

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

ირაკლი რომანაძე

საზღვაო გემების ამძრავთა ავტომატიზებული სისტემების
დინამიკური მოდელირება და კვლევა

წარმოდგენილია დოქტორის აკადემიური ხარისხის მოსაპოვებლად

სადოქტორო პროგრამა: მანქანათმცოდნეობა, მანქანათმშენებლობა
და საწარმოო ტექნოლოგიური პროცესები შიფრი 0408

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

თბილისი, 0175, საქართველო

თვე, 2015 წელი

საავტორო უფლება © 2015 წელი, ირაკლი რომანაძე

თბილისი

2015 წელი

სამუშაო შესრულებულია საქართველოს ტექნიკურ უნივერსიტეტში
სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობის ფაკულტეტი
საწარმოო ტექნოლოგიური მანქანების და მექატრონიკის დეპარტამენტი

ხელმძღვანელი: ტ.მ.დ., პროფესორი **თამაზ მჭედლიშვილი**

რეცენზენტები: ტ.მ.კ. ასოც. პროფ.

დაცვა შედგება -----2016— წლის ”---13---” ----02-----, ----- საათზე
საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის სატრანსპორტო და
მანქანათმშენებლობის ფაკულტეტის სადისერტაციო საბჭოს კოლეგიის
სხდომაზე, კორპუსი I, აუდიტორია 617 გ
მისამართი: 0175, თბილისი, კოსტავას 77.

დისერტაციის გაცნობა შეიძლება სტუ-ს ბიბლიოთეკაში,
ხოლო ავტორეფერატისა - ფაკულტეტის ვებგვერდზე

სადისერტაციო საბჭოს მდივანი

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

2015 წელი

ავტორი: რომანაძე ირაკლი

დასახელება: საზღვაო გემების ამპრაავთა ავტომატიზებული

სისტემების დინამიკური მოდელირება და კვლევა

ფაკულტეტი : სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობა

ხარისხი: დოქტორი

სხდომა ჩატარდა: თარიღი

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

ავტორის ხელმოწერა

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

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

რეზიუმე

თანამედროვე გემების და მათი ცალკეული მექანიზმების და მოწყობილობების მუშა პროცესების ავტომატური მართვა წარმოადგენს მათი კონსტრუქციების და ექსპლუატაციის თვისებების სრულყოფის საშუალებას.

თანამედროვე დროში ავტომატიზირებულია და ავტომატიზირდებიან საზღვაო გემების პრაქტიკულად მოწყობილობები, მექანიზმები, ელექტროენერგეტიკის სისტემები, დამხმარე მექანიზმები, გემთწამყვანის სისტემები, სალუზე-მისაბმელი, საბუქსირო და სხვა დანადგარები, რომლებიც შედიან გემის ტექნიკური საშუალებების შემადგენლობაში, იჭრება კომპლექსური ავტომატიზაციის და ტექნიკური საშუალებების მართვის კომპლექსური სისტემების ამოცანები.

გემის კურსისა და მდებარეობის მართვის სისტემები, რომლებიც ახორციელებენ გემთწამყვანის ძირითად ამოცანას, დაკავშირებულს წაყენებული ამოცანის და მოცემული ხარისხობრივი კრიტერიუმების შესაბამისად გემის ზუსტ და უსაფრთხო მართვასთან, თავის მხრივ გემების ავტომატიზირებულ ამძრავთა შორის წარმოადგენენ უმეტესად რთულ მრავალკონტურიან ელექტროჰიდრავლიკურ და ელექტრომექანიკურ ამძრავთა სისტემებს.

ასეთივე რთული სტრუქტურის დინამიკურ სისტემებს მიეკუთვნებიან:

1) მართვის პირდაპირი და არაპირდაპირი მოქმედების რეგულატორებით აღჭურვილი გემის სადიზელო დანადგარების მუხლა ლილვების ბრუნვის სიხშირეთა რეგულირების და აგრეთვე ავტომატიზებული საბუქსირო მოწყობილობების ავტომატური მართვის სისტემები.

ნაშრომის მიზანს წარმოადგენს გემის ლოკალური ავტომატიზებული კურსისა და მდებარეობის მართვის, ძალური დანადგარების მუხლა ლილვების ბრუნვის სიხშირეთა რეგულირების და საბუქსირო მოწყობილობების რთული დინამიკური სისტემების ახალი სქემების, დინამიკური ანალიზისა და სინთეზის მეთოდებისა და მეთოდისების შემუშავება, მიმართული საკვლევი სისტემების ხარისხისა და ეფექტურობის ამაღლებისაკენ.

დასახული მიზნის მიღწევისათვის კვლევის ამოცანებში ჩართულია:

- ამძრავთა საკვლევი სისტემების, მოდელირების, მათი დინამიკური ანალიზისა და სინთეზის მეთოდებისა და მეთოდისების შემუშავების საკითხების თანამედროვე მდგომარეობის ანალიზი და შემდგომი კვლევის ამოცანების ფორმირება;
- გემის მდებარეობისა და კურსის მართვის რთული სტრუქტურის ელექტრომექანიკური სისტემების შემდგომი სტრუქტურული და პარამეტრული ოპტიმიზაციური ამოცანების გადაჭრისათვის საჭირო ძირითადი მეცნიერული მიდგომების ჩამოყალიბება;
- ჩამოყალიბებული მიდგომების გამოყენებით საკვლევი სისტემის დინამიკური სტრუქტურული სქემების, გადამცემი ფუნქციების და

რეგულირებად კოორდინატთა გამოსახულებების აგება, როგორც სინთეზის დასამუშავებელი მეთოდის შემადგენელი ნაწილისა;

- სტრუქტურული და პარამეტრული სინთეზის ძირითადი კანონზომიერებების გამოვლენა და გარდამავალი პროცესების მიხედვით სინთეზის პროცედურათა ჩამოყალიბება;
- გემის მდებარეობისა და კურსის მართვის კონკრეტული სახის მრავალკონტურიანი სისტემების კვლევა, შემუშავებული მეთოდებისა და სისტემების თავისებურებების და ეფექტურობის ხარისხის გამოვლენა;
- გემის ძალური სადიზელო დანადგარის მუხლა ლილვის ბრუნთა სიხშირის რეგულირების რთული სტრუქტურის სისტემის პარამეტრული სინთეზის შემდგომი ამოცანების გადაჭრისაკენ მიმართული ახალი მოდელების შემუშავება;
- გემის საბუქსირო ჯალამბარის ავტომატიზებული მართვის ელექტრომექანიკური სისტემის დინამიკის მათემატიკური მოდელების და დინამიკური სტრუქტურული სქემების აგება დრეკადობის გათვალისწინებით მექანიკურ ნაწილში, დინამიკური ანალიზისა და სინთეზის საკითხების გადაჭრისათვის საჭირო კანონზომიერებების გამოვლენა.

ნაშრომის სამეცნიერო ღირებულება მდგომარეობს:

- ცალკეული მათემატიკური მოდელების, ცალკეული პროცედურების და მეთოდების ანალიზთან და აგებასთან და მთლიანობაში გემის მრავალკონტურიანი კურსისა და მდებარეობის მართვის ამძრავთა მოთვალთვალე სისტემების სინთეზის შემუშავებული ოპტიმიზაციური სინთეზის მეთოდთან მიმართებაში გამოყენებული ახალი მეთოდოლოგიურ მიდგომებში;
- გემის სადიზელო ძალური დანადგარის მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირის რეგულირების სისტემების და საბუქსირო ჯალამბარის ავტომატური მართვის ამძრავთა სისტემების ახალი დინამიკურ მოდელებში და მათი კვლევისათვის საჭირო მეთოდოლოგიურ მიდგომებში.

ნაშრომის პრაქტიკული ღირებულება საკვლევი ამძრავთა სისტემების დინამიკური ანალიზისა და სინთეზის მეთოდები და მეთოდები და კვლევის შედეგები, მიმართული განსაზღვრული გემების ამძრავთა ელექტროჰიდრავლიკური 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 საზღვაო გემების მოწყობილობებში გამოყენებული ავტომატიზებული სისტემების მიმოხილვა. განხილულია გემის კურსისა და მდებარეობის მართვის სისტემებში გამოყენებული მოთვალთვალე სისტემები, კერძოდ ფართოდ გამოყენებული ელექტრო-

ჰიდრავლიკური და ელექტრომექანიკური ამძრავები, გემების დიზელური დანადგარების მუხლა ლილვების ბრუნთა რიცხვის სტაბილიზაციის დინამიკური სისტემები და ამ სისტემათა სტრუქტურული და კონსტრუქციული თავისებურებები.

განალიზებულია გემების საბუქსირო მოწყობილობების აგებასთან და ექსპლუატაციასთან დაკავშირებული საკითხები. აღნიშნულია, რომ ამ სისტემებში ფართო გამოყენება ჰპოვა ამძრავთა ავტომატიზებულმა ელექტრომექანიკურმა სისტემებმა.

ჩატარებულია განხილვადი დინამიკურ სისტემების მოდელირების და კვლევის საკითხები.

ნაშრომის განხილვად ნაწილში განხილულია გემის კურსი და მდებარეობის მართვის სისტემაში ფართოდ გამოყენებული ამძრავები. განხილვადი მრავალკონტურიანი სისტემის დინამიკური მახასიათებლების შემდგომი სრულყოფისათვის შემოთავაზებულია პარამეტრულ-სტრუქტურული სინთეზი დამატებითი პარალელური მაკორექტირებელი რგოლების გამოყენებით.

განხილულია ელექტრომექანიკური სისტემები დრეკადობის გათვალისწინებით მექანიკურ გადაცემებში.

შემოთავაზებულია სისტემათა გარდაქმნილი სტრუქტურული სქემები და მათემატიკური მოდელები, რომლებიც იძლევიან რეგულირებად კოორდინატთა გამოსახულებათა მიღების საშუალებას საძიებელ პარამეტრებთან მიმართ წრფივი დამოკიდებულებების სახით.

ჩამოყალიბებული იქნა სინთეზის მეთოდოლოგია მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით, როგორც ელექტროჰიდრავლიკურ, აგრეთვე ელექტრომექანიკურ სისტემებთან მიმართებაში.

კვლევის ჩამოყალიბებული პროცედურების აპრობაციისათვის ჩატარებული იქნა ელექტროჰიდრავლიკური სისტემების საანგარიშო გამოკვლევები, რომლებმაც გვიჩვენეს საინჟინრო სინთეზის შემუშავებული მეთოდოლოგიის პრაქტიკული ეფექტურობა სასურველ პროცესებთან სიახლოვის მხრივ და აგრეთვე მათი მახასიათებლების შემდგომი სრულყოფის საშუალებების თვალსაზრისით.

გემის დიზელური დანადგარის მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის სტაბილიზაციის დინამიკური სისტემების მოდელებში ცალკეული ფუნქციონალური ელემენტების, კერძოდ მუხლა ლილვიდან სანიჩზე ხრახნამდის არსებული ტრანსმისიის, მოდელების საფუძველზე აგებულია სტრუქტურულად რთული არაპირდაპირი რეგულირების სისტემათა დინამიკის მათემატიკური მოდელები, როგორც ჰიდრომოდულით, აგრეთვე მექანიკურ ტრანსმისიებთან მიმართებაში. დასაბუთებულია მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით ცნობილი სინთეზის მეთოდის გამოყენების მიზანშეწონილობა საკვლევ სისტემათა შემდგომ დინამიკურ გამოკვლევებში.

გემებზე გამოყენებული საბუქსირო ჯალამბარის მარტივ ავტომატიზებული ელექტრომექანიკური სისტემების ცალკეული ფუნქციონალური ელემენტების და მთლიანობაში საკვლევის სისტემის. დინამიკის

მათემატიკური მოდელების შემდგომი სრულყოფის თვალსაზრისით. გამოკვეთილად აღნიშნულია მექანიკური გადაცემების და საბუქსირო გვარლის დრეკადი მახასიათებლების გათვალისწინების მიზანშეწონილობა.

აღნიშნულის გათვალისწინებით შემადგენელი ელემენტების მოდელირებისა და მათი შეთანწყობის საკითხების გათვალისწინებით აგებულია მთლიანი სისტემის დინამიკური მოდელები. მექანიკური ნაწილის მოდელირების საკითხის გადაჭრაში გამოყენებულია მრავალმასიან სისტემიდან ორ და სამმასიან მოდელებზე გადასვლის ორიგინალური მეთოდოლოგია, აგებული წარმოსახვით სიხშირეთა მოდიფიცირებული მახასიათებლების გამოყენებაზე.

აგებულია გარდაქმნილი მოდელები და შემოთავაზებულია დინამიკური კვლევის ორიგონალური მეთოდოლოგია, აგებული რხევითი მდგენელების გამოყოფისა და ანალიზის ორიგონალურ მიდგომებზე.

Abstract

Automatic control of modern ships and their separate mechanisms and devices working processes represents the mean to improve their structures and operation properties.

In modern times, are automated and being automatizing marine ship practically all equipment, machinery, electric power systems, support mechanisms, navigation systems, anchoring, towing and other installations including to the ship's technical facilities, are tasks of complex automation and management of facilities complex systems.

Ship course and location control systems that perform the main task of navigation, relating to according stated task and qualitative criteria for ship's precision and safe control, in turn, the ships automated drives mostly represents complex multi contour electro hydraulic and electro mechanical drive systems.

The same complex dynamic systems include: 1) equipped with the control of direct and indirect action regulators ship Diesel installation with crank shafts rotation frequency regulation as well as automation towel equipment automatic control systems.

The objective of work is the development of ship's local automated course and location control, power plants crank shafts rotational frequency regulation and towing devices complex dynamic systems new schemes, dynamic analysis and synthesis methods and techniques, directed towards improving the quality and effectiveness of systems under study.

For achieving the objective of in tasks of research are included:

- Analysis of the current state of modeling, development of methods and techniques of their dynamic analysis and synthesis of systems under study and formulation of further research tasks;
- Formulation of required for the solution of further structural and parametric optimization tasks of having complex electromechanical structure vessel's location and course control systems basic scientific approaches;
- Due application of formulated approaches construction of dynamic structural schemes of system under study, transmission functions and regulated coordinates expressions, as an integral part of the synthesis method under study;
- Revealing of basic principles of structural and parametric synthesis and accordingly of transition processes the establishment of synthesis procedures;
- Research of vessel's location and course control for specific types multicontour systems, revealing of developed methods and systems features and quality of effectiveness;
- Directed of aimed for the solution of further tasks vessel's diesel power plant crankshaft rotation frequency having complex systems of regulation parametric synthesis development of new models;
- Construction of mathematical models of the dynamics and dynamic structural schemes of vessel towing winch automated control electromechanical system

with taking into account of elasticity in the mechanical part revealing of regularities of required for solution of dynamic the analysis and synthesis issues.

The scientific value of work includes:

- In relation with certain mathematical models, certain procedures and analysis and construction of methods and in overall of the vessel's multicontour course and location control drive follow-up systems synthesis developed optimization synthesis method was applied new methodological approaches;
- Vessel Diesel power plant crankshaft rotational frequency regulation systems and towing winch drive automatic control systems the new dynamical models and required for their research methodological approaches.

Practical value of the work represent in the results of research of dynamic analysis and synthesis methods for drive systems under study, aimed to improving the quality and efficiency of the vessels electrohydraulic systems.

The authenticity of **scientific provisions**, conclusions and recommendations is provided by application of mathematical modeling, scientifically justified methods of structural and parametric synthesis of complex regulation systems.

In the introductory part is justified the urgency of dissertation work. An overview of used in vessels equipment automated systems is carried out. Are considered the applied in vessel's course and location control systems used follow-up systems, in particular, widely used electric-hydraulic or electromechanical drives, vessel's diesel plants crank shafts rotation stabilization dynamic systems and these systems structural and constructive features.

Are analyzed related to vessel's towing devices construction and operation issues. It is noted that in this system are widely used automated electromechanical systems.

Are conducted modeling and research issues of dynamical systems under study.

In the consideration part of work are considered widely used in the vessel's course and location control system drives. For the further improvement of dynamic characteristics of the multi-contour system under study is proposed parametric and structural synthesis with application of the additional corrective links.

The electromechanical systems with taking into account the elasticity in mechanical parts are considered.

Are proposed systems transformed structural schemes and mathematical models that give the possibility to obtain the regulated coordinate expressions related to desired parameters as linear dependencies.

Has been developed the methodology of synthesis according to the given transition processes with respect of electro-hydraulic, as well as electromechanical systems.

For the approbation of research formulated procedures were conducted design studies of electro-hydraulic systems, which demonstrated the effectiveness of practical engineering methodology developed for the synthesis of the desired

processes, as well as its proximity to the further improvement of facilities in terms of their characteristics.

In the vessel's Diesel plant crankshaft rotation stabilizing device dynamic systems models with separate functional elements, in particular based on the models of existing transmission from the crankshaft up to blade shaft, are constructed mathematical models of the structurally complex indirect regulation dynamic systems with respect to hydro-volumetric, as well as mechanical transmissions. Is justified the advisability of application of accordingly of stated transition process in systems under study for further dynamic studies.

For the further improvement dynamic mathematical models for applied in vessel's towing winch ships easy automatic electromechanical systems separate functional elements and the whole system under study. Clearly are marked the advisability of elastic characteristics of manual transmissions and towing cables.

