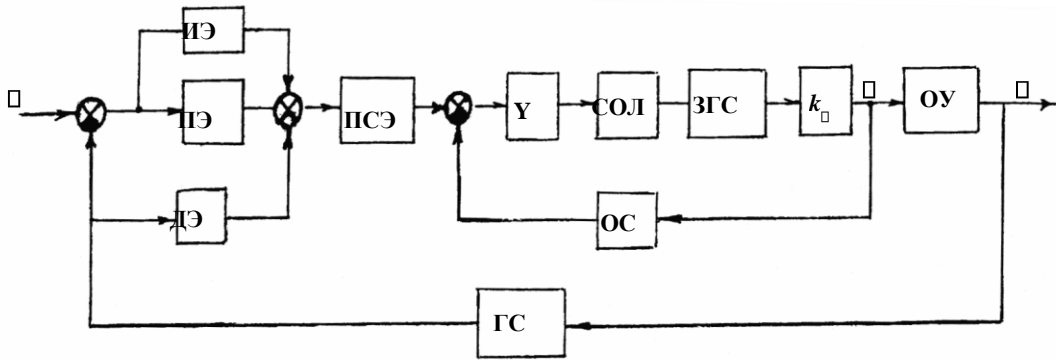
სადაც p_{ok}^* – წნევის ვარდნა მუშა ფანჯარაზე, რომლიდანაც გამოედინება სითხე მკვეთარას შიგა არეში;

d_3 – მკვეთარას დიამეტრი.

ნახაზ 20-ზე მოცემულია განხილვადი ელექტრული უკუკავშირიან ჰიდროამძრავის სტრუქტურული სქემა, სადაც H_{yu} წარმოდგენილია ფორმალიზებული სახით არაწრფივი უკუკავშირი x და y კოორდინატთა შორის, რომელიც განისაზღვრება არაწრფივი განტოლებებით (266) და (267) და k_1 -ით და k_{oc} -ით შესაბამისად აღნიშნულია გამაძლიერებლის და სელსინური უკუკავშირის გაძლიერების კოეფიციენტები.



ნახ. 20. ძალოვანი ელექტროჰიდროამძრავის სტრუქტურული სქემა
 ზემოთ განხილული იქნა გაძლიერების ჰიდრავლიკური კასკადი (ჰიდროამძრავი ელექტრული უკუკავშირით მდებარეობის მიმართ) გემის კურსის ავტომატური მართვის ფუნქციონალური სქემის ერთ-ერთი ვარიანტი მოცემულია ნახ. 21. მოცემულ სქემაზე: 3TC წარმოადგენს ელემენტი, რომელიც შედგება ჰიდრავლიკური არხებით ურთიერთდაკავშირებული ოთხხვრელიანი მოთვალთვალე მკვეთარა და ჰიდროცილინდრი; ПСЭ – გარდამქმნელ-შემაჯამებელი ელემენტი. ელემენტის შესასვლელზე მიეწოდება მმართველი ელემენტის ძაბვა.



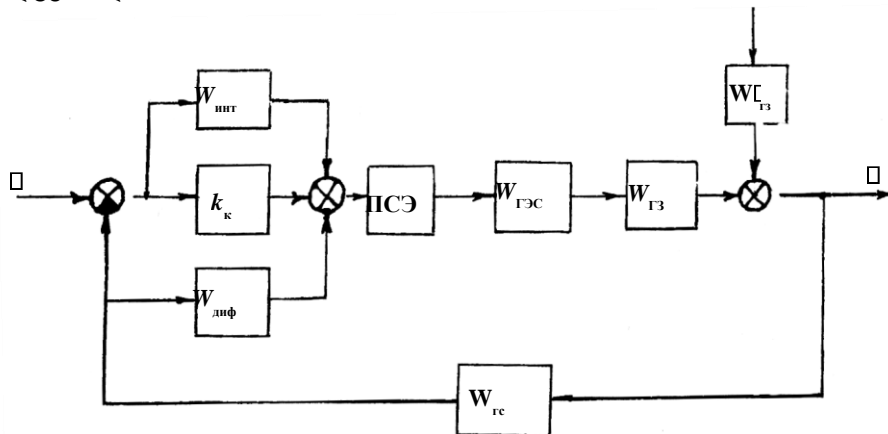
ნახ. 21. გემის კურსის მართვის სისტემის სტრუქტურული სქემა

გარდამქმნელი ელემენტი $\Pi\Xi$ შედგება კურსის წრფივი მბრუნავი ЛВТ_k ტრანსფორმატორისაგან, რომლის დახრილობაც იცვლება МВТ_k მასშტაბური მბრუნავი ტრანსპორმატორის მეშვეობით. ამ ელემენტში შემავალი სიდიდეებია საჭევარის \square და გემის კურსის \square კუთხეები.

ზოგადი მიდგომით ჰიდრავლიკური ამძრავის აპროქსიმაციული მოდელი შეიძლება გამოვსახოთ გადამცემი ფუნქციით

$$W_{gc}(s) = \frac{a_{23}s^2 + a_{21}ks^2 + a_{23}}{s^2 + 1} \quad (270)$$

ასეთი გაწრფივებული სისტემის სტრუქტურული სქემა წარმოდგენილია ნახ. 22.



ნახ. 22. გამსხვილებული სტრუქტურული სქემა

წარმოდგენილი სტრუქტურული სქემის თანახმად ვიღებთ რეგულირებადი კოორდინატების გამოსახულებებს.

ელექტრული უკუკავშირიანი ჰიდროამპრავის არაწრფივი და წრფივი მოდელების შორისი პარამეტრების ურთიერთკავშირისათვის ვიყენებთ

ფუნქციონალს Φ დინამიკის არაწრფივი განტოლების ამონახსნიდან.

აღნიშნული აპროქსიმაციის რეალიზაციისათვის პირველ რიგში ვაწრფივებით სუფთა ჰიდრავლიკური ნაწილის განტოლებას, რომელიც აღიწერება გამოსახულებით (265).