Due taking into account the mentioned with consideration of constituent elements modeling and issues of their linkage are constructed dynamic models of whole system. In solution of mechanical part modeling issue is applied from multi-mass system the original methodology of transition on two and three mass models, based on the application of imaginary frequencies characteristics.

Are constructed transformed models and is proposed original methodology of dynamic research, based on the separation of vibration component and original approaches of analysis.

შინაარსი

შესავალი	15
1. ლიტერატურის მიმოხილვა	19
1.1. გემების ავტომატიზებული სისტემების და ამძრავების მიმოხილვა	19
1.2. დინამიკური სისტემების კვლევის საკითხების მიმოხილვა	42
2. შედეგები და მათი განსჯა	52
2.1. გემის კურსისა და მდგრადობის მართვის სისტემათა მათემატიკური მოდელები და სტრუქტურულ პარამეტრული ოპტიმიზაციური სინთეზის მეთოდოლოგიური კანონზომიერების ჩამოყალიბება	52
2.2. გემის მდებარეობისა და კურსის მართვის ელექტროჰიდრაგულიკური სისტემის სტრუქტურულ-პარამეტრული სინთეზის ამოცანების გადაჭრა	69
2.2.1. სინთეზის მეთოდის შემუშავება წარმოსახვით სიხშირეთა მახასიათებლების გამოყენებით	69
2.2.2. გარდაქმნილი სტრუქტურული სქემების, გადამცემის ფუნქციების და სინთეზის პროცედურების კანონზომიერებების დამუშავება	72
2.3. გემის მდებარეობისა და კურსის მართვის ელექტროჰიდრაგულიკური სისტემის დინამიკური სინთეზი და გარდამავალი პროცესების ანალიზი	76
2.4. გემის მდებარეობისა და კურსის მართვის ელექტრომექანიკური სისტემების სტრუქტურული სქემების აგება და სინთეზის მეთოდოლოგიის ჩამოყალიბება	88
2.5. სადიზელო ძალური დანადგარების მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის რთული სტრუქტურის ავტომატური რეგულირების სისტემის მათემატიკური მოდელირება და კვლევის ამოცანების ჩამოყალიბება	95
2.6. გემის საბუქსირო ჯალამბარის მართვის ავტომატიზებული ელექტრომექანიკური ამძრავის მათემატიკური მოდელირება დინამიკური ანალიზი	109
2.6.1. საბუქსირო ჯალამბარის ავტომატიზებული ამძრავის დინამიკური მოდელირება	109

2.6.2. საბუქსირო გვარლის დაჭიმულობის ძალვის სტაბილიზაციის სისტემის მოდელირება	121
2.6.3. დინამიკური კვლევების ჩატარება	126
3. დასკვნები	133
გამოყენებული ლიტერატურა	137

ნახაზების ნუსხა

ნახ. 1. გემის კურსის ავტომატური სისტემის ფუნქციონალური სქემა	22
ნახ. 2. სამი პარამეტრის მიხედვით მართვის რეალიზაციის ფუნქციონალური სქემა	24
ნახ. 3. სატუმბო აგრეგატის პრინციპული სქემა	26
ნახ. 4. ჰიდრავლიკური მანქანის ნახევრადკონსტრუქციული სქემა	27
ნახ. 5. გემის კურსის ელექტროჰიდრავლიკური ავტომატური სისტემის ფუნქციონალური სქემა	29
ნახ. 6. გემის კურსის მართვის ავტომატური სისტემის ფუნქციონალური სქემა	30
ნახ. 7. გემის კურსის მართვის ავტომატური სისტემის ელექტრო- მექანიკური სისტემის ფუნქციონალური სქემა	31
ნახ. 8. მუდმივი დენის ელექტროძრავა დამოუკიდებელი აგზნებით	33
ნახ. 9. გადამცემი მექანიზმის სექტორული გადაცემით	35
ნახ. 10. დიზელური სანიჩბავი მოწყობილობის სქემა	36
ნახ. 11. ტურბოგენერატორული სანიჩბევი მოწყობილობის სქემა	37
ნახ. 12. ჰიდროენერგეტიკული დანადგარის სქემა	38
ნახ. 13. ავტომატური რეგულირების სისტემის ფუნქციონალური სქემა	39
ნახ. 14. საბუქსირო ჯალამბარის ავტომატური მართვის ელექტრომექანიკური სისტემის სქემა	40
ნახ. 15. სტრუქტურული სქემა	53
ნახ. 16. ფუნქციონალური სქემები ა - კურსის მართვის სისტემა; ბ - საჭის მართვის მოთვალთვალე სისტემა	58
ნახ. 17. გემის კურსის მართვის სისტემის სტრუქტურული სქემა	60
ნახ. 18. გარდაქმნილი სტრუქტურული სქემა	62
ნახ. 19. რეგულირების ოპტიმალური სისტემის სქემა	64
ნახ. 20. გარდაქმნილი სტრუქტურული სქემა	73
ნახ. 21. სისტემის საგნობრივი სიხშირული მახასიათებლები: $1 - z_m = 1,0, 2 - z_m = 0,6, 3 - z_m = 0,4$	86
ნახ. 22. სინთეზის შედეგად მიღებული დამოკიდებულებები: $1 - k_{\psi}(z_m), 2 - k_{\psi}(z_m), 3 - K_{\alpha}(z_m)$	87

ნახ. 23. სინთეზის შედეგად მიღებული დამოკიდებულებები: 1 – $K_y(z_m)$, 2 – $K_{\dot{y}}(z_m)$, 3 – $K_{ou\phi}(z_m)$, 4 – $K_{uum}(z_m)$	87
ნახ. 24. გარდამავალი პროცესების მრუდები	88
ნახ. 25. სისტემის სტრუქტურული სქემა	89
ნახ. 26. გარდაქმნილი სტრუქტურული სქემა	95
ნახ. 27. კომბინირებული დიზელის სქემა ცალმხრივი ავტონომიური ტურბო	96
ნახ. 28. ერთსაფეხურიანი ტურნოდამბერიანი კომბინირებული დიზელის ფუნქციონალური სქემის ელემენტები	97
ნახ. 29. ძრავების ფუნქციონალური სქემები	99
ნახ. 30. არაპირდაპირი მოქმედების ავტომატური მარეგულირებლების სქემები უკუ კავშირების გარეშე	101
ნახ. 31. არაპირდაპირი მოქმედების ავტომატური რეგულირების სქემა	101
ნახ. 32. ელექტრომექანიკური ამძრავის ფუნქციონალური სქემა	110
ნახ. 33. სტრუქტურული სქემა	116
ნახ. 34. სტრუქტურული სქემა	119
ნახ. 35. გარდაქმნილი სტრუქტურული სქემა	120
ნახ. 36. სტრუქტურული სქემა	121
ნახ. 37. სტრუქტურული სქემა	121
ნახ. 38. ფუნქციონალური ბლოკ-სქემა	121
ნახ. 39. სტრუქტურული სქემა	122
ნახ. 40. სტრუქტურული სქემა	125
ნახ. 41. სტრუქტურული სქემა	127
ნახ. 42. სტრუქტურული სქემა	129
ნახ. 43. სტრუქტურული სქემა	130

შესავალი

საზღვაო ტრანსპორტის ეკონომიკური ეფექტურობის ამაღლების თანამედროვე ტენდენციები მჭიდროდაა დაკავშირებული სატვირთო და სამგზავრო გადაზიდვების მართვის შემდგომი სრულყოფის საკითხებთან, სამეცნიერო-ტექნიკური პროგრესის – ახალი ტექნიკის, ტექნოლოგიების, სამუშაოთა ორგანიზაციის მოწინავე მეთოდების მიღწევათა ფორსირებულ დანერგვასთან.

თავის მხრივ ტექნიკური სრულყოფის საფუძველს შეადგენს შრომატევადი საწარმოო პროცესების მექანიზაციისა და ავტომატიზაციისათვის განკუთვნილი ახალი მოწყობილობები და მათი ექსპლუატაციის ახალი ეფექტური ტექნოლოგიური პროცესები.

თანამედროვე გემების და მათი ცალკეული მექანიზმების და მოწყობილობების მუშა პროცესების ავტომატური მართვა წარმოადგენს მათი კონსტრუქციების და ექსპლუატაციის თვისებების სრულყოფის საშუალებას.

გემის ტექნიკური საშუალებების თანამედროვე კომპლექსური მართვის სისტემა თავის მხრივ წარმოადგენს მართვის სისტემით გაერთიანებული ურთიერთდაკავშირებული ლოკალური სისტემების ერთობლიობას.

გემის ტექნიკური საშუალებების მართვის კომპლექსური სისტემის აგების საფუძველზე კომპლექსური ავტომატიზაციის განხორციელებისას მნიშვნელოვნად მაღლდება გემის ავტომატიზირებული ამძრავების და სისტემების როლი.

თანამედროვე დროში ავტომატიზირებულია და ავტომატიზირდებიან პრაქტიკულად ყველა მოწყობილობები, მექანიზმები, ელექტროენერგეტიკის სისტემები, დამხმარე მექანიზმები, გემთწამყვანის სისტემები, საღუბე-მისაბმელი, საბუქსირო და სხვა დანადგარები, რომლებიც შედიან გემის ტექნიკური საშუალებების შემადგენლობაში, იჭრება კომპლექსური ავტომატიზაციის და ტექნიკური საშუალებების მართვის კომპლექსური სისტემების ამოცანები.

გემების სისტემების ავტომატიზაციის ხარისხის ამაღლება, რაც იწვევს ამძრავთა მიერ შესასრულებელ ფუნქციათა გართულებას, სიზუსტის და საიმედოობის მხრივ, პროექტირებისას თხოულობს უფრო ზუსტ და სრულ გაანგარიშებებს და დაკავშირებულია სხვადასხვა სახის ოპტიმიზაციური ამონახსნების მოძიებასთან შესამუშავებელი სისტემის კონსტრუქციული პარამეტრების და სტრუქტურის შერჩევის არეში.

გემის კურსისა და მდებარეობის მართვის სისტემები, რომლებიც ახორციელებენ გემთწამყვანის ძირითად ამოცანას, დაკავშირებულს წაყენებული ამოცანის და მოცემული ხარისხობრივი კრიტერიუმების შესაბამისად გემის ზუსტ და უსაფრთხო მართვასთან, თავის მხრივ გემების ავტომატიზირებულ ამძრავთა შორის წარმოადგენენ უმეტესად რთულ მრავალკონტურიან ელექტროჰიდრავლიკურ და ელექტრომექანიკურ ამძრავთა სისტემებს.

ასეთივე რთული სტრუქტურის დინამიკურ სისტემებს მიეკუთვნებიან:

1) მართვის პირდაპირი და არაპირდაპირი მოქმედების რეგულატორებით აღჭურვილი გემის სადიზელო დანადგარების მუხლა ლილვების ბრუნვის სიხშირეთა რეგულირების და აგრეთვე ავტომატიზებული საბუქსირო მოწყობილობების ავტომატური მართვის სისტემები.

ნაშრომის მიზანს წარმოადგენს გემის ლოკალური ავტომატიზებული კურსისა და მდებარეობის მართვის, ძალური დანადგარების მუხლა ლილვების ბრუნვის სიხშირეთა რეგულირების და საბუქსირო მოწყობილობების რთული დინამიკური სისტემების ახალი სქემების, დინამიკური ანალიზისა და სინთეზის მეთოდებისა და მეთოდიკების შემუშავება, მიმართული საკვლევ სისტემების ხარისხისა და ეფექტურობის ამაღლებისაკენ.

დასახული მიზნის მიღწევისათვის კვლევის ამოცანებში ჩართულია:

– ამძრავთა საკვლევ სისტემების, მოდელირების, მათი დინამიკური ანალიზისა და სინთეზის მეთოდებისა და მეთოდიკების შემუშავების საკითხების თანამედროვე მდგომარეობის ანალიზი და შემდგომი კვლევის ამოცანების ფორმირება;

- გემის მდებარეობისა და კურსის მართვის რთული სტრუქტურის ელექტროჰიდრავლიკური და ელექტრომექანიკური სისტემების შემდგომი სტრუქტურული და პარამეტრული ოპტიმიზაციური ამოცანების გადაჭრისათვის საჭირო ძირითადი მეცნიერული მიდგომების ჩამოყალიბება;
- ჩამოყალიბებული მიდგომების გამოყენებით საკვლევ სისტემის დინამიკური სტრუქტურული სქემების, გადამცემი ფუნქციების და რეგულირებად კოორდინატთა გამოსახულებების აგება, როგორც სინთეზის დასამუშავებელი მეთოდის შემადგენელი ნაწილისა;
- სტრუქტურული და პარამეტრული სინთეზის ძირითადი კანონზომიერებების გამოვლენა და გარდამავალი პროცესების მიხედვით სინთეზის პროცედურათა ჩამოყალიბება;
- გემის მდებარეობისა და კურსის მართვის კონკრეტული სახის მრავალკონტურიანი სისტემების კვლევა, შემუშავებული მეთოდებისა და სისტემების თავისებურებების და ეფექტურობის ხარისხის გამოვლენა;
- გემის ძალური სადიზელო დანადგარის მუხლა ლილვის ბრუნთა სიხშირის რეგულირების რთული სტრუქტურის სისტემის პარამეტრული სინთეზის შემდგომი ამოცანების გადაჭრისაკენ მიმართული ახალი მოდელების შემუშავება;
- გემის საბუქსირო ჯალამბარის ავტომატიზებული მართვის ელექტრომექანიკური სისტემის დინამიკის მათემატიკური მოდელების და დინამიკური სტრუქტურული სქემების აგება დრეკადობის გათვალისწინებით მექანიკურ ნაწილში, დინამიკური ანალიზისა და სინთეზის საკითხების გადაჭრისათვის საჭირო კანონზომიერებების გამოვლენა.

ნაშრომის სამეცნიერო ღირებულება მდგომარეობს:

- ცალკეული მათემატიკური მოდელების, ცალკეული პროცედურების და მეთოდიკების ანალიზთან და აგებასთან და მთლიანობაში გემის

მრავალკონტურიანი კურსისა და მდებარეობის მართვის ამრავთა მოთვალთვალე სისტემების სინთეზის შემუშავებული ოპტიმიზაციური სინთეზის მეთოდთან მიმართებაში გამოყენებულ ახალი მეთოდოლოგიურ მიდგომებში;

- გემის სადიზელო ძალური დანადგარის მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირის რეგულირების სისტემების და საბუქსირო ჯალამბარის ავტომატური მართვის ამრავთა სისტემების ახალი დინამიკურ მოდელებში და მათი კვლევისათვის საჭირო მეთოდოლოგიურ მიდგომებში.

ნაშრომის პრაქტიკული ღირებულებაა საკვლევი ამრავთა სისტემების დინამიკური ანალიზისა და სინთეზის მეთოდები და მეთოდიკები და კვლევის შედეგები, მიმართული განსაზღვრული გემების ამრავთა ელექტროჰიდრავლიკური სისტემების ხარისხისა და ეფექტურობის ამაღლებისაკენ.

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

1. ლიტერატურის მიმოხილვა

1.1. გემების ავტომატიზებული სისტემების და ამძრავების მიმოხილვა

ტექნიკური საშუალებების ერთობლიობას, რომლებიც ასრულებენ კონკრეტულ ტიპობრივ ფუნქციას, უწოდებენ გემის ტექნიკური საშუალებების ფუნქციონალურ კომპლექსს (ტ.ს.ფ.კ.). უმრავლესად ტ.ს.ფ.კ.–ას აუცილებელ შემადგენელ ელემენტს წარმოადგენენ გემის ავტომატიზირებული ამძრავები (გაა), რომლებიც განახორციელებენ მექანიკური გაძლიერების, (ტ.ს.ფ.კ)–ს შემსრულებელი მექანიზმებისა და ორგანოების პოზიციური გადაადგილებების და მოძრაობების ფუნქციებს. (გ.ა.ა)–ს დაყავთ კონკრეტულ ფიზიკურ შესრულებამდე მართვის სიგნალები და განსაზღვრავენ (ტ.ს.ფ.კ)–ს სტრუქტურასა და ხარისხობრივ მახასიათებლებს, დამოკიდებულებებს გამოყენებული (გ.ა.ა) ტიპის საიმედოობაზე, სწრაფქმედებაზე და სიზუსტეზე [1–3].

ეს განისაზღვრება იმით, რომ გემის მართული ობიექტები (მ.ო.) წარმოადგენენ დინამიკურ სისტემებს, რომელთა მახასიათებლები და პარამეტრების მნიშვნელობები იცვლება გარეშე ზეგავლენის შედეგად. ამ ობიექტებს არ შეუძლიათ შეეწინააღმდეგონ მოცემული ზემოქმედებების გავლენას, რის შედეგადაც წარმოიშვება (გ.ა.ა)–ს გამოყენების აუცილებლობა.

გემის ავტომატიზირებული ამძრავის მართვის სისტემა (მ.ს.გ.ა.ა) არის (გ.ა.ა)–ს შემადგენელი ნაწილი, რომელიც უზრუნველყოფს სიჩქარით მართვას ან მართვას (გ.ა.ა)–ს მოთვალთვალე ამძრავით. განასხვავებენ ავტომატიზაციის ხუთ დონეს, რომელთაგანაც უმაღლესები ითვალისწინებენ ისეთ მართვის ავტომატიზირებულ სისტემებს, რომლებიც აყალიბებენ გემის მართვის ზოგად სტრატეგიას, მთლიანად მთელი გემის სისტემის კომპლექსური ავტომატიზაციის საფუძველზე.