აპროქსიმაციის მოდელს ვირჩევთ სახით:

$$a_m \dot{x}'' + h_m \dot{x}' + k_{\omega c} x' = k_{\omega c} k_{vm} \dot{x}. \quad (271)$$

გვაქვს რა (270) სახის განტოლება გადამცემ ფუნქციაზე (270) გადასვლისათვის შეგვიძლია გამოვიყენოთ წარმოსახვით სიხშირეთა მახასიათებლები სისტემისათვის გადამცემი ფუნქციით

$$W_{czo}(s) = 1 \frac{k W_{oc}^c (W_s)_c (W_s)^{2m} W(s_{2m})}{(272)}$$

სადაც

$$W_{2m}(s) = \frac{a s^3 + k h^m m k s^{2m} + k_{\omega c} s}{m} \quad (273)$$

ამ შემთხვევაში $W_{zc}(s)_a$ გადამცემი ფუნქციის პარამეტრებს ვეძებთ წარმოსახვით სიხშირეთა მახასიათებლების მიახლოებით ტოლობიდან W_{zc}

$$(\square) = W_{czo}(\square).$$

მეორეს მხრივ სისტემის კვლევისათვის გლობალური სახის თანახმად გადამცემ ფუნქცია $W_{czo}(s)$ ვუტარებთ აპროქსიმაციას გადამცემი ფუნქციით

$$(274) \quad W_{czo}^*(s) = \frac{k^{2cy}}{T_{2cy} s} ,$$

სადაც

$$\begin{aligned}
 & k_{\text{ткор}} \\
 T_{\text{зсч}} & \frac{\quad}{k_{\text{осч}}} \frac{\quad}{k}; \\
 & \text{ушко } k_{\text{зсч}} \quad \\
 & \frac{\quad}{k_{\text{осч}}}.
 \end{aligned}$$

ან და რგოლით

$$W_{\text{зсч}} \frac{\quad}{\quad} \\
 * (s) \frac{\quad}{\quad} T \text{ } s^2 k \frac{\text{зсч}}{T_{1\text{зсч}}} s \quad 1. \quad (275) \\
 \text{2зсч}$$

ნახ. 21 მოყვანილი სტრუქტურული სქემის შესაბამისად ვავლენთ რეგულირებად კოორდინატებს. შემავალი და ამგზნები ზემოქმედებების მიმართ

$$\Phi(s)_y \quad \Phi_{\square y}(s) \Phi(s); \quad (276)$$

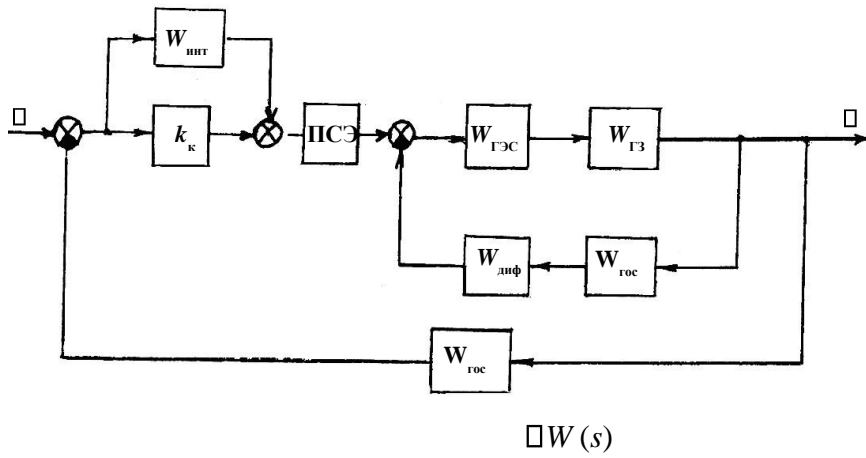
$$\Phi(s)_B \quad \Phi_{\square B}(s) F(s), \quad (277)$$

სადაც $\Phi_{\square y}(s)$ სისტემის გადამცემი ფუნქცია მართვის ზემოქმედების მიმართ;

$\Phi_{\square B}(s)$ სისტემის გადამცემი ფუნქცია ამგზნები ზემოქმედების მიმართ.

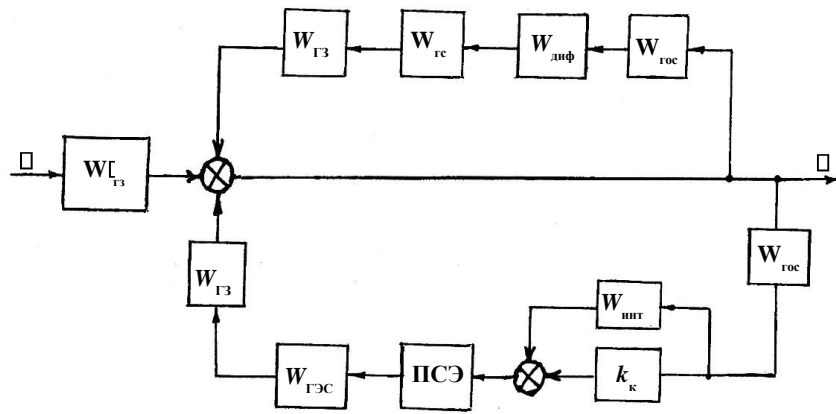
სტრუქტურული სქემების თანახმად გვაქვს (ნახ. 23 და 24):

$$\Phi_{\text{вы}}(s) = \frac{[k_k \Phi W_{\text{шт}}(s)] W_I(s)}{zoc \quad I}, \quad (278)$$



1 ΦW

ნახ. 23. გარდაქმნილი სტრუქტურული სქემა



ნახ. 24. გარდაქმნილი სტრუქტურული სქემა

$$\Phi_B(s) = W_{23}(s) W_{II}(s) 1 \dots W_{II}(1s) W_{III}(s), \quad (279)$$

სადაც

$$W_I(s) = 1 \dots W_{2c}(s) W W_{23}^{rc}(s) \dots W W_{\text{диф}}^{rc}(s) W_{2oc}(s), \quad (280)$$

$$W_{II}(s) = 1 \frac{W_{\text{ouf}}(s)W_{z3}(s)}{(s)W_{zc}(s)} W_{zc}(s) \quad (281)$$

$$W_{III}(s) = k_k W_{\text{um}}(s) W_{zc}(s) W_{z3}(s) W_{\text{u}}(s) W_{zc}(s) \quad (282)$$

საჭის მართვის რეჟიმში რეგულირებადი კოორდინატის

გამოსახულება ჩაიწერება:

$$\Xi(s) = W_{c20}(s) \quad (283)$$

რეგულირება კოორდინატების გამოსახულებები (276) და (277) მათი გამოყენებისათვის ინტეგრალურ მიახლოებათა პროცედურებში სისტემის სინთეზისას მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით მათ ვცვლით აპროქსიმირებადი გამოსახულებებით:

$$\Xi(s)_y = k_k W_{\text{um}} W_{zc} W_{z3} \Xi(s)_y \quad (284)$$

და

$$\Xi(s)_B = W_{z3} F(s) W_{\text{ouf}}(s) W_{zc}(s) W_{z3}(s) \Xi(s)_B = k_k W_{\text{um}}(s) W_{zc}(s) W_{z3}(s) \Xi(s)_B \quad (285)$$

სადაც $\Xi(s)_y$ და $\Xi(s)_B$ მსასურველი კოორდინატების გამოსახულებები შესაბამისად შემავალი და ამგზნები ზემოქმედებების მიმართ.