კომპლექსური ავტომატიზაცია ითვალისწინებს გადასვლას ტექნიკური საშუალებების ცალკეული ფუნქციონალური კომპლექსების ავტომატიზაცია–ციიდან გემის ტექნიკური საშუალებების მართვის კომპლექსური სისტემების

შექმნისაკენ, რომლებიც აერთიანებს მართვის ლოკალურ სისტემებს ერთ მთლიანში მათი ერთობლივი მუშაობის ოპტიმალური რეჟიმების უზრუნველსაყოფად.

გემის ტექნიკური საშუალებების მართვის კომპლექსური სისტემების აგების საფუძველზე გაცილებით იზრდება გემის ავტომატიზირებულ ამძრავთა როლი.

ავტომატურ სისტემათა შორის აღსანიშნავია გემის მდებარეობისა და კურსის მართვის სისტემა [1, 2].

გემის მდებარეობისა და კურსის მართვის სისტემები, უზრუნველყოფენ მისი მართვის ძირითადი ამოცანის შესრულებას, რომელიც მდგომარეობს დადგენილი ხარისხის კრიტერიუმებისა და დასმული ამოცანის შესაბამისად გემის ზუსტ და უსაფრთხო მოძრაობის მართვაში.

გემის კურსისა და მდებარეობის მართვის სისტემები უზრუნველყოფენ შემდეგი ამოცანების შესრულებას: 1) გემის მოძრაობის მართვა მოცემულ მარშრუტით და მინიმალური საექსპლუატაციო დანახარჯებით; 2) გემის მოცემულ წერტილში შეკავება; 3) გემის მოცემულ ტრაექტორიაზე ან პროფილის ხარჯზე შეკავება; 4) გემის სახიფათო ობიექტებისაგან განრიდება და სხვ. [1, 6].

ზემოხსენებული ამოცანათა გადაჭრის ეფექტურობა დამოკიდებულია მხოლოდ გემის მდებარეობისა და კურსის მართვის კომპლექსურ ავტომატიზაციის პირობაზე. ეს გვაძლევს ოპერატორის მართვის კონტურიდან გამორიცხავს აღნიშნული ქმედებების, გემის მოძრაობის მართვის და ინფორმაციის შეგროვება დამუშავების ოპერაციების მთლიანად კომპლექსური მართვის სისტემისათვის გადაცემის საშუალებას, რაც თავის მხრივ გამორიცხავს სუბიექტურ შეცდომებს ზრდის გემის ცურვის უსაფრთხოებას და უზრუნველყოფს მისი მოძრაობის მართვის ოპტიმალურობას. ოპტიმალურობის კრიტერიუმების სახით, შესაძლოა მიჩნეულ იქნას უსაფრთხოების კრიტერიუმები - მინიმალური გადახრა პროგრამული მოძრაობიდან, ეკონომიკური კრიტერიუმი - მინიმალური საშუალო კვადრატული ცდომილება კურსზე და სხვ.

ავტომატიზაციის მოცულობის განსაზღვრა, თავის მხრივ წარმოადგენს ამოცანას, რომელიც საჭიროებს ოპტიმიზაციას. მოცულობის დადგენა უნდა სდებოდეს ყველა სახის გემისათვის, მიუხედავად მათი დანიშნულებისა და ცურვის პირობებისა.

გემის მანევრირების რეჟიმში, მისი შემობრუნების უზრუნველსაყოფად აუცილებელია საჭის დიდი კუთხით მობრუნება და მისი ამ მდებარეობაში შეკავება. ამ დროს საჭეზე მოქმედებამ დატვირთვები, რომელთა დასაძლევად საჭიროა საკმაოდ დიდი მომენტის შექმნა საჭის მექანიზმზე, განსაკუთრებით გემის მაქსიმალური სიჩქარით სვლის დროს. საჭის გადაკეცვის კუთხე მისი გადაკეცვის დროს ბორტიდან ბორტზე შეადგენს და უნდა შეადგენდეს არა უმეტეს 28 სმ. მანევრირების რეჟიმი განსაზღვრავს სისტემის მუშაობას საჭის გადაკეცვის და მაქსიმალური დატვირთვების მომენტთა თვალსაზრისით, რომელთა მიმართებითაც ხორციელდება საშემსრულებლო ძრავის ბრუნვის სიხშირისა და სიმძლავრის შერჩევა. ამასთან აუცილებელია გავითვალისწინოთ მცირე დიამეტრის ცირკულირებისას საყრდენი მომენტის წარმოქმნის შესაძლებლობა.

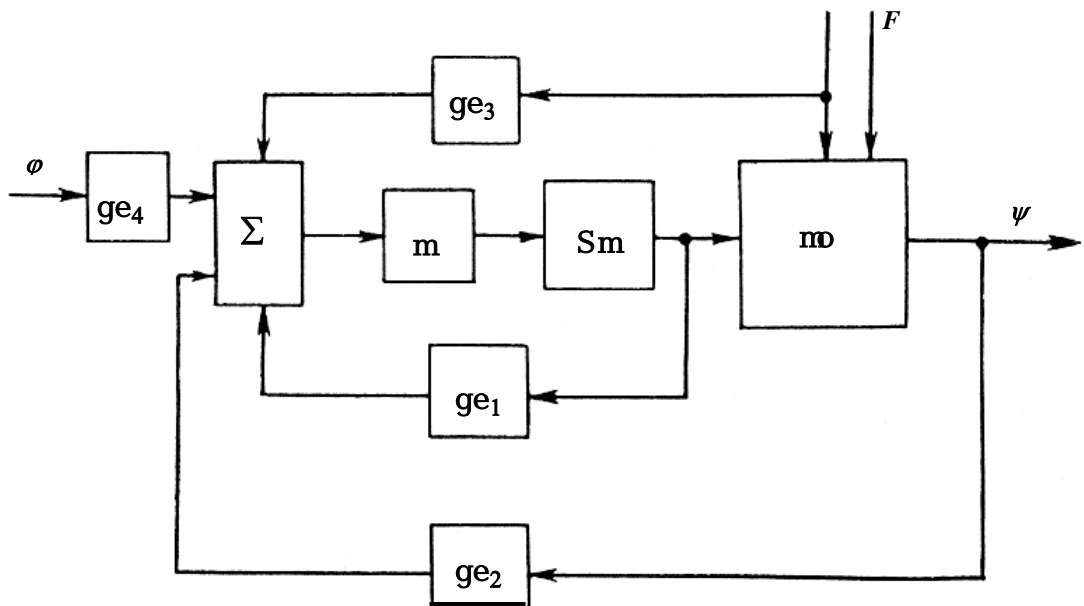
მოცემულ კურსზე გემის შენარჩუნების რეჟიმში მისი მდგრადობის უზრუნველსაყოფად, როგორც გამოცდების შედეგებმა ცხადყო, აუცილებელია საჭის ხშირად გადაკეცვა. საჭის 4-6° მოძრაობის დიაპაზონში, ამძრავის ჩართვის რიცხვი ხელით მართვის დროს შეადგენს 400-მდე საათში, ხოლო რიგი ფაქტორებიდან გამომდინარე ავტომატური მართვის დროს 1500-მდეც კი ადის. განსახილველი რეჟიმი გარდამავალი პროცესებისა და გადახურების პირობის თვალსაზრისით განსაზღვრავს ამძრავის მუშაობას.

საჭის მართვის მოთვალთვალე რეჟიმი - საჭის მდგომარეობის ცვლილება, საჭის მართვის ორგანოზე ზემოქმედების მოხდენის გზით.

ავტომატური მართვის რეჟიმი, რომელიც მოიცავს: სტაბილიზაციის რეჟიმს – გემის ავტომატურ შენარჩუნებას კურსზე, – ავტომატური მანევრირების რეჟიმს – გემის მოთვალთვალე მართვას; პროგრამული მართვის რეჟიმს – კურსის ცვლას წინასწარ მოცემული კანონის მიხედვით;

საჭის მოთვალთვალე მართვის რეჟიმი – საჭის მდებარეობის ცვლა, რომელიც ხორციელდება მმართველ ორგანოზე (შტურვალზე) მოცემული ზემოქმედებით.

უაღრესად განზოგადოებული სახით გემის კურსის ავტომატური მართვის სისტემა შესაძლოა წარმოდგენილი იქნას ნახ. 1 მოყვანილი ფუნქციონალური სქემით, სადაც მო – მართვის ობიექტი (გემი); შმ – შემსრულებელი მექანიზმი; მ – მამლიერებელი; Σ – შემაჯამებელი მოწყობილობა, გე₁ – გარდამქმნელი მოწყობილობა საჭის მდებარეობის მიხედვით უკუკავშირის ჯაჭვში; გე₂ – გარდამქმნელი მოწყობილობა მთავარი უკუკავშირის ჯაჭვში; გე₃ – გარდამქმნელი მოწყობილობა შემაშფოთებელი ზემოქმედების ჯაჭვში; გე₄ – გარდამქმნელი მოწყობილობა მოცემული ზემოქმედების ჯაჭვში; φ – შემომავალი ზემოქმედება; F – გარე შემაშფოთებელი ზემოქმედება.



ნახ. 1. გემის კურსის ავტომატური სისტემის ფუნქციონალური სქემა

გემის კურსის მართვის სისტემა შედგება მართვის ორი კონტურისაგან. საჭის ფრთის მობრუნების კუთხე გემის დიამეტრალურ სიბრტყეში α არის სამართავი სიდიდე. მიმწოდებელი ზემოქმედებაა მოცემული კურსის მიმართ გადახრის კუთხე ($\psi - \varphi$). თავის მხრივ კუთხე α ასრულებს

მიმწოდებელ ზემოქმედებას მართვის მეორე კონტურისათვის, რომლის მართვის ობიექტს წარმოადგენს გემი და სამართავი სიდიდეა კურსის კუთხე ψ .

ორი გარე ზემოქმედება ცვლის მართვის ობიექტის (გემის) რეჟიმს: მიმწოდებელი ზემოქმედება ϕ , მოდებული სისტემის შესასვლელზე, და შემაშფოთებელი ზემოქმედება F , მოდებული მართვის ობიექტზე.

თუ სისტემა მუშაობს საჭის მოთვალთვალე მართვის რეჟიმში მთავარი უკუკავშირი და შეშფოთების ჯაჭვის კავშირი გამოირიცხებიან და მართვის ობიექტად ხდება საჭე.

სადღეისოდ გემის კურსის მართვის სისტემები აგებულნი არიან გადახრის პრინციპზე. ამ შემთხვევაში მართვა ხორციელდება ერთდროულად რამდენიმე პარამეტრით, კონკრეტულად კი: კურსის მიმართ გემი გადახრის კუთხით $\Delta\psi$, ამ გადახრის კუთხის წარმოებულით $\frac{d(\Delta\psi)}{dt}$ და ამ კუთხის ინტეგრალით $\int \Delta\psi dt$. ამიტომ ზოგადი სახით მართვის კანონი შეიძლება ჩაიწეროს როგორც

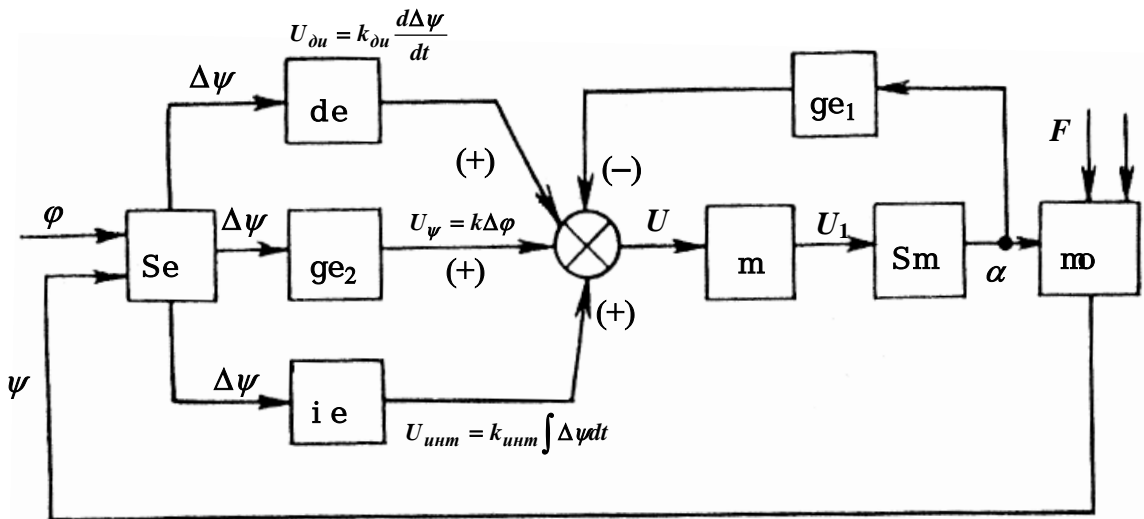
$$\alpha = f \left[\Delta\psi, \frac{d(\Delta\psi)}{dt}, \int \Delta\psi dt \right].$$

პრაქტიკაში გამოყენება ჰპოვა მართვის სხვადასხვა კანონმა. უმარტივესია პროპორციული მართვა $\alpha = f(\Delta\psi)$. მაგრამ სუფთა სახით ეს მართვის კანონი არ გამოიყენება, რადგანაც იგი უმეტეს შემთხვევაში არ აკმაყოფილებს წარდგენილ მოთხოვნებს სისტემის მუშაობის სიზუსტისა და მდგრადობის მხრივ.

მართვის კანონში კურსიდან გემის გადახრის სიჩქარის $\frac{d(\Delta\psi)}{dt}$ პროპორციული სიგნალის შემოტანა მნიშვნელოვნად ამაღლებს მთლიანი სისტემის სწრაფქმედებას და მდგრადობის მარაგს, საშუალებას იძლევა გავზარდოთ კურსზე გემის დაჭერის დინამიკური სიზუსტე.

მართვის კანონში შემოტანილი მესამე პარამეტრი $\int \Delta\psi dt$ საშუალებას იძლევა შევინარჩუნოთ გემის მოძრაობის მიმართულება მუდმივი შემდგენის მქონე შეშფოთებების დროს.

ნახ. 2 მოცემულია ფუნქციონალური სქემა, რომელიც ახორციელებს მართვის კანონს სამი პარამეტრის მიხედვით. სქემაზე შემოტანილია შემდეგი პირობითი აღნიშვნები: $\Delta\psi$ – მოცემული კურსიდან გემის გადახრის კუთხე; შე – შედარების ელემენტი; დე – მადიფერენცირებული ელემენტი; იე – მაინტეგრირებელი ელემენტი; მ – მაძლიერებელი; მო – მართვის ობიექტი; გე – გარდამქმნელი ელემენტი (საჭე+წყალი+გემის კორპუსი).



ნახ. 2. სამი პარამეტრის მიხედვით მართვის რეალიზაციის ფუნქციონალური სქემა

გემის გადახრისას მოცემული კურსის მიმართ შემაჯამებელი ელემენტის Σ შესასვლელზე წარმოიშვება ძაბვა, პროპორციული სამი პარამეტრისა:

$$U_{\psi} = k_{\psi} \Delta\psi ;$$

$$U_{\delta\psi} = k_{\delta\psi} \frac{d(\Delta\psi)}{dt} ;$$

$$U_{uum} = k_{uum} \int \Delta\psi dt .$$

საჭის გადალაგებისთან ერთდროულად შემაჯამებელ ელემენტზე შემოდის უკუკავშირის სიგნალი, პროპორციული გემის გადალაგების კუთხისა

$$U_p = k_p \alpha .$$

უკუკავშირის U_p სიგნალი ყოველთვის არის მართვის ძირითადი სიგნალის ძაბვის უკუფაზაში. ასეთი მიდგომით გემის კურსის მიმართ გადახრის პროცესში ჯამური ძაბვა U , მამლიერებლის შესასვლელზე, უდრის

$$U_{\psi} + U_{\text{დაფ}} + U_{\text{sum}} - U_p .$$

ძაბვის U_{sum} ნიშანი არ არის დამოკიდებული გადახრის მიმართულებაზე ყოველ გარკვეულ მომენტში და განისაზღვრება ასიმეტრიული გადახრების ხასიათით.

თუ რომელიმე შეშფოთების შედეგად გემი ისევე დაიწყებს გადახრას და გემის კუთხური სიჩქარე გაიზრდება ძაბვა $U_{\text{დაფ}}$ ასევე გაიზრდება, რაც განაპირობებს საჭის მეორად გადალაგებას. როდესაც გემი გადალაგებული საჭის ზემოქმედებით დაიწყებს მოცემულ კურსზე დაბრუნებას, შეიცვლება $U_{\text{დაფ}}$ სიგნალი, U_{ψ} სიგნალი კიდევ შემცირდება სიდიდით.

აღნიშნულია, რომ გემის კურსის მართვის სისტემებში, ფართო გამოყენება ჰპოვეს ელექტროჰიდრავლიკურმა ასევე ელექტრომექანიკურმა ამძრავებმა [1, 2–4].

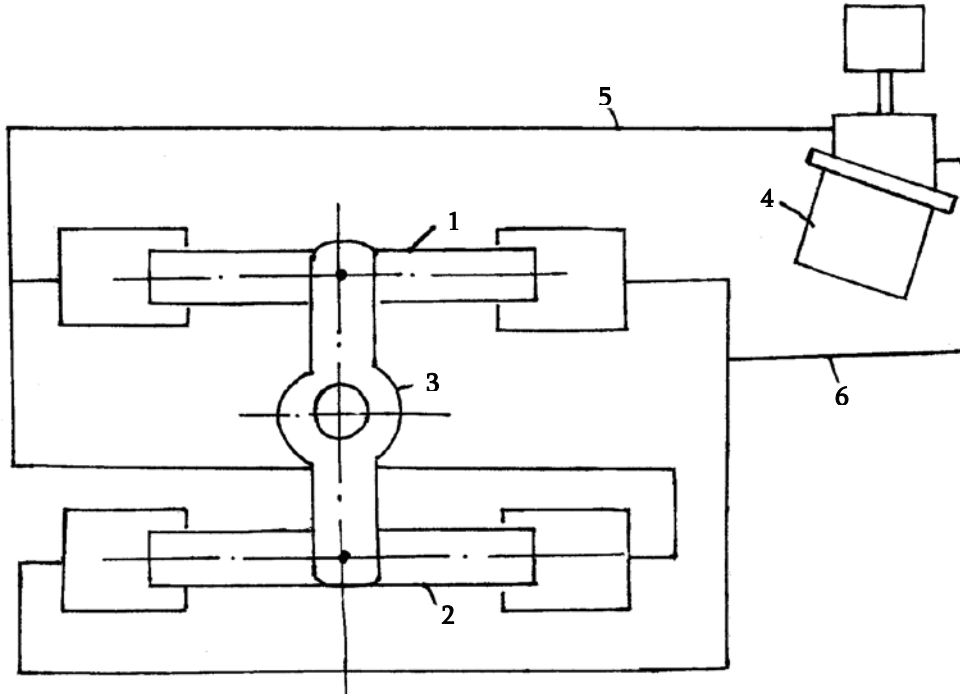
გემების ელექტროჰიდრავლიკურ სისტემებში ყველაზე გავრცელებულებს განეკუთვნებიან ჰიდროამძრავთა სისტემები შემსრულებელი კასკადებით: ცვალებადი წარმოებადობის ტუმბო – ჰიდრავლიკური მანქანის დგუმები და მუდმივი წარმოებადობის ჰიდროტუმბო – დგუმი ელექტრული უკუ კავშირით.

ჰიდრავლიკური მანქანისა სქემა მოცემულია ნახ. 3.

უკანასკნელი შესდგება: ძალური ჰიდროცილინდრებისაგან ყვინთებად 1 და 2, გადამწოდი მექანიზმისაგან 3 ყვინთიდან საჭის რუმპელზე და ბალერზე, ტუმბოს აგრეგატისაგან, ტუმბოს ამძრავის ელექტროძრავისაგან 4, ჰიდრავლიკური მილგაყვანილობისაგან 5 და 6, რომელიც აერთებს ცვალებადი მწარმოებლობის ტუმბოს ძალურ ჰიდროცილინდრებთან.

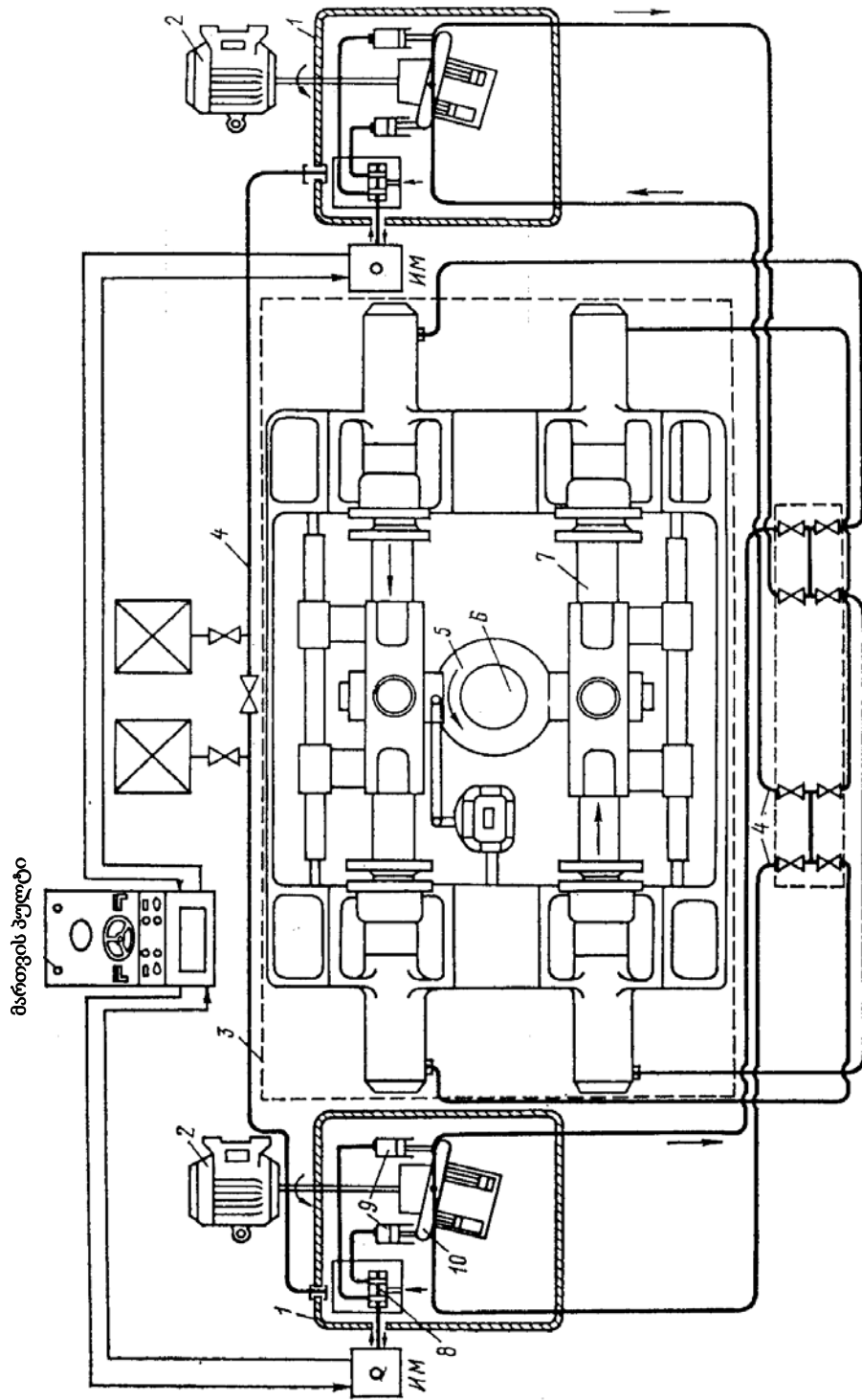
სატუმბო აგრეგატი 1, რომელიც მოძრაობაში მოიყვანება ელექტროძრავით, მართვის სიგნალის მიწოდებისას გადატუმბავს მუშა

სითხეს მილსადენებით ჰიდრავლიკური მანქანის ცილინდრებში. ტუმბო, ერთი ცილინდრიდან სითხის გადაქაჩვისას მეორე ცილინდრში, ქმნის უკანასკნელში წნევის სიჭარბეს, რომელიც აამოძრავებს გემის საჭეს.



ნახ. 3. სატუმბო აგრეგატის პრინციპიალური სქემა.

ნახ. 4-ზე წარმოდგენილია ჰიდრავლიკური მანქანის ნახევრადკონსტრუქციული სქემა. ნახაზზე: ბალერის 1 ჰიდრავლიკური ამძრავი 3, სატუმბავი აგრეგატი 1, ტუმბოს ელექტროამძრავი 2, ჰიდრავლიკური მილსადენი სარქველებიანი კოლოფით 4. ელექტროამძრავის მიერ მოძრაობაში მოყვანილი სატუმბავი აგრეგატი როდესაც შემსრულებელ მექანიზმზე მიეწოდება მართვის სიგნალი მუშა სითხეს ტუმბავს ჰიდრავლიკური მანქანის ცილინდრებში. სითხის გადატუმბვის ერთ-ერთი სავარაუდო მიმართულება (საჭის გადალაგებისას მარცხნივ) ნაჩვენებია ნახაზზე ისრებით. ტუმბო სითხის ამოტუმბვით ერთ-ერთ ცილინდრებიდან და ჩატუმბვით მეორე ცილინდრებში უკანასკნელებში ჰქმნის წნევის ნაჭარბს, რომელიც ყვინთა 7-ის გავლით გადაეცემა რუმპელს 5 და ბალერს 6 და იძლევა საჭის მარცხნივ შემობრუნების საშუალებას. ნორმალურ რეჟიმებში ეს გადაადგილება ხორციელდება ერთი ტუმბოთი. მეორე ტუმბო



ნახ. 4. ჰიდრაულიკური მანქანის ნახევრადკონსტრუქციული
სქემა

ახორციელებს 100–იან რეზერვს. ჩქარი მანევრირების აუცილებლობისას ცურვისას ვიწრო ადგილებში მუშაობს ორივე ტუმბო.

ჰიდრავლიკური ტუმბო შედგება რეგულირებადი მიწოდების ძირითად ტუმბოსაგან, კბილანურ ტუმბოსაგან, მკვეთარებთან კოლოფისაგან, ძალოვან ცილინდრებისაგან, რომლებიც ბერკეტულ გადაცემასთან ერთობლივობაში წარმოადგენენ ტუმბოს ჰიდრავლიკურ გამამდიერებელს. მართვის სიგნალის შემოსვლისას შემსრულებელი მექანიზმზე (θ_{HM}) უკანასკნელი გადაადგილებას ჰიდრომამდიერებლის მკვეთარას 8. ამის შედეგად იხსნება მუშა სითხის მიწოდება ტუმბოს საკიდელას ერთ–ერთ ძალოვან ცილინდრში 9. ამ შემთხვევაში ტუმბოს საკიდელა შემობრუნდება რომელიღაც θ_{HH} კუთხით, რაც წარმოშობს ძირითადი ტუმბოს მიწოდების ცვლილებას. ჰიდრავლიკური მანქანის ძალოვან ცილინდრებში.

ერთდროულად ბერკეტული გადაცემის მეშვეობით ხორციელდება ხისტი უკუკავშირი. ამის შედეგად მკვეთარა 8–ის გადაადგილება იქნება შემსრულებელი მექანიზმის და ტუმბოს 10 საკიდელას ალგებრული ჯამის ტოლი.

ნახ. 5–ზე მოცემულია მთლიანობაში გემის მართვის ელექტროჰიდრავლიკური სისტემის ფუნქციონალური სქემა, რომელიც შეიცავს გამამდიერებელი ძალური კასკადის ჰიდრავლიკური ელემენტების გარდა, ასევე მმართველი კასკადების ელექტრულ და ელექტრონულ მოწყობილობებს.

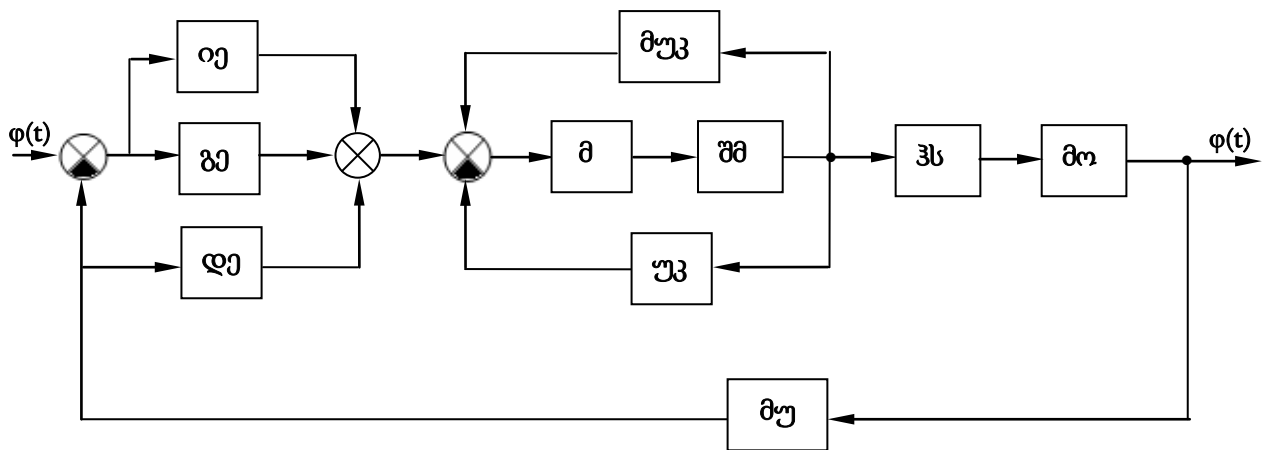
ფუნქციონალურ სქემებზე მოყვანილია:

მო – მოძრავი გემი გარშემორტყმულ სითხესთან ერთად, რომელიც წარმოადგენს რთულ ჰიდროდინამიკურ სისტემას;

φ – საჭის სისტემის საჭევარის მობრუნების კუთხე;

ψ – გემის კურსის კუთხე; მუ – მთავარი უკუკავშირის ელემენტი;

გე – გარდამქმნელი ელემენტი, რეალიზებული კურსის ბრუნვადი ტრანსფორმატორით, რომლის შემავალ სიდიდეს წარმოადგენს მოცემული კურსიდან გადახრის კუთხე $\Delta\psi$.



ნახ. 5. გემის კურსის ელექტროჰიდრავლიკური ავტომატური სისტემის ფუნქციონალური სქემა

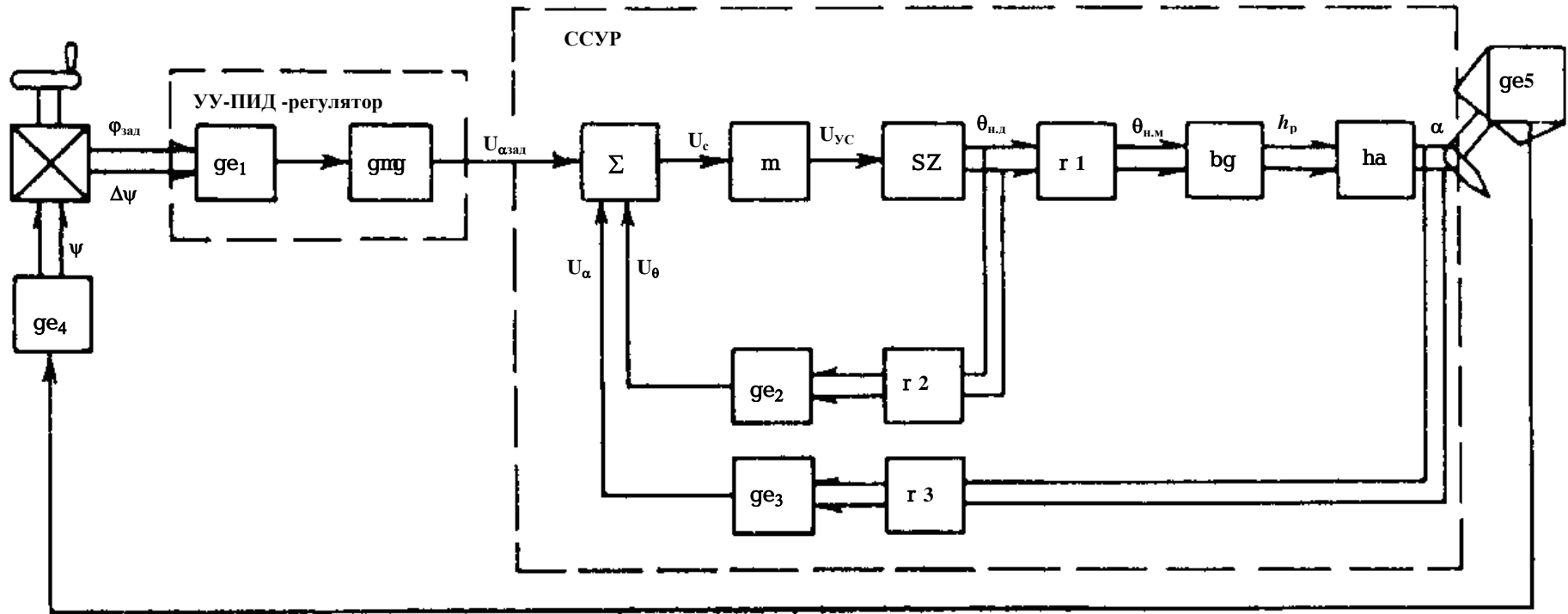
უკ – უკუკავშირის ელემენტი, შესრულებული საჭის მბრუნავი ტრანსფორმატორის საფუძველზე.

მ – ნახევარგამტარიანი გამაძლიერებელი ელემენტი;

შ.მ – შემსრულებელი მექანიზმი, რომლის შემადგენლობაში შედიან შემსრულებელი ძრავი, დიფერენციალური რედუქტორი და საჭის სელსინგამზომი ელემენტი; მუკ – მოქნილი უკუკავშირი, რეალიზებული საჭის ტახოგენერატორით; იე და დე – შესაბამისად მაინტეგრირებელი და მადიფერენცირებელი ელემენტები. მაინტეგრირებელი ელემენტი შეიძლება შედგებოდეს უკონტაქტო სელსინისაგან, მომუშავე ტრანსფორმატორული რეჟიმში, მაინტეგრირებელი ასინქრონული ძრავისაგან და წრფივად მბრუნავი ტრანსფორმატორისაგან, ხოლო მადიფერენცირებელი ელემენტი დე ასინქრონული ტახოგენერატორისაგან, ნახევრადგამტარული გამაძლიერებლისაგან და ძაბვის გამყოფისაგან.