თუ განვიხილავთ სისტემას რეგულირების არაწრფივი კანონის გარეშე მივიღებთ ნახაზი 20-ის ანალოგიურ სტრუქტურულ სქემას, რომელშიც არაწრფივი გადამცემი ფუნქცია H_{31} გამოისახება (266) ტოლობით. შემდგომი ამოცანაა - დრეკადი მექანიკური ნაწილიანი მოდელის განხილვა [101], რომელშიც დრეკადი კავშირი ხორციელდება ძალოვანი ჰიდროცილინდრის ჭოკსა და საჭის ბალერის შორის.

თუ მექანიკური ნაწილის მათემატიკურ მოდელს განვიხილავთ ორმასიანი მოდელის სახით

$$I_1 \ddot{\square}_1 \square b_{12} \dot{\square}_1 \square c_{12} \square b_{12} \dot{\square}_2 \square c_{12} \square_2 \square M_{\delta 6}, \quad (286)$$

$$I_2 \ddot{\square}_2 \square b_{12} \dot{\square}_2 \square c_{12} \square_2 \square b_{12} \dot{\square}_1 \square c_{12} \square_1 \square M_{\mu}, \quad (287)$$

მაშინ ჰიდროცილინდრის ჭოკზე ორმასიანი მოდელიდან მოდებული წინაღობის ძალა გამოისახება ასე:

$$P_I \square_{-1} [I_1 \ddot{\square}_1 \square b_{12} \dot{\square}_1 \square c_{12} \square_1 \square b_{12} \dot{\square}_2 \square c_{12} \square_2] \square_{-1} M^{mp1}. \quad (288)$$

$r_r \quad r_r$

თავის მხრივ ჰიდროცილინდრის ჭოკზე სწორხაზოვნად მოძრავი დეტალებიდან მოდებული ძალა განისაზღვრება დამოკიდებულებით

$$P_{noc} \square m_n \dot{x} \square b_n \dot{x} \square P_{mpn}. \quad (289)$$

თავის მხრივ

$$P \square P_I \square P_{noc}. \quad (290)$$

ასეთ შემთხვევაში ჰიდრავლიკური შემსრულებელი მექანიზმის ოთხხერელიანი მკვეთარა - ჰიდროცილინდრი - ჩაიწერება სახით.

$$m_n \dot{x} \square b_n \dot{x} \square \frac{d}{dt} [P_{mpn} \text{sign} \dot{x}] \square k_{\omega c} \square I^1 \square \ddot{\square}_1 \square b^{12} \square \ddot{\square}_1 \square c^{12} \square \square_1 \square dt \quad r \quad r \quad r \quad (291)$$

$$\square b_r^{12} \square \ddot{\square}_2 \square c_r^{12} \square \ddot{\square}_2 \square dt \square \square \square \square \overline{M_r^{mp1}} \square_1 \text{sign} \dot{\square} \square \square \square F(p; F, \square),$$

სადაც

$$F(p; F, \square) \square k_v 1 \square \sqrt{\frac{1 [B_{11}^* \dot{x} \square B_{12}^* \dot{x} \square I^1 \square \ddot{\square}_1 \square b^{12} \square \ddot{\square}_1 \square c^{12} \square \square_1 \square]}{P_n F \quad r \quad r \quad r}}$$

$$\square b_r^{12} \square \ddot{\square}_2 \square c_r^{12} \square \ddot{\square}_2 \square P_{mpn} \text{sign} \dot{\square} \square \square \square \overline{M_r^{mp}} \text{sign} \square_1 \square \square \square \text{sign} \square,$$

(292)

$$B_{11}^* \square b_n \square B_{11} \square F;$$

$$B_{12}^* \square m_k \square B_{22} \square,$$

m_n ჰიდროცილინდრის ჭოკთან ერთად წინსვლით-უკუქცევითად მოძრაობის მასა; M_n გარე დატვირთვის მომენტი; r ჰიდროცილინდრის სავარცხელასთან მოდებში მყოფი კბილა სექტორის რადიუსი; I_1 და I_2 ინერციის დაყვანილი მომენტები; აპროქსიმაციულ ორმასიან მოდელში.

განხილვადი ამპრავის ჰიდრავლიკური ნაწილ-გადაცემის მექანიზმი ჩაიწერება როგორც სისტემა, რომელიც შედგება განტოლებიდან (291)

$$I_2 \ddot{\alpha} + b_{12} \dot{\alpha} + c_{12} \alpha = b_{12} \dot{\alpha} + c_{12} \alpha + M_n \text{sign}(\dot{\alpha}) \quad (293)$$

განხილვადი სისტემის (286-288) განტოლებების თანახმად სტრუქტურულ სქემაში მექანიკური ნაწილი წარმოდგენილი იქნება გადამცემი ფუნქციებით:

$$W_M(s) = \frac{I s b_2 + c_2}{I s^2 + b_2 s + c_2} \quad (294)$$

$$W_{Mn}(s) = b_{12} s + c_{12} \quad (295)$$

სტრუქტურული სქემის მეორე ვარიანტი შეიძლება წარმოდგენილი იყოს, როგორც სისტემა, რომელიც შემორტყმულია უკუკავშირით Π_1 კოორდინატის მიმართ.