გემის კურსის მართვის ავტომატური სისტემის მეორე ვარიანტი მოცემულია ნახ. 6.

ამ სქემაზე გმგ – გამომთვლელი მოწყობილობათა ბლოკი, რომლის ამოცანაც არის სიგნალების მიღება, რომლებიც პროპორციონალურია წარმოებულის და ინტეგრალის კურსის გაუთანხმოებიდან; გე4 და გე5 გარდამქმნელი ელემენტები, რომლებიც ქმნიან სელსინის გამზომ რგოლს, ახორციელებენ უკუკავშირს კურსით გადაცემის კოეფიციენტით, რომელიც

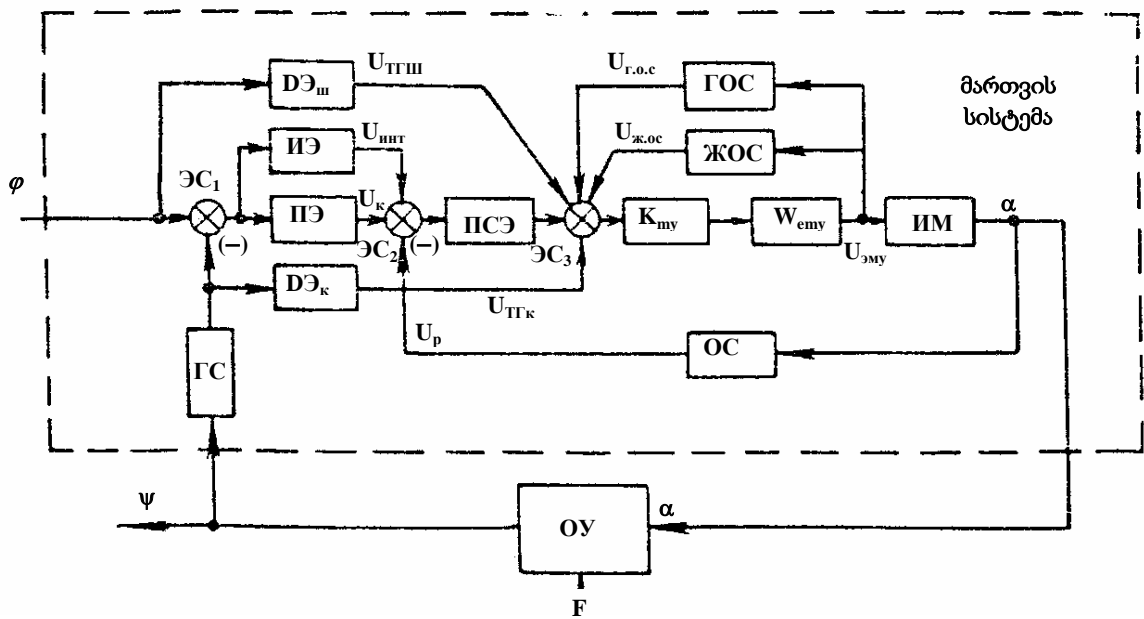


ნახ. 6. გემის კურსის მართვის ავტომატური სისტემის ფუნქციონალური სქემა

ტოლია ერთის; მო – მართული ობიექტი, შ.ე – შემსრულებელი ელექტრონძრავი; ბგ – ბერკეტული გადაცემა; რ₁, რ₂ და რ₃ – რედუქტორები; მ – ელექტრონული გამაძლიერებლები; მე1 და მე2 სელსინი – ადგილობრივი და უკუკავშირის გადამწოდები; ჰა ჰიდროამძრავი.

როგორც ზემოთ აღნიშნულია ჰიდროსისტემის ძირითად ელემენტებს წარმოადგენენ ჰიდრავლიკური მკვეთარა და ჰიდროცილინდრი.

ნახ. 7-ზე მოყვანილია გემის კურსის მართვის ელექტრომექანიკური სისტემის ერთ-ერთი ვარიანტის სქემა [1-3].



ნახ. 7. გემის კურსის მართვის ავტომატური ელექტრომექანიკური სისტემის ფუნქციონალური სქემა

სისტემის განხილვისას პირველ რიგში გამოვყოფთ მართვის ობიექტს (ИМ), რომელსაც განხილვად სისტემაში წარმოადგენს გემი, და მართვის სისტემას. შემავალ (მიმწოდებელ) ზემოქმედებას ემსახურებიან მესაჭის მანიპულაციები (საჭევარის მობრუნების φ კუთხე) ანდა მთვლელო-ამომხსნელი მოწყობილობიდან შემომავალი სიგნალი. ამ ზემოქმედებებს შეიძლება ჰქონდეთ ნებისმიერი ხასიათი გემის მანევრირების სახესთან დაკავშირებით. ამგზნები ზემოქმედებები F სისტემაში წარმოიქმნებიან გემის კორპუსზე ტალღების ქმედების შედეგად, წყლის დინებისა და ქარის ზემოქმედებით. ისინი წარმოადგენენ გემის კურსის მოცემულ კუთხიდან

გადახრის მიზეზს და თავის უმთავრეს ნაწილში მიეკუთვნებიან შემთხვევით პროცესებს. ამ შემთხვევაში მმართველი ზემოქმედებაა საჭის ფრთის α კუთხის გადახრა, რადგანაც გემის შემომავალზელი ჰიდროდინამიკური მომენტი პროპორციულია ამ კუთხისა. მმართველ სიდიდეს ამ შემთხვევაში მიეკუთვნება გემის კურსის კუთხე ψ .

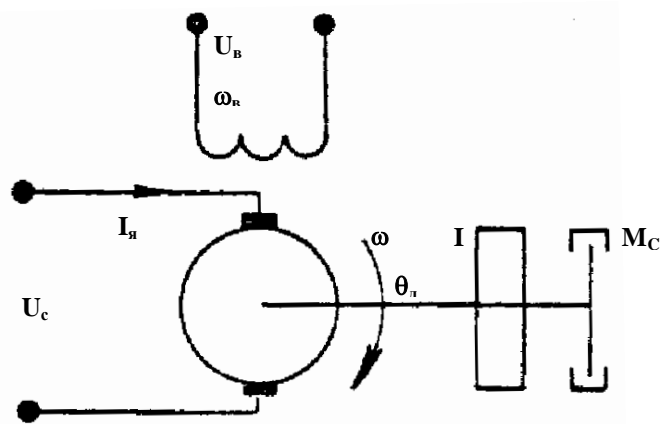
შემდგომ ძირითადი სიგნალის მსვლელობასთან თანამიმდევრობით გამოყოფილია:

- მთავარი უკუკავშირი ΓC ;
- შედარების ელემენტი ΞC_1 , რომელზედაც შემოდის შემომავალი ზემოქმედება φ და მმართველი სიდიდე ψ უკუკავშირის გავლით;
- შემომავალი ზემოქმედების დენის ძაბვაში გარდამქმნელი ელემენტი $\Pi \Xi$;
- შემადარებელი ელემენტები ΞC_2 და ΞC_3 ;
- გარდამქმნელ-შემაჯამებელი ელემენტი $\Pi C \Xi$;
- პირველი გამაძლიერებელი ელემენტი Y_1 ;
- მეორე გამაძლიერებელი ელემენტი Y_2 ;
- შესრულებული მექანიზმი ΠM მექანიკური გადაცემით საჭის ბალერზე გამოყოფილია უკუკავშირების შემდეგი ელემენტები;
- უკუკავშირი $O C$ მმართველი ზემოქმედების მიმართ;
- დრეკადი უკუკავშირი $\Gamma O C$;
- ხისტი უკუკავშირი $\mathcal{J} O C$.

მაკორექტირებელი ელემენტები გამოიმუშავენ დამატებით მმართველ ზემოქმედებებს, რომლებიც პროპორციულნი არიან გემის კურსი გადახრის კუთხის ინტეგრალისა და წარმოებულისა. ნახ. 7: $\Pi \Xi$ - მაინტეგრირებელი ელემენტი; $\Pi \Xi_k$ და $\Pi \Xi_{III}$ - მადიფერენცირებელი ელემენტები.

განხილვად რეგულირების სისტემებში როგორც შემსრულებელი ელემენტები ფართოდ იყენებენ მუდმივი დენის ძრავებს. დამოუკიდებელი აგზნებით, რომელთა ბრუნვის სიჩქარე რეგულირდება ლუზაზე მიწოდებული დენის ძაბვით. ასეთი ძრავები გამოირჩევიან საუკეთესო სარეგულირებელი და დინამიკური მახასიათებლებით.

მუდმივი დენის ძრავები ფართოდ გამოიყენებიან ავტომატური რეგულირების სისტემებში, როგორც ელექტროამძრავის შემსრულებელი ელემენტები. უფრო ფართოდ ამ სისტემებში გამოიყენებიან მუდმივი დენის ძრავები დამოუკიდებელი აგზნებით, რომელთა ბრუნვები რეგულირდებიან ღუზასთან მოყვანილი ძაბვით, რადგანაც ასეთი ძრავები სხვა ტიპის ძრავებთან შედარებით ხასიათდებიან უკეთესი რეგულირებადი და დინამიკური მახასიათებლებით. ასეთი ძრავის პრინციპიალური სტრუქტურული სქემა მოყვანილია ნახ. 8.



ნახ. 8. მუდმივი დენის ელექტროძრავა დამოუკიდებელი აგზნებით.

ელექტროძრავას ლილვის მობრუნების კუთხე წარმოადგენს შემსრულებელი ელემენტის გამავალ სიდიდეს და აღინიშნება θ_g . შემავალ სიდიდეს წარმოადგენს ძაბვა U_c , რომელიც მიიღება ელექტროძრავას. აგზნების ხვია მიერთებულია მუდმივი დენის U_B ძაბვის წყაროს, რის შედეგადაც მიიღწევა მანქანის აგზნების ნაკადის მუდმივობა.

ორფაზიანი ასინქრონული ძრავები ფართოდ გამოიყენებიან ავტომატური რეგულირების სისტემებში ელექტრომექანიკური მაკორექტირებელი მაკორექტირებელი მოწყობილობების შემსრულებელი ელემენტების სახით.

ორფაზიანი ძრავების უპირატესობებს მიეკუთვნებიან მუსებისა და კორექტორების არარსებობა, როტორის უმნიშვნელო ინერციის მომენტი, მმართველი სიგნალის სიმარტივე და სტაბილურობა ცვლადი დენის მამლიერებლების დახმარებით.

უაღრესად ფართო გამოყენება მიიღეს თხელკედლიანი ცილინდრის სახით დამზადებულმა მოკლედ ჩართულიან როტორებიანმა ძრავებით.

ძრავას სტატორს გააჩნია ორი ხვია, რომლებიც ჩალაგებულია ისე, რომ მათი მაგნიტური ღერძები ორპოლუსიანი მანქანისათვის იყვნენ ურთიერთპერპენდიკულარნი.

ცვლადი დენის ძრავები, რომლებიც იღებენ კვებას მათთან სიმძლავრის მიმართ თანაზომადი ენერგეტიკული სისტემებიდან, ფართო გამოიყენებიან გემებზე და სტაციონარულ დანადგარებში. ასეთი ელექტროამძრავების მუშაუნარიანობა და მდგრადობა განისაზღვრება სისტემაში მიმდინარე გარდამავალი პროცესების ხასიათით [4].

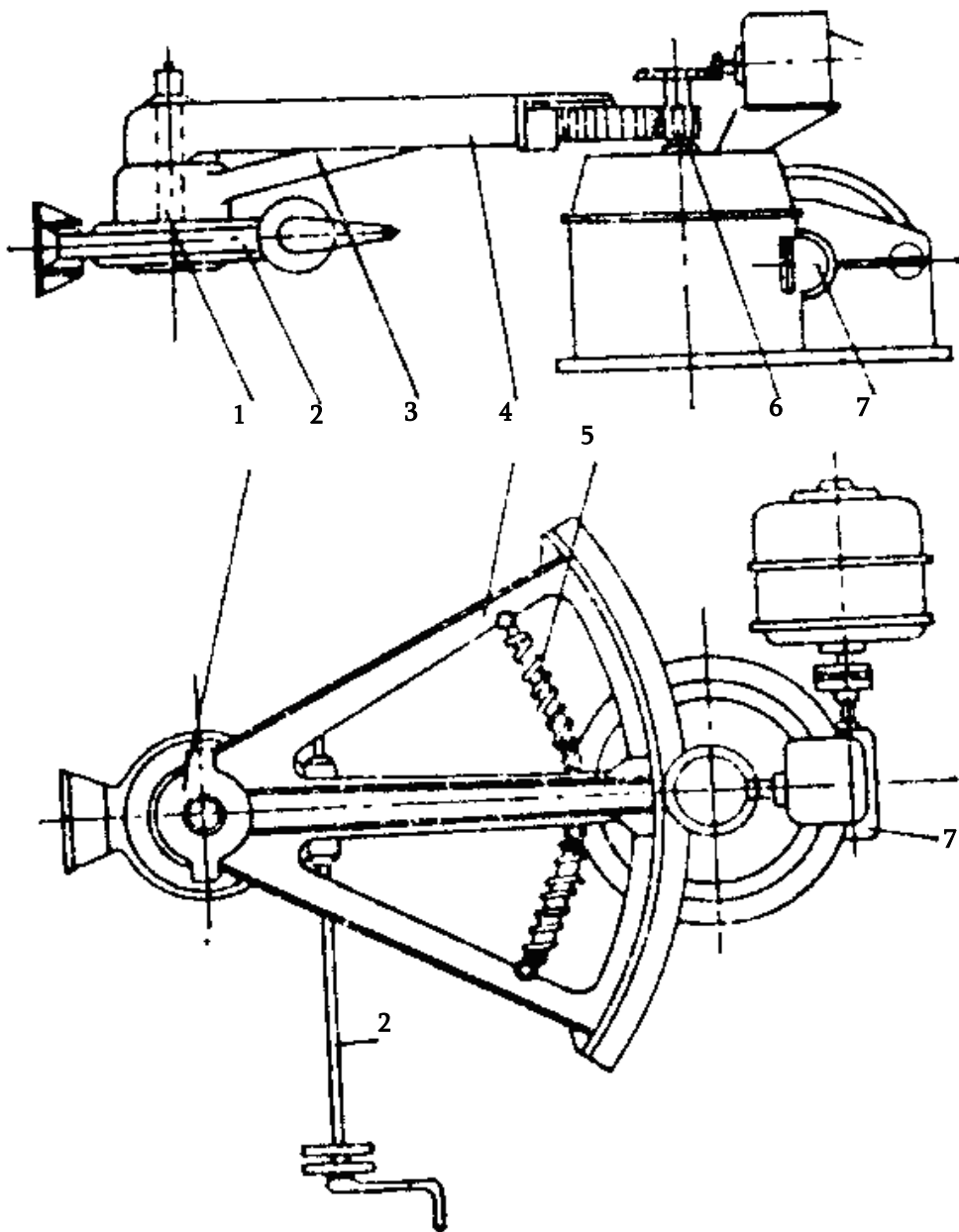
საჭის მოწყობილობის გადამცემი მექანიზმი ელექტრომექანიკურ ამძრავში ახორციელებს კავშირს საჭესა და შემსრულებელი ძრავს შორის. ერთ-ერთი პირველი გადამცემი იყო ხრახნული გადამცემი მექანიზმი, შემუშავებული ა. ფედორეცკის მიერ. ეს მექანიზმი მოიხსნება როგორც „ფედორეცკის ხრახნული ამძრავი დიფერენციალით“.

გადამცემი მექანიზმის (ნახ. 9) ძირითადი შემადგენელი ნაწილებია: სექტორული კბილანური რუმპელი 4, ჭიახრახნული გადაცემა 7, ხელის მუხრუჭის 2 ჭიახრახნული ბორბლის ლილვზე მყოფი კბილანა თვალი 6, ელექტროძრავა 8. თავისუფლად ჩასმული კბილანური სექტორი დაკავშირებულია ბალერზე 1 მჭიდროდ ჩამოცმულ პირდაპირ რუმპელთან 3 დამცავი 5 ზამზარების მეშვეობით, უკანასკნელი გამიზნულია დარტყმის შერბილებისათვის.

გემებზე მდებარე და მათი მოძრაობისათვის გამიზნული ენერგეტიკული დანადგარები მოიცავენ ენერჯის წყაროს, ჰიდრავლიკურ მამოძრავებელს და მოძრაობათა გარდამქმნელ მოწყობილობას, რომლითაც ხორციელდება ენერჯის წყაროს დაკავშირება მამოძრავებელთან [7–9].

საზღვაო გემებზე ენერჯის წყაროს წარმოადგენენ თბური ძრავები და ორთქლის ან აირის ტურბინები, რომლის მეშვეობით საწვავი ქიმიური ანდა თბური ენერჯია გარდაიქმნება მექანიკურ ენერჯიაში. ატომურ ენერგეტიკულ დანადგარებიან გემებზე ატომურ რეაქტორებში მიღებული

თბური გარდაქმნა მექანიკურში აგრეთვე ორთქლისა და აირის თბური ძრავების დახმარებით.



ნახ. 9. გადამცემი მექანიზმის სექტორული გადაცემით

ენერგიის გადაცემა თბური ძრავებიდან გემის მამოძრავებელზე შეიძლება შეიძლება იყოს მექანიკური, ჰიდრავლიკური და ელექტრული.