არაწრფივი განტოლებათა სისტემის (291) გაწრფივებული მოდელი შეგვიძლია წარმოვიდგინოთ სახით:

$$m_c \ddot{x} + h_c \dot{x} + k_x x + k_{\omega} k_v y = A_1 \dot{x} + A_2 x + A_{\Pi_1} \dot{\alpha} + A_{2\Pi_1} \alpha + A_{1\Pi_1} \dot{\alpha} + A_{2\Pi_1} \alpha + A_{1\Pi_2} \ddot{\alpha} + A_{2\Pi_2} \alpha \quad (296)$$

$$\text{სქ: } \Pi_1 \frac{x}{r}$$

უკანასკნელის გათვალისწინებით ვიღებთ განტოლებას:

$$m_c \ddot{x} + B_h \dot{x} + B_{k\omega} x + k_{\omega} k_v y = A_{1\Pi_1} \dot{\alpha} + A_{2\Pi_1} \alpha \quad (297)$$

ნაშრომებში [102, 103] მოყვანილი მეთოდოლოგიის თანახმად დრეკადრგოლებიანი სისტემის ჰიდრომექანიკური ნაწილის გაწრფივებული

მოდელი აღიწერება განტოლებებით

$$\frac{dp}{dt} = p_0 - K_{gy} y - K_g \varphi_1, \quad (298)$$

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 - b_{12} \dot{\varphi}_1 - c_{12} \varphi_1 = K_M p_0 - b_{12} \dot{\varphi}_2 - c_{12} \varphi_2, \quad (299)$$

$$I_2 \ddot{\varphi}_2 - b_{12} \dot{\varphi}_1 - c_{12} \varphi_1 = M_H \ddot{\varphi}_1 - b_{12} \dot{\varphi}_1 - c_{12} \varphi_1. \quad (300)$$

3. დასკვნა

1. ტექნიკის განვითარების თანამედროვე ტენდენციები ხასიათდებიან ავტომატიზებული მანქანების ფართო დანერგვით – ინერგება პროგრამული

მართვის ჩარხები, რობოტოტექნიკური სისტემები, ავტომატიკის ელემენტების შემცველი სატრანსპორტო მოწყობილობები, კერძოდ გემის კურსის და მდებარეობის მართვის სისტემები და ა.შ. ასეთი მანქანების ერთ–ერთ ძირითად ფუნქციონალურ ელემენტებს წარმოადგენენ ამძრავთა ავტომატიზებული სისტემები, რომელთა შორის საკმაოდ ფართო გამოყენების სფერო უკავიათ ამძრავთა ჰიდრო–, ელექტროჰიდრო და ელექტროჰიდრომექანიკურ, მათ შორის მრავალკონტურიან, ამძრავთა სისტემებს.

აღნიშნულია, რომ მათი სტრუქტურული გართულება გამოწვეულია მუშაობის რეჟიმის და შესასრულებელი ფუნქციების გაფართოების, მუშა ორგანოთა სიჩქარეთა გაზრდის, ლითონტევადობის და ენერგოდანახარჯების შემცირების აუცილებლობით.

2. აღნიშნულია, რომ თუ ჰიდრავლიკურ სისტემებთან მიმართებაში მათი შემდგომი განვითარება დაკავშირებულია ჰიდრავლიკური ელემენტების

ტექნიკურ მახასიათებლებთან, ელექტროჰიდრავლიკურ სისტემებში დიდი მნიშვნელობა აქვთ, როგორც ცალკეული სტრუქტურული ელემენტების მაჩვენებლებთან დაკავშირებულ საკითხებს, აგრეთვე ამ ელემენტების სწორ შეთანწყობას მათი შიგა დინამიკური მაჩვენებლების მიხედვით.

ამძრავთა თანამედროვე რთული სტრუქტურის ჰიდრავლიკური და მრავალკონტურიან ელექტროჰიდრავლიკური და ელექტროჰიდრო-მექანიკური ამძრავთა სისტემების და მათი ცალკეული ფუნქციონალური ელემენტების სტრუქტურული აგების, დინამიკური მოდელირებისა და კვლევის საკითხების მიმოხილვა მიგვითითებს იმაზე, რომ ასეთი სისტემების კვლევის მეთოდები და მეთოდები მოითხოვენ შემდგომ სრულყოფას, მიმართულს მათი მაჩვენებლების ოპტიმიზაციისაკენ.

3. ამძრავთა ჰიდრავლიკური ელექტროჰიდრავლიკური და სტრუქტურულად უფრო რთული ელექტროჰიდრომექანიკური სისტემების ჰიდრავლიკური ნაწილის აღმწერი განტოლებათა სისტემების ანალიზის საფუძველზე ნაჩვენებია, რომ უკანასკნელი წარმოადგენენ არაწრფივ სისტემებს და მათში ჰიდრავლიკური მმართველი მკვეთარების ხარჯვითი მახასიათებლებით წარმოქმნილ არაწრფივ ფუნქციებთან და ხახუნის ძალის მახასიათებელთან ერთად საქმე გვაქვს მშრალი ხახუნის ძალის მოქმედებით წარმოქმნილ არაწრფივ იმპულსურ ფუნქციასთან.

ჩამოყალიბებულია აღნიშნულ სისტემათა ანალიზის ორიგინალური მეთოდოლოგია იმპულსური ფუნქციის ზემოქმედებათა გათვალისწინებით.

აქვე ნაჩვენებია, რომ უკანასკნელის მოქმედება წარმოადგენს დამატებითი დემპფირებადი ზემოქმედების შემოტანას, რის შედეგადაც დინამიკურ კვლევებთან მიმართებაში იმპულსური ფუნქციის მოქმედება შესაძლოა განხილული იქნას საკვლევი პროცესების უკანასკნელ ეტაპებზე.

4. თანამედროვე ავტომატიზებული მანქანებში ფართოდ გამოყენებულ ელექტროჰიდრომექანიკურ ამძრავთა სისტემებთან მიმართებაში ცნობილი კვლევების ხარისხობრივი და რაოდენობრივი ანალიზი გვიჩვენებს, რომ დინამიკური მოდელირებისა და კვლევების ეფექტურობის ამაღლების თვალსაზრისით საჭიროა სისტემის, მრავალ შემთხვევაში მრავალმასიან, ნაწილში არსებული დრეკადი კავშირების გათვალისწინება. უკანასკნელი ნაწილის კვლევის მეთოდებისა და მეთოდიკების შეთანწყობასთან მთლიანი სისტემის მოდელირებისა და კვლევის საკითხებთან.
5. საკვლევი სისტემების ცალკეული ელემენტების მიმართ შემუშავებული მოდელების და მათი შეთანწყობის საკითხების გათვალისწინებით აგებულია ავტომატიზებულ (მათ შორის პროგრამული) მართვის ჩარხებში, რობოტოტექნიკურ სისტემებში და გემების მდებარეობისა და კურსის მართვის ავტომატიზებულ სისტემებში ფართო გამოყენებული მთლიან ელექტრომექანიკური სისტემების დინამიკური მოდელები. მექანიკური ნაწილის მოდელირების საკითხის გადაჭრაში მთლიანი სისტემის სტრუქტურასთან შეთანწყობაში გამოყენებულია აპროქსიმაციულ მოდელებზე გადასვლის ორიგინალური მეთოდოლოგია წარმოსახვით სიხშირეთა მოდიფიცირებული მახასიათებლების გამოყენებაზე.
6. აღნიშნულ ელექტროჰიდრომექანიკურ სისტემებთან მიმართებაში შესწავლილია მკვეთარას გავლით სითხის ხარჯის, წნევის ვარდნის და ჰიდრომრავაში მოხმარებული სითხის რაოდენობის კანონზომიერებები და მათი გათვალისწინებით შემუშავებულია დრეკადრგოლებიანი ორ- და სამმასიანი აპროქსიმაციული მოდელების შემცველი სისტემები, როგორც ბრუნვითი ჰიდროამძრავების და ჰიდროცილინდრების გათვალისწინებით.
გემის კურსისა და მდებარეობის მართვის ელექტროჰიდრომექანიკური სისტემისათვის არაწრფივი დინამიკური მოდელის აგებისას გამოყენებულია ჰიდრო და დრეკადრგოლებიანი მექანიკური ნაწილის

ორიგინალური ურთიერთდამაკავშირებელი მათემატიკური კანონზომიერებები.

7. შემუშავებული მათემატიკური მოდელირებისა და აგრეთვე ცნობილი კვლევების ანალიზი დინამიკური სინთეზის ძირითადი კრიტერიული პარამეტრების გამოვლენის თვალსაზრისით მიგვითითებს საკვლევი სისტემის სინთეზის თეორიის შემუშავების მიზანშეწონილობაზე ცნობილი მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით სინთეზის მეთოდის გამოყენების საფუძველზე. შემოთავაზებულია სინთეზის გამოყენებითი თეორიის აგების ზოგადი სქემა, რომელიც მიმართულია ტექნიკური მაჩვენებლების ოპტიმიზაციისკენ.
8. ავტომატიზირებულ ჩარხებში და რობოტოტექნიკურ სისტემებში ფართოდ გამოყენებული ელექტრომექანიკური სისტემის მიმართ. ჩამოყალიბებულია სინთეზის გამოყენებითი თეორიის აგების ზოგადი სქემა.

ლაპლასის (ან კარსონის) გარდაქმნებში ჩაწერილი რეგულირებადი კოორდინატების გამოსახულებების ხარისხობრივი ანალიზის საფუძველზე დასაბუთებულია აგების შესაძლებლობა და აგებულია რეგულირებადი და რეალიზაციისათვის სასურველი კოორდინატების მიახლოებითი ტოლობის მათემატიკური მოდელები ცალკეული მდგენელების ჯამის სახით, რომლებშიც წრფივი მამრავლების (კოეფიციენტების) სახით წარმოდგენილია განსახილველი სისტემის სინთეზირებადი კრიტერიული პარამეტრები. ამის საფუძველზე განხორციელებულია მრავალპარამეტრული

სინთეზის პროცედურათა მიმდევრობითი რეალიზაცია შემდეგი სქემით: საძიებელ პარამეტრებთან მიმართებაში წრფივი პირობითი და შემდგომ ნორმალური განტოლებების სისტემების შედგენა, დინამიკური მდგრადობის შემდგომი შემოტანით სასურველი კოორდინატების გამოსახულებებში არგუმენტების სახით არსებული დროის მასშტაბური კოეფიციენტის ვარიაციით.

9. მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით სინთეზის თეორიის შემუშავებული ზოგადი სქემის და აგრეთვე რეგულირებადი კოორდინატების სასურველებთან ინტეგრალური მიახლოების შემადგენელი მათემატიკური მოდელების და პროცედურების გამოყენებით იმავდროული მდგრადობის პირობის შემოტანით აგებულია სტრუქტურულ-პარამეტრული სინთეზის ამოცანების ამოხსნის ალგორითმები. საკვლევი მრავალკონტურიანი სისტემების მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით შემუშავებული სინთეზის თეორიის გარკვეული კანონზომიერებების და უტყუარობის გამოვლენისათვის ნაშრომში რეალიზებულია საკვლევი ელექტრომექანიკური სისტემის საანგარიშო გამოკვლევების გარკვეული წრე.

გაანგარიშების შედეგებმა გვიჩვენეს, რომ შემუშავებული თეორია საშუალებას იძლევა ჩავატაროთ სინთეზირებადი პარამეტრების მიზანდასახული შერჩევა, მიღებული შედეგების რაოდენობრივი და ხარისხობრივი თვალსაზრისით კი – გარდამავალი პროცესები სინთეზირებულ სისტემაში საკმაოდ ახლოს არიან სასურველ პროცესებთან.

გამოყენებული ლიტერატურა

1. Вейц В.Л., Коловский М.З., Кочура А.Е. Динамика управляемых машинных агрегатов. М.: Наука, 1984. – 352 с.
2. Михайлов О.П. Автоматизированный электропривод станков и промышленных роботов. М.: Машиностроение, 1990. – 304 с.
3. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики. – М.: Машиностроение, 1979. – 232 с.
4. Проектирование следящих гидравлических приводов летательных аппаратов / А.И. Баженов, Н.С. Гамынин, В.И. Карев и др.; Под ред. Н.С. Гамынина. М.: Машиностроение, 1981. – 312 с.
5. Крытов Б.Г., Рабинович Л.В., Стеблецов В.Г. Исполнительные устройства систем управления летательных аппаратами. М.: Машиностроение. 1987. – 264 с.
6. Фрейдзон И.Р. Судовые автоматизированные электроприводы и системы Л.: Судостроение, 1988. – 472 с.
7. Дружинский И.А. Сложные поверхности: Математическое описание и технологическое обеспечение. Справочник. Л.: Машиностроение, 1985. – 263 с.
8. Дружинский И.А. Методы обработки сложных поверхностей на металлорежущих станках. М.-Л.: Машгиз, 1955.
9. Терехов В.М. Элементы автоматизированного электропривода. М.: Энергоатомиздат, 1987.
10. Справочник по проектированию автоматизированного электропривода и систем управления технологическими процессами. Под ред. В.И. Круповича и др. М.: Энергопривод, 1962.
11. Лебедев А.М., Орлова Р.Т., Пальцев А.В. Следящие электроприводы станков с ЧПУ. М.: Энергоатомиздат, 1988, 223 с.
12. Михайлов О.П. Высокомоментные двигатели для приводов подачи металлорежущих станков. М.: НИИмаш, 1979.
13. Следящие приводы. Под ред. Б.К. Чемоданова. М.: Энергия, 1976, кн. 1; кн, 2.
14. Гамынин Н.С., Каменир Я.А., Коробочкин Б.Л. и др. Гидравлический следящий привод /Под ред. В.А. Лещенко. М.: Машиностроение, 1968. – 564 с.
15. Лещенко В.А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением. М.: Машиностроение, 1975. – 288 с.
16. Алексеева Т.В. Гидропривод и гидроавтоматика землеройно-транспортных машин. М.: Машиностроение, 1960. – 128 с.
17. Кузнечно-штамповочное оборудование / А.Н. Банкетов, Ю.А. Бочаров, Н.С. Добринский и др. М.: Машиностроение, 1982. – 576 с.