გემის მამოძრავებლებზე ენერგიის ელექტრული გადაცემის დანადგარების დასახელებაა სანიჩბავი ელექტრული დანადგარები (სედ).

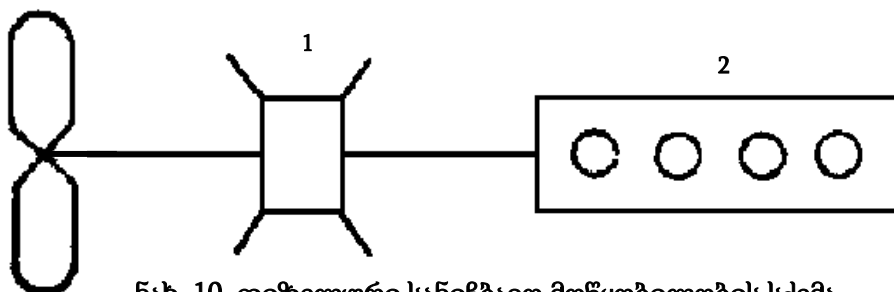
გემის სიჩქარე დამოკიდებულია ცურვის გარე პირობებზე და აგრეთვე გედ-ის და მის ცალკეულ ელემენტების მუშაობის რეჟიმებზე.

მაგალითად თბური ძრავების 1 ბრუნვის სიხშირეზე, გენერატორისა და ელექტროძრავის აგზნების დენზე. აშკარაა, რომ გედ–ის პროექტირებისა და ავტომატიზაციისას საჭიროა გათვალისწინებული იყოს დანადგარის ელემენტების მახასიათებლები და მათი ურთიერთქმედება.

ზღვის გემები ახორციელებენ რეისებს ნებისმიერ ამინდში და ცურვისას იმყოფებიან დაშორებულნი არა მარტო თავისი სარემონტო ბაზებიდან, არამედ მათთვის ხელსაყრელი პორტებიდან. მრავალ შემთხვევაში მათ არ შეუძლიათ მიიღონ ტექნიკური დახმარება. ამიტომ გედ–ებისა და მათი ცალკეული ელემენტების შემუშავებისას საჭიროა სწრაფვა იქით, რომ უზრუნველყოფილი იყოს გემის მოძრაობა ცურვის ნებისმიერ პირობებში, ე.ი. პასუხობდნენ მთავარ მოთხოვნას – საიმედოობას და ცხოვრებისუნარიანობას.

არა ნაკლებ მნიშვნელოვან მოთხოვნას მიეკუთვნება ისეთი მაღალი ეკონომიკური ეფექტის მიღწევა, რომელიც განპირობებულია მოწყობილობის საწყისი ღირებულებით, მარგი ქმედების კოეფიციენტით და ექსპლუატაციური დანახარჯებით.

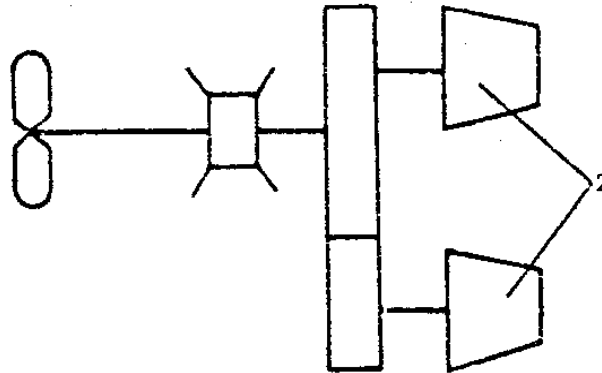
სანიჩზე დანადგარების მაღალი საიმედოობისა და ეკონომიურობის მოსაზრებებიდან გამომდინარე დღეისათვის აგებული გემების თავის უმეტეს ნაწილში აღჭურვილნი არიან დაბალბრუნვიანი დიზელებით (2. ნახ. 10), რომლებიც უშუალოდ არიან მიერთებულნი სანიჩზე ხრახნებზე. სანიჩზე ხრახნის მიერ განვითარებული მიჭერის ძალა გადაეცემა გემის კორპუსს საბჯენი 1 საკისრის მეშვეობით (ნახ. 10).



ნახ. 10. დიზელური სანიჩბავო მოწყობილობის სქემა

გემებზე დიდი სიმძლავრის ენერგოდანადგარებით და აგრეთვე სწრაფმავალ სამგზავრო ლაინერებზე სანიჩზე ლილვები მოდიან

მოძრაობაში კბილანურ რედუქტორებთან ორთქლის ტურბინებით 2 (ნახ. 11) ეგრეთ წოდებული ტურბოკბილანური აგრეგატებით. ისინი შეიძლება იყვნენ დამზადებულნი ასეთი გემებისათვის საჭირო დიდი სიმძლავრისათვის.



ნახ. 11. ტურბოგენერატორული სანიჩბევი მოწყობილობის სქემა

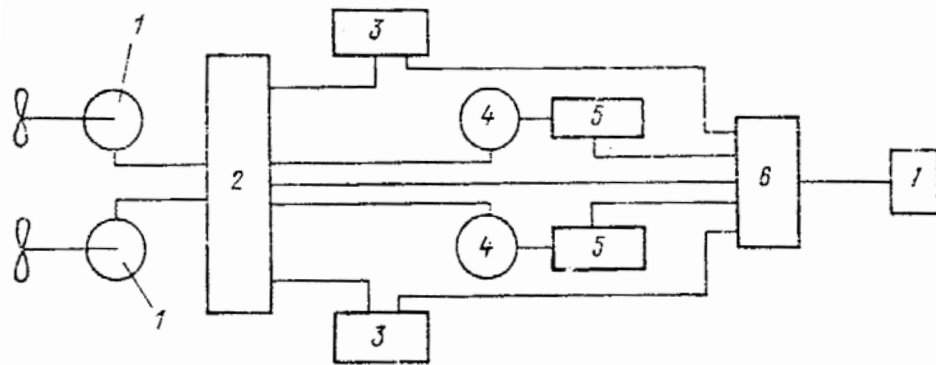
აშენებენ აგრეთვე აირის ტურბინებიან სატრანსპორტო გემებს, რომელთა ტურბინების მ.ე.კ. აღმატება აირის ტირბინების მ.ე.კ.-ს. აირის ტურბინებს დიზელებთან შედარებით გააჩნიათ ნაკლები მასა, მაგრამ მოითხოვენ მართვის უფრო რთულ სისტემას.

დღეისათვის უკვე აგებულია და იგება ახალი გემები ატომური ენერგეტიკული დანადგარებით. ასეთი დანადგარები უფრო რთულები არიან სხვა ენერგეტიკულ დანადგარებთან შედარებით, გააჩნიათ ავტომატიზაციის მაღალი ხარისხი და მოითხოვენ მომსახურე პერსონალის უფრო მაღალ კვალიფიკაციას.

ნახ. 12 მოყვანილია სანიჩბე ენერგეტიკული დანადგარის (სედ) ზოგადი სქემა. რომელიც მოიცავს ენერჯის წყაროებს – თბურ ძრავებს 5 და მუდმივი ან ცვლადი დენის გენერატორებს 4; მართვის ფარს 2; მამოძრავებლებთან შეერთებულ სანიჩბე ელექტროძრავებს 1; აგზნების სისტემას 3; ავტომატიზებულ ან ხელით მართვის სისტემების 6; მართვის პოსტებს 7.

სედ გამოიყენება იმ შემთხვევებში, როდესაც ეს გამართლებულია ტექნიკურად და ეკონომიკურად, როდესაც საჭიროა მივიღოთ სანიჩბე

ხრახნების ძრავების მაღალი მექანიკური მახასიათებლები, დაბალი ხმაურუნარიანობა, მცირე ვიბრაციები და გემის მოძრაობს სიჩქარისა და მიმართულების ხშირი ცვლა. შიგაწვის ძრავების ავტომატური რეგულირება წარმოადგენს ძრავის მუშაობის რეჟიმზე დამოკიდებული მექანიკური და ჰიდროდინამიკური პარამეტრების ცვლილებებთან დაკავშირებულ უაღრესად რთულ პროცესს [8–13].

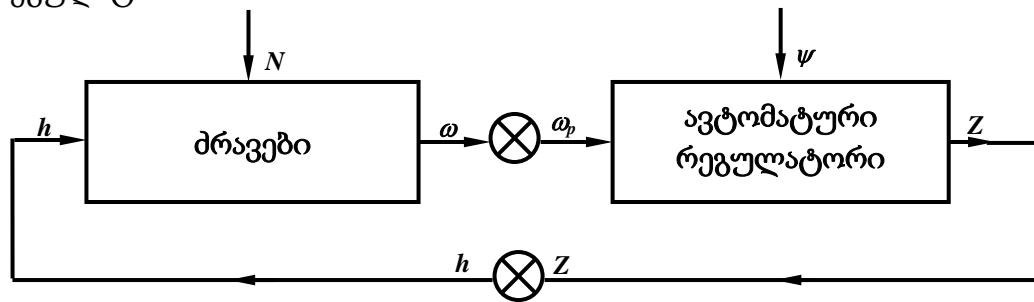


ნახ. 12. ჰიდროენერგეტიკული დანადგარის სქემა

ავტომატური რეგულირების, ე.ი. მუშაობის მოცემული რეჟიმის რეალიზაციის, პროცესი ხორციელდება ძრავის მიერ გამომუშავებული ენერჯიის რაოდენობის ცვლილებით. ცნობილია, რომ მომთხოვნისადმი ძრავის მიერ გადაცემული ენერჯიის რაოდენობა განისაზღვრება ცილინდრში მიწოდებული საწვავის დოზით (საწვავის $g_{\text{წ}}$ მიწოდებით) და ძრავის ეფექტური η_e მარგი ქმედების კოეფიციენტით.

მუშა პროცესი ორგანიზდება ისე, რომ ეფექტური მარგი ქმედების კოეფიციენტი შესაძლებლობის მიხედვით იყოს უმაღლესი. ამისათვის მუშაობის საჭირო რეჟიმის შენარჩუნებისათვის საჭიროა ზემოქმედება საწვავის მიწოდ აპარატურაზე. მიწოდებული საწვავის რაოდენობა (დოზირება) ძირითადად განისაზღვრება მადოზირებელი ორგანოს მდებარეობით. დიზელების საწვავმიწოდებელ აპარატურაში ასეთ ორგანოს წარმოადგენს მაღალი წნევის საწვავის ტუმბოს ლარტყა ანდა მარეგულირებელი ნემსი. კარბიურატულ ძრავებში ასეთ ორგანოს წარმოადგენს დროსელური საფარი.

სისტემის ავტომატური რეგულირების სქემა (ნახ. 1.13) გვიჩვენებს, რომ საწვავის დოზირების ორგანო უნდა იყოს დაკავშირებული ავტომატურ რეგულატორთან.



ნახ. 13. ავტომატური რეგულირების სისტემის ფუნქციონალური სქემა.

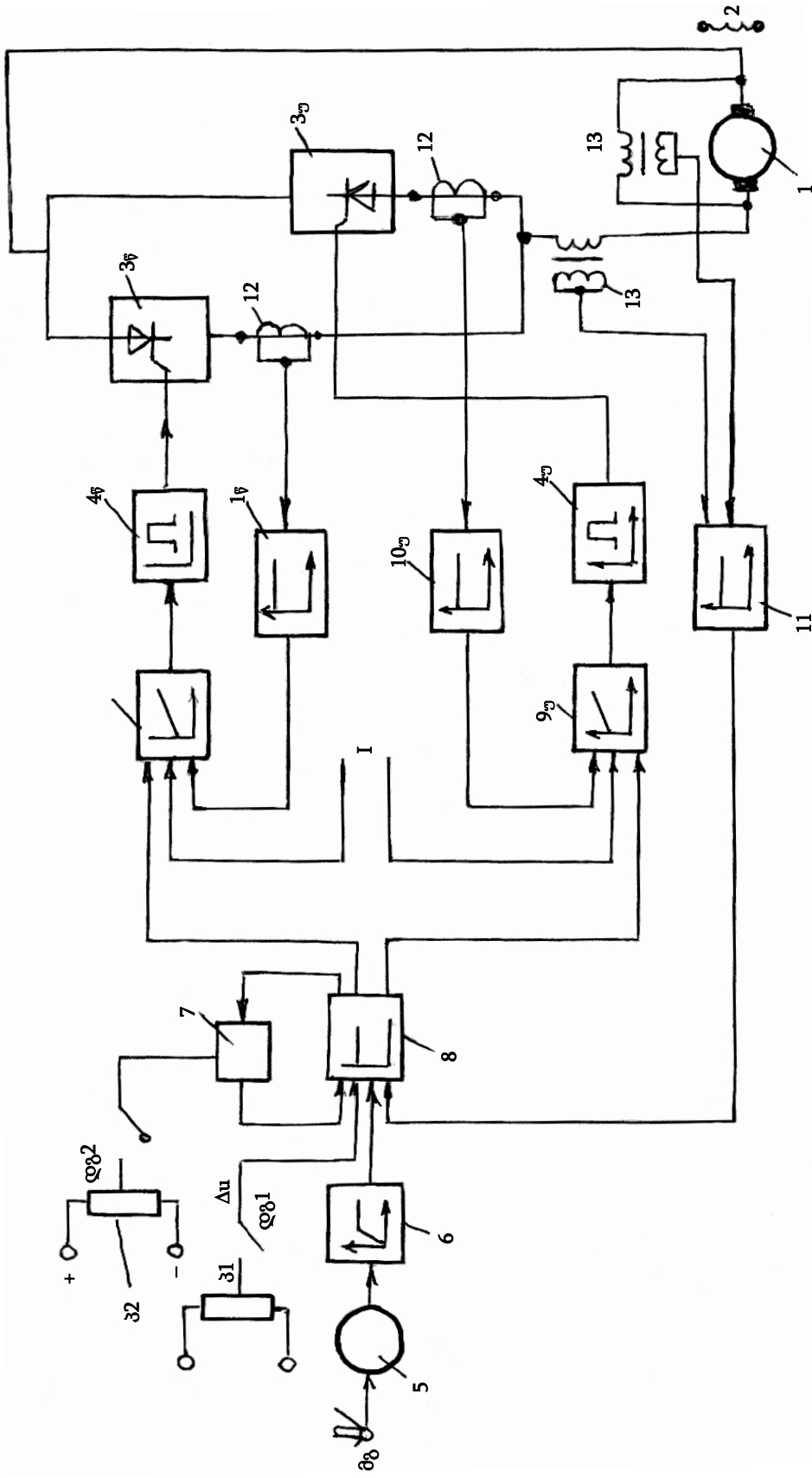
ავტომატიზებული ამძრავები ფართოდ გამოიყენებიან აგრეთვე გემების სხვა ფუნქციონალურ, კერძოდ საბუქსირო მოწყობილობებში. საბუქსირო მოწყობილობა (ავტომატური საბუქსირო ჯალამბარი (ასჯ)) საშუალებას აძლევს გემს განახორციელოს სხვა მოცურავე ობიექტის ბუქსირზიდვა.

ასჯ-ს მთავარი თავისებურებაა საბუქსირო ჯალამბარის დოლის წინ გვარლის დაჭიმულობის შენარჩუნება წინასწარ მოცემულ ზღვრებში [1, 5, 14].

დატვირთვის გაზრდისას მოცემული ზღვრული სიდიდის მაღლა ავტომატურად ირთვება გვარლის გაშვება. გვარლის გაშვება ხორციელდება იქამდის, სანამ დატვირთვის სიდიდე იმყოფება მოცემულზე ზევით. თუ გვარლის დაჭიმულობა აღმოჩნდება ნომინალურზე ნაკლები, მაშინ ჯალამბარი იწვევს გვარლის შემოწერას დოლისაკენ, სანამ დაჭიმულობა არ მიიღებს ნომინალურ მნიშვნელობას.

ნახ. 14-ზე გამოსახულია საბუქსირო ჯალამბრის ავტომატური მართვის ელექტრომექანიკური სისტემის ფუნქციონალური სქემა აგებული პრინციპზე ტირისტორული გარდამქმნელი – ძრავა.

სქემა შეიცავს: შემსრულებელ ძრავას 1 დამოუკიდებელი აგზნების ხვით 2, ტირისტორულ გარდამქმნელებს 3წ და 3უ ფაზური მართვის მგ გადამრთველით, ინტენსივობის მავალებელს 6 მაინტეგრირებელი მოწყობილობით, შემზღუდავ ბლოკ 7, რომელიც შედგება ცალკეული



ნახ. 14. საბუქსირო ჯალამზარის ავტომატური მართვის ელექტრომექანიკური

დიოდური ხიდებისაგან და პოტენციომეტრიდან; ელექტრომამომრავებელი ძალის II – რეგულატორიდან 8 მუდმივი დენის პროპორციული მაძლიერებლით; დენის III – რეგულატორისაგან (9 წ და 9უ) მუდმივი დენის პროპორციული მაძლიერებლით: დენისა და ელექტრომამომრავებელი ძალის 10წ და 10უ, რომლებიც წარმოადგენენ მუდმივი დენის მაძლიერებლებს; დენისა და ძაბვის მზომელებისაგან (12, 13 ბლოკები, რომლებსაც გააჩნიათ სქემათა აღნიშვნები წ და უ (მაგალითად 3წ), ფუნქციონირებენ ჯალამბარის მუშაობისას შესაბამისად მიმართულებებით დენის შემოსვლის ხაზი.