18. Баранов В.Н. Электрогидравлические следящие приводы вибрационных машин. М.: Машиностроение, 1988. – 264 с.
19. Хохлов В.А. Электрогидравлический следящий привод. М.: Наука. 1966. – 240 с.
20. Фрейдзон И.Р. Математическое моделирование систем автоматического управления на судах. Л.: Судостроение, 1969.
21. Фрейдзон И.Р. Судовые электромеханизмы. Л.: Судпромгиз, 1988. 256 с.
22. Артоболевский И.И. Теория механизмов. – М.: Наука, 1967. – 720 с. с ил.
23. Артоболевский И.И. Анализ и синтез механизмов. – М.: Машгиз, 1960. – 212 с.
24. Артоболевский И.И. Курс теории механизмов и машин. – М.: Высшая школа, 1975. – 320 с.
25. Артоболевский И.И., Левитский И., Ческудинов С.А. Синтез плоских механизмов. – М.: Физматгиз, 1959. – 1084 с.
26. Артоболевский И.И., Эдельштейн Б.В. Сборник задач по теории механизмов и машин. – М.: Наука, 1975. – 156 с.
27. Добровольский В.В., Артоболевский И.И. Структура и классификация механизмов. – М.: Изд-во А СССР. 1939. – 66 с.
28. Franke R. Eine vergleichende Schalt und Getriebelehre. Neue Wege der Kinematik Munchen n. Berlin, Oldenburg. 1930.
29. Левитский И. Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1979, 252 с.
30. Левитский И. Колебания в механизмах. – М.: 1981. – 276 с.
31. Черкудинов С.А. Синтез плоских шарнирно-рычажных механизмов. Изд. А СССР. 1959.
32. Джабуа Г.А., Езикашвили О.С. Аналитическое определение ускорений звеньев в плоских семизвенных шарнирно-рычажных механизмах.
/Труды Грузинского политехнического института им. В.И. Ленина / № 1, 1975, - 174 с.
33. Тавхелидзе Д.С. Исследование плоских пятизвенных механизмов с двумя степенями подвижности. – Тбилиси, изд. Мецниереба, 1972. – 154 с.
34. Баранов Г.Г. Курс теории механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1975. – 494 с.
35. Кожевников С.И., Есипенко А.И., Раскин Я.М. Механизмы. М.: Машиностроение, 1973. – 584 с., с ил.
36. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уйвер У. Колебания в инженерном деле. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.
37. Цзе Ф.С., Морзе И.Е., Хинка Р.Т. Механические колебания. – М.: Машиностроение, 1966. – 508 с.
38. Юдин В.А., Петроскас Л.В. Теория механизмов и машин. 2-е изд., перераб. и доп. – Высшая школа, 1971. – 403 с.
39. Кудинов В.А. Динамика станков. – М.: 1967. – 356 с.

40. Манжос Ф.М. Деревообрабатывающее оборудование. Машгиз, 1962 – 575 с.
41. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. – М.: Наука, 1980. – 368 с.
42. Диментберг М.Ф. Нелинейные стохастические задачи механических колебаний. – М.: Наука, 1980. – 368 с.
43. Тавхелидзе Д.Д., Аль-Марджи А.Л. К вопросу определения собственных чисел шарнирных механизмов методом динамических жесткостей. Сб. трудов ГПИ им. В.И. Ленина, 1989. – С.7-9.
44. Орурк И.А., Горбатова Г.А., Коновалов А.С. Приближенная машинная оптимизация нелинейных САУ // Приборостроение, 1981, № 2, с. 35-40.
45. Нелинейные задачи динамики и точности машин / Под ред. В.А. Вейца – П., Изд-во Ленинград, Ун-та, 1983. – 335 с.
46. Сергеев С.И. Демпфирование механических колебаний. – М.: Физматгиз, 1959. – 407 с.
47. Пальмов В.А. Колебания упруго-пластических тел. - М.: Наука, 1976. – 327 с.
48. Карташев А.П. Рождественский Б.Л. Обыкновенные дифференциальные уравнения и основы вариационного исчисления. – М.: Наука, 1980. – 287 с.
49. Вейц В.Л., Коловский М.З., Когура А.Е. Динамика управляемых машинных агрегатов. – М.: 1984. – 352 с., с ил.
50. Вейц В.Л., Дондошанский В.К., Чиряев В.И. Вынужденные колебания в металлорежущих станках. – М.: Машгиз, 1989. – 286 с.
51. Коловский М.З. Динамика машин. Л.: Машиностроение, 1989. – 263 с.
52. Тавхелидзе Д.Д., Кобалава Б.Г. Исследование приводного механизма листоукладывателя с учетом влияния динамических характеристик исполнительной системы. Сб. трудов ГПИ им. В.И. Ленина, 1989. – С.5-7.
53. Казак С.А. Динамика мостовых кранов. М.: Машиностроение, 1968, 332 с.
54. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1968. 332 с.
55. Адамия Р.Ш. Оптимизация динамических нагрузок прокатных станов. М.: Metallurgy, 1978. – 232 с.
56. Голубенцев А.Н. Интегральные методы в динамике. Киев.: Техніка, 1967. – 350 с.
57. Вейц В.Л., Дондошанский В.К., Чиряев В.И. Вынужденные колебания металлорежущих станков. – М.-Л. 1959. – 285 с.
58. Красников Ю.Д., Хургин З.Я., Нечаевский В.М. и др. Оптимизация привода выемочных и проходческих машин. М.: Недра, 1983. 264 с.
59. Гидравлический следящий привод / Под ред. В.А. Лешенко. – М.: Машиностроение, 1968. – 564 с., с ил.
60. Герц Е.В., Кребник Г.В. Расчет пневмоцилиндров. Справочное пособие. Б.К. - М.: Машиностроение, 1975. – 272 с., с ил.