პოტენციომეტრებით პ1 და პ2 რეგულირდება ელექტრომამომრავებელი ძალა II – რეგულატორის 13 გამომავალი ძაბვა.

მართვის სისტემის მუშაობა ხორციელდება შემდეგნაირად. მართვის გადამრთველი მგ გამოსცემს შესაბამისი პოლარულობის სიგნალს, რომელიც 5–ის გამოსავალიდან გადაეწოდება ინტენსივობის მავალეებელს 6, რომელიც ნახტომისებრ მოცემულ სიგნალს გარდაქმნის საჭირო სახის ძაბვაში. 6–ისაგან სიგნალი მიეწოდება ელექტრომატარებელი ძალის II – რეგულატორს 8 და უკანასკნელის გამოსავალიდან დენის III – რეგულატორზე 9. შემდეგ სიგნალი მიეწოდება შესაბამისი ტირისტორული გარდამქმნელის მართვის ფაზურ სისტემაში და შემსრულებელი ძრავა 1 იწყებს ბრუნვას. ძრავას ბრუნვისას (თავისუფალი გაშვება) წარმოიშვება უკუკავშირი ელექტრომა–მომრავებელი ძალის მიმართ, რომელიც ინარჩუნებს გაშვების სიჩქარეს მოცემულ დონეზე. გვარლის დაჭიმვის მომენტში, როდესაც წარმოიშვება შემსრულებელი ძრავის სტატიკური დენი ელექტრომამომრავებელი ძალის II – რეგულატორის 8 შესასვლელზე დენის გადამწოდის დგ1–ის ჩამკეტი კონტაქტის გავლით გარეშე წყაროდან შემოდის სიგნალი ΔU , რომელსაც გადაჰყავს ელექტრომამომრავებელი ძალის III – რეგულატორი 9 გაჯერების რეჟიმში. ამავდროულად შეზღუდვის ბლოკზე დენის დგ2 გადამწოდის მეორე ჩამკეტი კონტაქტის გავლით შემოსული სიგნალი აყენებს ელექტრომამომრავებელი ძალის რეგულატორის გამომავალ სიგნალს ელძრავის მოცემული სტატიკური დენის შესაბამის დონეზე, ე.ი.

გვარლის მოცემული დაჭიმულობის შესაბამისად ხორციელდება ელექტრო-მამოძრავებელი ძალის კონტურის განთავა (ელექტრომამოძრავებელი ძალის II – რეგულატორის 8 გამომავალი ძაბვა მუდმივია) და სისტემა აკონტროლებს მართოდ შემსრულებელ ძრავას 1 სტატიკურ დენს.

ბუქსირმზიდვისას ანსხვავენ ჯალამბარის ელექტრომექანიკური ამძრავის მუშაობის სამ ძირითად რეჟიმს: როდესაც საბუქსირო გვარლაში ძაბვა გადამეტებულია გაწყობის ძაბვის მიმართ, მისი ტოლია ანდა არის ამ ძაბვაზე ნაკლები.

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 [15-20] და რ. ფრანკეს [21] ნაშრომებში.

ბრტყელი მექანიზმების სინთეზის საკითხებს და მრავალრგოლიან სახსროვანი მექანიზმების კვლევებს განიხილავენ თავის შრომებში ნ.ი. ლევიტსკი [22-23] და ს.ა. ჩერკუდინოვი [24].

დ.ს. თავხელიძის, გ.ა. ჯაბუას და ო.ს. ეზიკაშვილის [25, 26] შრომები მიძღვნილია ბრტყელი მექანიზმების კვლევის საკითხებისადმი.

გ.პ. ბარანოვის ნაშრომები [27] მიძღვნილია წინასწარ დასახული პირობების მიხედვით მექანიზმების კვლევისა და პროექტირების საკითხებისადმი, აგრეთვე მრავალსაფეხურიანი კბილანური და რთული პლანეტარული მექანიზმების კინემატიკური კვლევებისადმი.

ს.ნ. კოჟევნიკოვის წიგნში [28] 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 [29-31].

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 [32] 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 [33].

ვ.ლ. ბიდერმანის წიგნში [34] გადმოცემულია წრფივი და არაწრფივი მექანიკური სისტემების რხევების თეორიის საფუძვლები და მანქანათმშენებელი კონსტრუქციების დინამიკური გათვლისთვის საერთო მეთოდების გამოყენება.

მ.გ. დიმენტბერგის ნაშრომში [35] განხილულია მოძრაობის რამოდენიმე 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 [38] 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 [39] 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 [40]. 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 [41] 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. ფორსოტისა და კ. მოლერის გამოყენებით მათემატიკასთან დაკავშირებულ შრომებში [42] აღწერილია წრფივი ალგებრული სისტემების ეგმ-ზე ამოხსნის თანამედროვე მეთოდები. ნაშრომები [43-45] მიძღვნილია მანქანებში დინამიკური პროცესების შესწავლისადმი.

ამძრავთა მექანიკურ სისტემებში, წარმოქმნილი დინამიკური მოვლენების კვლევათა განსაკუთრებულობის თვალსაზრისით, შესაძლოა მათი, სხვადასხვა მოვლენათა სახის კლასიფიცირება [46-51].

დრეკად სისტემებში მანქანის ყველა ელემენტი, რომლებიც გადასცემენ მოძრაობას და იყოლიებენ მანქანის ნაწილებს, 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

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

ან

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

დიფერენცირებისას ვიპოვიოთ

$$\frac{v^2}{2} \cdot \frac{d[m(x)]}{dx} \frac{vdv}{dx} m(x) = P(x, v, t). \quad (3)$$

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

$$m(x) \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{1}{2} \frac{d[m(x)]}{dx} \cdot \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 = P(x, v, t) . \quad (4)$$

მიღებული განტოლება საერთო სახით მათემატიკურ ფორმაში გამოსახავს ნიუტონის მეორე კანონს, სადაც $m(x) = const$ და $P(x, v, t) = const$, იგი მარტივდება და ლებულობს 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 $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$ და დროზე t , მაშინ ენერჯის შენახვის კანონის დიფერენციალური განტოლება მიიღებს სახეს:

$$J(\varphi) \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \frac{1}{2} \cdot \frac{d}{d\varphi} [J(\varphi)] \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 = M(\varphi, \omega, t) \dots \quad (6)$$

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

$$J \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = M . \quad (7)$$

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 გამოსახება, ერთი ან რამდენიმე თავისუფლების ხარისხის მქონე სისტემის სახით. დაყვანილი მასები, ასევე დრეკადი რგოლების სიხისტეები და მოქმედი გარე ძალები (ასევე

მოქმედი), შეიძლება იყვნენ ცვალებადნი, 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 [52-58].

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 [59-61], 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 გამოყენებით 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 სამოდულო მოწყობილობებით და გამომთვლელი მანქანებით.

არაწრფივ სისტემებში პროცესების მიახლოებითი კვლევისთვის ფართო გამოყენება ჰპოვეს ჰარმონიული გაწრფივების და მასთან მონათესავე-მცირე პარამეტრების, ჰარმონიული ბალანსის და სხვა მეთოდებმა [59-64].

არაწრფივი სისტემების მიახლოებითი გათვლის მეთოდები, განხილული ი.ა. ორურკის, ვ.ი. სტანკევიჩის, ი.ი. კრინეცკის და სხვათა შრომებში [62-65], 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 ვაწარმოთ სისტემის გაანგარიშებები, რომელიმე ერთი სისტემის დინამიკური თვისების მახასიათებელი კონკრეტული კრიტერიუმის დაკმაყოფილების პირობიდან.

სამოდულირებელი მოწყობილობების და ეგმ-ის გამოყენება დასაპროექტებელი სისტემების სქემებისა და პარამეტრების არჩევისათვის,

დაფუნქციონირებს 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 [53].

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 [65-68].

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. გემის კურსისა და მდგრადობის მართვის სისტემათა მათემატიკური მოდელები და სტრუქტურულ პარამეტრული ოპტიმიზაციური სინთეზის მეთოდოლოგიური კანონზომიერების ჩამოყალიბება

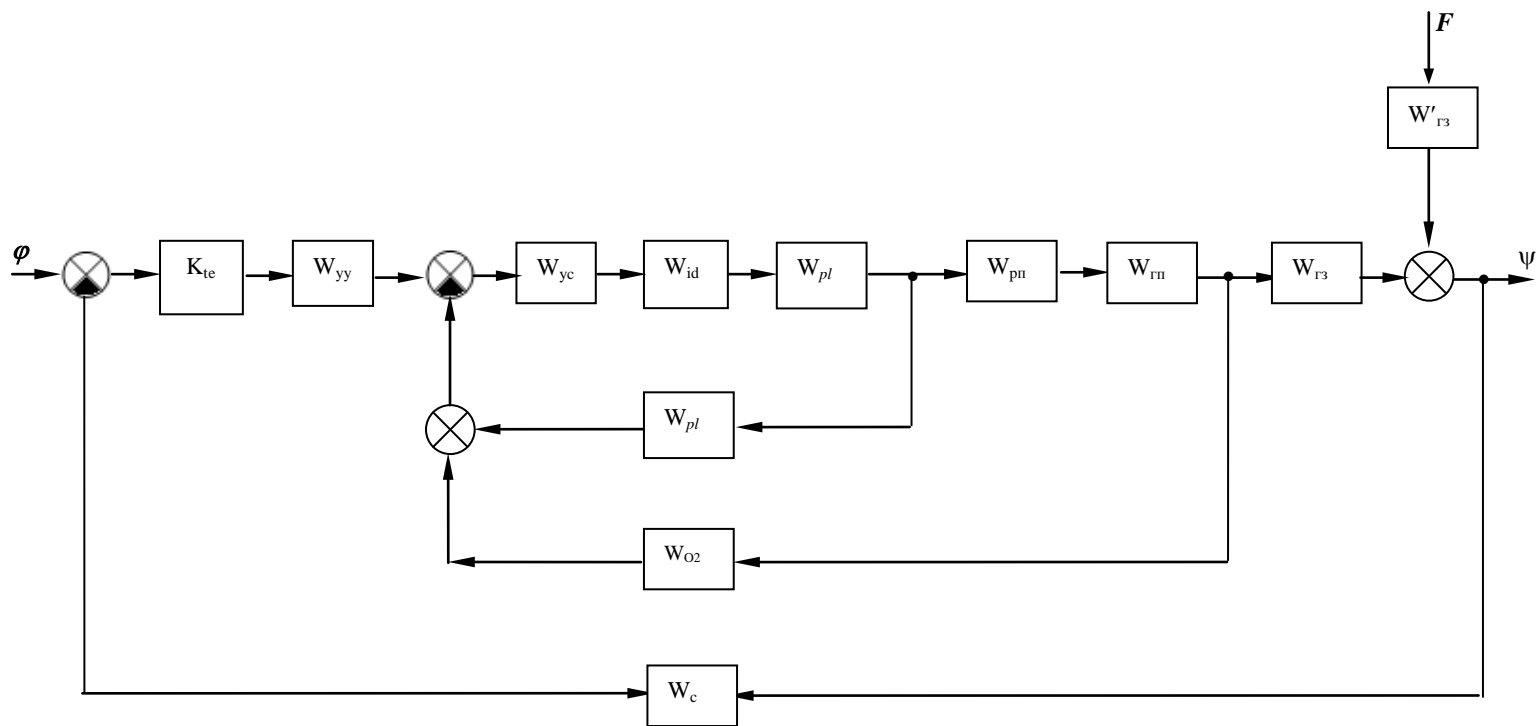
საკვლევი სისტემის (ნახ. 6) ცალკეული შემადგენელი ელემენტების გაწრფივებული მოდელების გამოყენების საფუძველზე აგებული სტრუქტურული სქემა მოყვანილია ნახ. 15 [74]:

აქ: $K_{m3} = K_1$ – გარდამქმნელი ელემენტის გაძლიერების კოეფიციენტი; W_{yy} – მმართველი YY მოწყობილობის გადამცემი ფუნქცია; W_{yc} – ნახევარ-გამტარიანი მაძლიერებლის გადამცემი ფუნქცია; W_{yo} – შემსრულებელი ძრავის გადამცემი ფუნქცია; W_{p1} – მექანიკური რედუქტორის გადამცემი ფუნქცია; W_{oc1} , W_{oc2} და W_{oc} – უკუკავშირების გადამცემი ფუნქციები; W_{pn} – ბერკეტული გადაცემის გადამცემი ფუნქცია; W_{r3} და W'_{r3} – მართვის ობიექტების მო (გემის) გადამცემი ფუნქციები მმართველი და შემაშფოთებელი ზემოქმედებების მიმართ; W_{rc} – ჰიდრავლიკური სისტემის გადამცემი ფუნქცია.

მოძრავი ხომალდი გარშემორტყმულ სითხესთან ერთად ქმნის რთულ ჰიდროდინამიკურ სისტემას [71-79]. ბრტყელი მოძრაობისას გემის კორპუსზე და საჭეზე მოქმედებენ:

- ძალები და მომენტები, რომლებიც განპირობებულია გემისა და მისი გარემომცველი გარემოს ინერციულობით;
- ჰიდროდინამიკური ძალები და მომენტები, რომლებიც განპირობებულია წყლის სიბლანტით.

გემის სვლის დამახასიათებელ ძირითად პარამეტრებს წარმოადგენენ: დრეიფის – β , კურსის – ψ და დახრის θ – კუთხეები და ასევე კუთხური ω და წრფივი ν სიჩქარეები.



ნახ. 15. სტრუქტურული სქემა

დრეიფის კუთხე β – ეს არის კუთხე დიამეტრალურ (გრძივ) სიბრტყესა და სიმძიმის ცენტრის წრფივი სიჩქარის მყისიერ მიმართულებას შორის, ω – გემის სიმძიმის ცენტრზე, კურსის კუთხე ψ – დიამეტრალურ სიბრტყესა და x_1 შორის, რომელიც ემთხვევა დიამეტრალურ სიბრტყეს მანევრირების საწყის მომენტში, φ – კუთხე x_1 ღერძსა და გემის სიმძიმის ცენტრის ν წრფივი სიჩქარის მიმართულებას შორის.

როგორც გვიჩვენებს გამოკვლევები [71, 73] სვლის სიჩქარის ცვლილებები მანევრირების პროცესში, მცირედ ახდენს გავლენას დრეიფის კუთხეზე β და მოძრაობის ტრაექტორიაზე, დრეიფის კუთხეს და კუთხურ სიჩქარეს განსაზღვრავენ ვარაუდით $V=const.$ მიღებული დაშვებებისათვის გემის მოძრაობის განტოლება ჰორიზონტალურ სიბრტყეში დაიწერება შემდეგნაირად [72, 73].

$$\frac{d\beta}{d\tau} + q_{21}\beta + h_1 p^2 + r_{21}\bar{\omega} + s_{21}\alpha, \quad (8)$$

$$\frac{d\omega}{d\tau} + q_{31}\beta + r_{31}\bar{\omega} - s_{31}\alpha = 0, \quad (9)$$

სადაც $\tau = t \frac{V_0}{L}$ – განზომილების დროა;

ν_0 – არის სვლის სიჩქარე ცირკულაციაზე გასვლის წინ და ყველა დანარჩენი პარამეტრები აღებულია სამუშაოებიდან [72, 83].

განსაზღვრულ შემთხვევებში ანალიზი უზრუნველსაყოფად თვლიან, რომ კურსიდან გემის მცირე გადახრებისას მოძრაობის კურსიდან ჰორიზონტალურ სიბრტყეში წრფივია დრეიფის კუთხის მიმართ და გემის მოძრაობა აღიწერება წრფივი განტოლებათა სისტემით

$$\left. \begin{aligned} \frac{L}{V_0} \frac{d\beta}{dt} + q_{21}\beta + r_{22}\bar{\omega} + s_{21}\alpha; \\ \frac{L}{V_0} \frac{d\bar{\omega}}{dt} + q_{31}\beta + r_{32}\bar{\omega} + s_{31}\alpha = F(t), \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

სადაც $F(t)$ არის ამგზნები ზემოქმედება.

გარკვეული მათემატიკური გარდაქმნების შემდეგ (10) განტოლებების საფუძველზე მიღებული იქნა გადამცემი ფუნქციები:

ამგზნები ზემოქმედების მიხედვით

$$W'_{z3}(s) = \frac{\Delta\psi(s)}{F(s)} = \frac{k'_{z3}(1 + T'_{ok}s)}{s(1 + T_{1k}d + T_{2k}s^2)}. \quad (11)$$

საჭის მობრუნების კუთხის მიხედვით

$$W_{z3}(s) = \frac{\Delta\psi(s)}{\alpha(s)} = \frac{k_{z3}(1 + T_{ok}s)}{s(1 + T_{1k}d + T_{2k}s^2)}. \quad (12)$$

მმართველი მოწყობილობის გადამცემი ფუნქცია გამოსახება დამოკიდებულებით

$$W_{yy}(s) = \frac{K_{ou\phi}s}{T_{ou\phi}s + 1} + \frac{K_{um}}{s} + 1, \quad (13)$$

სადაც $K_{ou\phi}$, K_{um} და $T_{ou\phi}$ – შესაბამისად მადიფერენცირებელი და მაინტეგრირებელი რგოლების გაძლიერების კოეფიციენტები და მადიფერენცირებელი რგოლის დროის მუდმივა.