61. Хлыпало Е.И. Нелинейные системы автоматического регулирования (Расчет и проектирование) / Под общ. ред. Е.П. Попова. – Л.: Энергия, Ленинград. от-ие, 1967. – 452 с., ил.
62. Вульфсон И.И., Коловский М.З. Нелинейные задачи динамики машин. – Л.: Машиностроение, 1968. – 284 с., ил.
63. Вульфсон И.И. Колебания машин с механизмами циклового действия. – Л.: Машиностроение, 1990. – 309 с.
64. Островский М.Я., Чечурин С.Л. Стационарные модели системы автоматического управления с периодическими параметрами. – Л.: Энергоатомиздат, 1989. – 208 с., ил.
65. Виноградов Е.Е., Котченко В.В., Островский М.Я. Расчет линейных периодических нестационарных систем. В кн.: Сложные системы управления. Л. – Изд-во ЛГУ. 1985. Вып. С.С. 122-129.
66. Воронов А.А. Основы теории автоматического регулирования. Часть II. – Л.: Энергия, Ленинград. отделение, 1965. – 208 с., ил.
67. Красовский А.А., Поспелов Г.С. Основы автоматики и технической кибернетики. – М.-Д.: Госэнергоиздат, 1962. – 600 с., ил.
68. Биссекерский В.А., Попов Е.П. Теория систем автоматического регулирования. – 3-ие изд. – М.: Наука, 1975. – 768 с., ил.
69. Нелинейные системы автоматического управления. / Под общ ред. Е.П. Попова. – М.: Машиностроение, 1979. – 568 с., ил.
70. Кринецкий И.И. Расчет нелинейных автоматических систем. – Киев: Техника, 1968. – 312 с., ил.
71. Орурк И.А. Новые методы синтеза нелинейных и некоторых нелинейных динамических систем. – М.-Л.: Наука, 1965. – 208 с., ил.
72. Анализ и оптимальный синтез на ЭВМ систем управления // Под ред. А.А. Воронова и И.А. Орурка. М.: Наука, 1984. – 344 с.
73. Чупраков Ю.И. Электрогидравлические следящие приводы. М.: МАДИ, 1977. – 88 с.
74. Лещенко В.А. Гидравлические следящие приводы для автоматизации станков. М.: Машгиз, 1962. – 368 с.
75. თ. მჭედლიშვილი, ი. ელერდაშვილი, ო. გოგავა, კ. გვაზავა. ჰიდრავლიკური და ელექტროჰიდრავლიკური მაძლიერებლები და ამბრავები. „ტექნიკური უნივერსიტეტი“, თბილისი, 2008. – 173 გვ
76. Мчедлишвили Т.Ф. Научные основы и прикладные задачи синтеза нелинейных систем приводов по заданным переходным процессам. Тбилиси, Технический университет, 2008. – 273 с.
77. Мчедлишвили Т.Ф. Некоторые вопросы расчета станочных гидравлических следящих систем. – В кн.: Повышение производительности механической обработки. Труды УПИ. Сб. 214, Свердловск, 1974, с. 149-152.

78. Вйзерман М.А., Гантмахер Ф.Р. Об определении периодических режимов в нелинейной динамической системе с кусочно-линейной характеристикой. Прикладная математика и механика, 1956, т. 20, вып. 5, с. 225-233.
79. Ривин Е.И. Динамика приводов станков. М.: Машиностроение, 1966. – 206с.
80. Банах Л.Я. Упрощение расчѐных схем динамических систем. // В кн. Колебания и динамическая прочность элементов машин. М.: Наука, 1976. с. 39-46.
81. Динамика машин и управление машинами / В.К. Асташев, В.И. Бабицкий, И.И. Вульфсон и др. М.: Машиностроение, 1988. 240 с.
82. Казак С.А. Динамика мостовых кранов. М.: Машиностроение, 1968. – 332 с.
83. Mchedlishvili T., Balamtsarashvili Z. To question of dinamic processes and synthesis in drives mechanical systems // Problems of Mechanicm, Tbilisi, 2010, N 1(38), pp. 49-52.
84. Лудченко Е.Ф., Кондрашизин В.Т., Чепуров М.В. Справочник судоводитель. Одесса, Маяк, 1989. – 143 с.
85. Mchedlishvili, Navrosashvili B. To qyestuon of construction of upproxinating models for mechanical systems of drives with elastion joint // Problems of Mechanism. Tbilisi, 2008, N 1(30), pp. 62-66.
86. Мчедлишвили Т.Ф., Гратишвили Г.С., Чубинидзе М.Г. К определению параметров аппоксимационных моделей для сложных многомассовых систем // Транспорт и машиностроение, Тбилиси, 2009, № 1, с. 138-145.
87. Орурк И.А. Анализ нелинейных систем с применением модифицированного метода припасовывания // Изв. вузов электромеханика. 1984, №6, с. 605-611.
88. Мчедлишвили Т.Ф. К вопросу оптимизационных синтеза систем приводов с упругими связями в механической части //Транспорт и машиностроение, Тбилиси, 2007, № 2, с. 3-10.
89. T. Mchedlishvili, B. Navrozashvili, G. Goletiani, G. Gratiashvili. To question of construction of approximating models for mechanical systems of drives with elastic joint || Problems of Mechanics. Tbilisi, 2008, №1(30), pp. 62-66.
90. Мчедлишвили Т.Ф., Гратишвили Г.С., Чубинидзе М.Г., Марсагишвили Г.Р. К определению параметров апроксимационных моделей для сложных многомасовых механических систем// Транспорт и машиностроение, Тбилиси, 2009, №1, с. 138-145
91. Голубенцев А.Н. Интегральные методы в динамике. Киев, 1967, 350с.
92. T. Mchedlishvili, G. Gratiashvili, M. Lomidze, A. Asatiani, L. Ivanishvili. To question of optimizing calculation of multimass of mechanical systems of drives // Problems of Mechanics. Tbilisi, 2008, №2(35) 2009, pp. 24-27.
93. Гамылин Н.С. Гидравлический привод системы управления. М.: Машиностроение, 1972. – 376 с.
94. Мчедлишвили Т.Ф., Кирия В.И., Романадзе И.Р., Голетиани Г.Н. К вопросу динамики электромеханической системы привода с упругими

- звеньями в механической части. Сб. научных трудов международной конференции. «Иновационные технологии и материалы». Тбилиси «Технический университет», 2011. с. 80-91.
95. Мchedlishvili Т.Ф., Marsagishvili Л.Г., Demetrasvili К.Г. К моделированию динамики электрогидромеханической следящей системы с упругими связями в механической части привода // Транспорт и машиностроение, № 2(24). Тбилиси, 2012, с.14-21.
 96. Мchedlishvili Т.Ф. Анализ и синтез электрогидравлических следящих систем / В кн.: Автоматизация техн. процессов в машиностроении. Межвуз. сб. Вып. I, Изд-во УПИ, Свердловск 1977, с. 38-41.
 97. Белов Д.А., Кузин Р.Е. Применение ЭВМ для анализа и синтеза автоматических систем управления. / Под ред. А.В. Етушина. – М.: Энергия, 1979. – 264 с., ил.
 98. Орурк И.А., Осипов Л.А. Синтез параметров нелинейных САУ методов ортогональных проекций // Автоматика и телемеханика, 1978. – с. 5-15.
 99. Мchedlishvili Т.Ф., Бокерия Р.А. К синтезу сложных нелинейных систем регулирования. // Металлорежущие станки. Респ. Межведоственный сборник, вып. 10, Киев.: Техника, 1982. – С. 15-19.
 100. Мchedlishvili Т.Ф. Некоторые вопросы синтеза многосвязной системы приводов манипуляционного робота. // Гидравлические системы металлорежущих станков и промышленных роботов. Межвузовский сборник научных трудов. Изд-во Мосстанкина, М.: 1985. С. 157-178.
 101. Первозванский А.А. Курс теории автоматического управления. М.: Наука, 1986. – 616 с.
 102. Иванов В.А., Медведев В.С., Чемоданов Б.К., Ющенко А.С. Математические основы теории автоматического регулирования. Том. I. М.: Высшая школа. 1977. – 516.
 103. Соколов Н.И. Аналитический метод синтеза линеаризованных систем автоматического регулирования. – М.: Машиностроение, 1986. – 328 с.
 104. Яворский В.Н., Макшанов В.И., Ермалин В.П. Проектирование нелинейных следящих систем с тиристорным управлением исполнительными двигателями. Л.: Энергия, 1978. – 208 с.
 105. Мchedlishvili Т.Ф., Мchedlishvili Н.П. К вопросу оптимизационного синтеза сложных систем регулирования по заданным переходным процессам // Транспорт и машиностроение, № 1. Тбилиси, 2012, с. 22-28.
 106. Мchedlishvili Т.Ф., Бокерия Р.А. К синтезу сложных нелинейных систем регулирования. // Металлорежущие станки. Респ. Межведоственный сборник, вып. 10, Киев.: Техника, 1982. – С. 15-19.
 107. Мchedlishvili Т.Ф., Marsagishvili Л.Г., Zubiashvili Г.М., Balaxadze Д.Д. К вопросу динамики электрогидравлической следящей системы с упругими связями в механической части привода // საერთაშორისო კონფერენცია „21 საუკუნის მეცნიერებისა და ტექნოლოგიების

- განვითარების ძირითადი პარადიგმები“, თბილისი, 19–21.09.2012. ტ.2, გვ. 196–199.
108. Mitoslav Drazdil. The Application of Pressure Reedback for Damppling ot electro-hudraulic servo drives. “Hydraulik Pneumatic power”. October. 1992. p.p. 458-465.
 109. Мчедlishვილი Т.Ф., Мчедlishვილი Н.П. К вопросу оптимизационного синтеза сложных систем регулирования по заданным переходным процессам // Транспорт и машиностроение, № 1. Тбилиси, 2012, с. 22-28. 106 დასახელება ერთხ.
 110. Мчедlishვილი Т.Ф., Тавхелидзе Д.Д., Диасамидзе Т.А., Романадзе И.Р. К вопросу синтеза систем регулирования по заданным переходным процессам // Транспорт и машиностроение, № 1(24). Тбилиси, 2012, с. 81-86.
 111. Мчедlishვილი Т.Ф., Марсаგიшვილი Л.Г., Диасамидзе Т.А., Гвინიაшვილი З.М. К вопросу оптимизационного синтеза электромеханических систем по заданным переходным процессам // საერთაშორისო კონფერენცია „21 საუკუნის მეცნიერებისა და ტექნოლოგიების განვითარების ძირითადი პარადიგმები“, თბილისი, 19–21.09.2012. ტ.2, გვ. 191–195.
 112. Романадзе И.Р., Капанадзе Т.В., Марсаგიшვილი Л.Г., Накашидзе Н.Р., Ткешელაშვილი В.Г. К динамическому синтезу многоконтурной электрогидравлической системы // Транспорт и машиностроение, Тбилиси, № 3(31), 2014. с.15-20.
 113. Мчедlishვილი Т.Ф., Марсаგიшვილი Л.Г., Амკოლადзе Х.М., Бериашვილი Б. К оптимизационному синтезу электрогидромеханических систем с упругими звеньями в механической части // Транспорт и машиностроение, № 3(37), Тбилиси, 2016, с. 25-31.
 114. T. Mhedlishvili, M. Kashibadze, T. Kapanadze, L. Marsagishvili, Kh. Amkoladze. To optimizarion synthesic of Follow-UP Drive with elastic in Mechanical Part || Proceodings Mechanics 2016. The International Scientific Confenerce on Mechanics 2916, Tbilisi, 2016, pp. 105-110.
 115. Петров Б.Н., Соколов Н.И. и др. Системы автоматического управления объектами с переменными параметрами. М.: Машиностроение, 1986. – 256 с.
 116. Гегешидзе Э.И., Мчедlishვილი Т.Ф., Хведелидзе П.Г. Динамический синтез и комплекс организационно-технических решений для повышения эффективности судовых автоматизированных систем. Комитет ИФТоММа Грузии, Тбилиси, 2008. – 329 с.
 117. Хведелидзе П.Г., Тавхелидзе Л.Л., Мчедlishვილი Т.Ф. К синтезу судового автоматизированного электромеханического привода руля // Проблемы механики № 2(23), Тбилиси, 2006. – м. 33-36.

118. Mshedlishvili T.F., Sulawa D.I. In von hydraulischen und elektrohidraulischen Folgesystemen. – 4 Fachtagung Hidraulik und Pneumatik, Magdeburg, 1981, Vortrage. Teil 2.