აღვნიშნავთ, რომ ყველა ჩამოთვლილი გადამცემი ფუნქციები წარმოადგენენ ლაპლასის გარდაქმნის s ოპერატორი ფუნქციებს.

ნაშრომების [1, 75] შესაბამისად

$$W_{yy}(s) = \frac{U_{\alpha\beta\delta}(s)}{\Delta\psi(s)}; \quad (14)$$

$$W_{yc}(s) = \frac{\theta_{yc}(s)}{U_c(s)}; \quad (15)$$

$$W_{u\delta}(s) = \frac{\theta_{u\delta}}{\theta_{yc}}; \quad (16)$$

$$\Delta\psi(s) = \psi_{\beta\delta}(s) - \psi(s), \quad (17)$$

სადაც: $U_{\alpha\beta\delta}$, U_c , θ_{yc} , $\theta_{u\delta}$, θ_{um} , hp – შუალედური კოორდინატები; α , ψ და $\psi_{\beta\delta}$ – გემის საჭის, გემის კურსის გამომავალ და გემის კურსის შემომავალ კუთხურ მოძრაობათა კოორდინატები.

განხილვადი სისტემა მიეკუთვნება მრავალრეჟიმიანს: მუშაობს გემის საჭის მოთვალთვალე სისტემის რეჟიმებში (CCYP – სისტემა α), რომელიც წარმოადგენს $U_{\alpha\beta\delta}$ და α კოორდინატების ურთიერთდამაკავშირებელ

ჩაკვეტილ სისტემას და გემის კურსის მოთვალთვალე მართვის სისტემის რეჟიმებში. მეორე სისტემა აკავშირებს კოორდინატებს ψ_{3a0} და ψ .

გადამცემი ფუნქციები გამოსახებიან ასე:

$$W_{\psi y}(s) = \frac{W_{yy}(s)W_{\alpha}(s)W_{\Gamma_3}(s)}{1 + W_{yy}(s)W_{\alpha}(s)W_{\Gamma_3}(s)}; \quad (18)$$

$$W_{\psi B}(s) = \frac{W_{\Gamma_3}(s)}{1 + W_{yy}(s)W_{\alpha}(s)W_{\Gamma_3}(s)}. \quad (19)$$

ზემოთმოყვანილი დამოკიდებულებების გამოყენებით შეგვიძლია ჩავწეროთ:

$$\Psi_y(s) = \frac{K_1 \left(\frac{K_{um}}{s} + 1 + \frac{K_{\partial u \phi} s}{T_{\partial u \phi} s + 1} \right) W_{\alpha}(s) W_{\Gamma_3}(s)}{1 + K_1 \left(\frac{K_{um}}{s} + 1 + \frac{K_{\partial u \phi} s}{T_{\partial u \phi} s + 1} \right) W_{\alpha}(s) W_{\Gamma_3}(s)}. \quad (20)$$

სისტემა α -თან მიმართებაში გვექნება

$$W_{\alpha}(\delta) = \frac{W_1(s)W_p(s)W_{\Gamma_3}(s)}{1 + W_1(s)W_p(s)W_{\Gamma_n}(s)W_{oc}(s)}. \quad (21)$$

ვითვალისწინებთ რა იმას, რომ მიახლოვებით:

$$W_{pn}(s) = K_{pn};$$

$$W_{p1}(s) = K_{p1};$$

$$W_{yc}(s) = K_y;$$

$$W_{oc1}(s) = K_{oc1};$$

$$W_{rn}(s) = \frac{K_{rn}}{s};$$

$$W_{u0}(s) = \frac{K_{u0}}{s},$$

$$W_1(s) = \frac{K_{yc} \frac{K_{u0}}{s} \cdot K_{p1}}{1 + K_{yc} \frac{K_{u0}}{s} \cdot K_{p1} K_{oc1}} = \frac{K_{yc} K_{u0} K_{p1}}{s + K_{yc} K_{u0} K_{p1} K_{oc1}} = \frac{K_c}{s + K_c K_{oc1}};$$

$$W_{\alpha}(s) = \frac{W_1(s) K_{pn} \frac{K_{rn}}{s}}{1 + W_1(s) K_{pn} \frac{K_{rn}}{s} \cdot K_{oc}} = \frac{W_1(s) K_{pn} K_{rn}}{s + W_1(s) K_{pn} K_{rn} K_{oc}}$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{\frac{K_c}{s + K_c K_{oc1}} K_{pn} K_{rn}}{S + \frac{K_c}{s + K_c K_{oc1}} K_{pn} K_{rn} \cdot K_{oc}} = \frac{K_\alpha}{S(s + K_c K_{oc1}) + K_\alpha K_{oc}} = \\
&= \frac{K_\alpha}{S^2 + K_c \cdot K_{oc1} s + K_\alpha \cdot K_{oc}}. \tag{22}
\end{aligned}$$

α სისტემის სინთეზისას ვარირებად პარამეტრებად იღებენ K_α და K_{oc1} და როგორც წესი პარამეტრს K_{oc} ირჩევენ 1-ის ტოლად [1].

მიღებული $W_\alpha(s)$ გადამცემი ფუნქციის გამოსახულების გათვალისწინებით შეგვიძლია ჩავწეროთ:

$$\begin{aligned}
\Psi_y(s) = & \frac{\left(K_1 \frac{K_{\text{инт}}}{s} + \frac{K_1 K_{\text{диф}} s}{T_{\text{диф}} s + 1} + K_1 \right) W_{\Gamma_3}}{K_{oc\alpha} (T_{\alpha_2} s^2 + T_{\alpha_1} s + 1) +} \\
& + \left(K_1 K_{\text{инт}} K_{oco} \frac{1}{s} + K_1 K_{\text{диф}} K_{oco} \frac{1}{T_{\text{диф}} s + 1} + K_1 K_{oco} \right) W_{\Gamma_3}, \tag{23}
\end{aligned}$$

სადაც:

$$K_c = K_{yc} K_{ид} K_{p1}, \tag{24}$$

$$K_\alpha = K_c K_{pn} K_{rn} = K_{yc} K_{p1} K_{pn} K_{rn}.$$

მნიშვნელისა და მრიცხველის გამრავლებით წევრზე

$$T_{\text{диф}} s^2 + s$$

და ვიღებთ:

$$\begin{aligned}
\Psi_y(s) = & \frac{\left[K_1 K_{\text{инт}} (T_{\text{диф}} s + 1) + K_{\text{диф}} K_1 s^2 + K_1 (T_{\text{диф}} s^2 + s) \right]}{K_{oc\alpha} (T_{\alpha_2} s^2 + T_{\alpha_1} s + 1) (T_{\text{диф}} s^2 + s) W_{\Gamma_3} + K_{\text{инт}} K_1 K_{oco} (T_{\text{диф}} s + 1) W_{\Gamma_3} +} \\
& + K_{\text{диф}} K_1 K_{oco} W_{\Gamma_3} s^2 + K_1 K_{oco} W_{\Gamma_3} (T_{\text{диф}} s^2 + s)}. \tag{25}
\end{aligned}$$

აბ

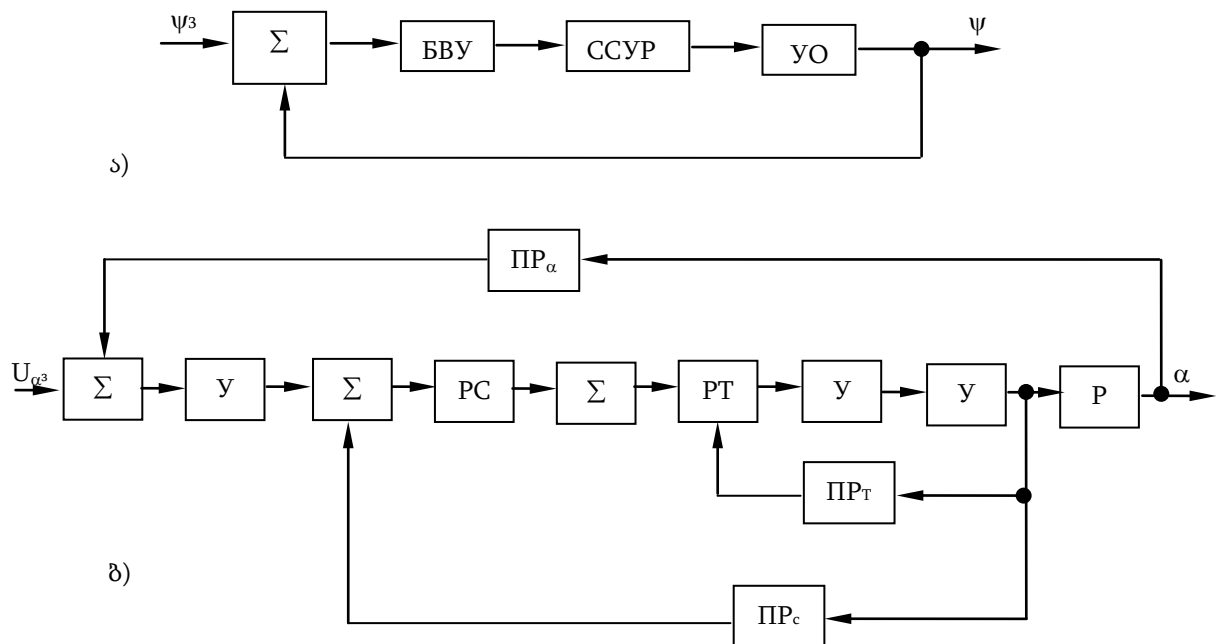
$$\begin{aligned}
\Psi_y(s) = & \frac{(K_1 K_{\text{инт}} T_{\text{диф}} s + K_1 K_{\text{инт}} + K_{\text{диф}} K_1 s^2 + K_1 T_{\text{диф}} s^2 + K_1 s) W_{\Gamma_3}(s)}{K_{oc\alpha} L(s) + K_{\text{инт}} K_1 K_{oco} T_{\text{диф}} s W_{\Gamma_3}(s) + K_{\text{инт}} K_1 K_{oco} W_{\Gamma_3}(s) +} \\
& + K_{\text{диф}} W_{\Gamma_3}(s) K_1 K_{oco} s^2 + K_1 K_{oco} T_{\text{диф}} s^2 W_{\Gamma_3}(s) + K_1 K_{oco} s W_{\Gamma_3}(s)}. = \frac{M^0(s)}{N^0(s)}. \tag{26}
\end{aligned}$$

სადაც

$$W_{r3} = \frac{K_{r3}(1+T_{ok}s)}{s(1+T_{1k}s+T_{ok}s^2)} = \frac{W_4(s)}{W_3(s)}.$$

ნახ. 16 მოყვანილია მეორე სახის ელექტრომექანიკური სისტემის ფუნქციონალური სქემა [77].

აქ: БВУ – გამომთვლელი მოწყობილობების ბლოკი, რომელიც წარმოადგენს მუდმივი დენის მაძლიერებლებზე რეალიზებული მადიფერენცირებელ, გამაძლიერებელ და მაინტეგრირებელ რგოლებს აგებულ ПИД - რეგულატორს; Σ – მაჯამებელი მოწყობილობა; ССУР – (სისტემა α) გემის საჭის მართვის მოთვალთვალე სისტემა; УО – მოძრავი გემი; У – მაძლიერებელი მოწყობილობა; РС – სიჩქარის რეგულატორი; РТ – დენის რეგულატორი; УП – მაძლიერებელ-გარდამქმნელი მოწყობილობა; ИД – შემსრულებელი ძრავა; Р – საჭის მექანიზმი; ПР_Т და ПР_с – დენისა და სიჩქარის კონტურთა გარდამქმნელი მოწყობილობები; ψ და α – შესაბამისად გემის კურსის კუთხე და საჭის გადაწყობის კუთხე; ψ_{3ad} – ψ კუთხის შემომავალი მნიშვნელობა $U_{\alpha 3ad}$ – α სისტემაში შემომავალი ძაბვა.



ნახ. 16. ფუნქციონალური სქემები
 ა - კურსის მართვის სისტემა; ბ - საჭის მართვის მოთვალთვალე სისტემა

მთლიანი სისტემის სტრუქტურული სქემა საჭის მექანიზმის ორმასიანი დინამიკური მოდელის გათვალისწინებით მოყვანილია ნახ. 17. სადაც: W_{nuo} , W_{pm} , W_{pm} , $W_{\phi 1}$, W_n , W_{no} , W_{m1} , W_{m2} , W_{ocm} , W_{z3} და W_{ocm} – შესაბამისად – რეგულატორის, დენის რეგულატორის Φ ფილტრია, ტირის გარდამქმნელის, შემსრულებელი ძრავის, საჭის მექანიზმის (W_{m1} , W_{m2} , W_{ocm}). მართვის ობიექტის (ჰიდრორგოლის); K_n – მაძლიერებლის გაძლიერების კოეფიციენტი; $K_{e,s}$ და $K_{c,s}$ – უკუკავშირების გაძლიერების კოეფიციენტები ელექტრომამოძრავებელი ძალის და სიჩქარის კონტურის მიმართ; K_T – დენის მიმართ უკუკავშირის გადამცემი კოეფიციენტი; აქ: $W'_{z3}(s)$ – გემის (ჰიდრორგოლის) გადამცემი ფუნქცია შემაშფოთებელი ზემოქმედების მიმართ;

$K_{du\phi}$, K_{uum} , K_{uz} – შესაბამისად მაღიფერენცირებული, მაინტეგრირებული და მაძლიერებელი რგოლების გაძლიერების კოეფიციენტები; K_δ და $K_{\phi 2}$, K_ϕ და $T_{\phi 1}$, K_n და T_n – შესაბამისად გაძლიერების კოეფიციენტები და დროის მუდმივები შემსრულებელი ძრავის, ფილტრის Φ_1 და ტირისტორული გარდამქმნელის.

s – ლაპლასის ოპერატორი.

გაშლილი სახით გვაქვს:

$$W_{nuo}(s) = K_{du\phi}s + K_{nz} + \frac{K_{akm}}{s}; \quad (27)$$

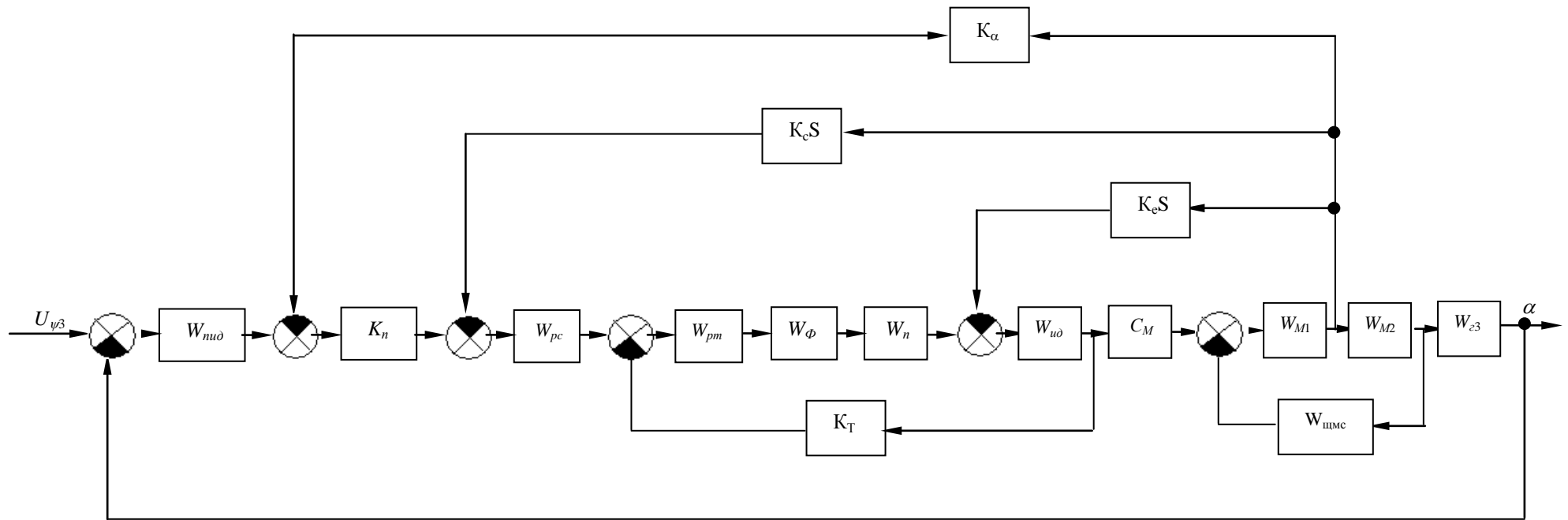
$$W_{uz}(s) = \frac{1}{(T_{\phi 2}s + 1)K_{\phi 2}} = \frac{K_\delta}{T_\delta s + 1}; \quad (28)$$

$$W_{\phi 1}(s) = \frac{K_y}{(T_{\phi 1}s + 1)K_{\phi 1}} = \frac{K_\phi}{T_{\phi 1}s + 1}; \quad (29)$$

$$W_n(s) = \frac{K_n}{T_n s + 1}. \quad (30)$$

$$W_{m1}(s) = \frac{1}{I_1 s^2 + (b_1 + b_{12})s + C_{12}}; \quad (31)$$

$$W_{m2}(s) = \frac{1}{I_2 s^2 + (b_2 + b_{12})s + C_{12}}; \quad (32)$$



ნახ. 16. გემის კურსის მართვის სისტემის სტრუქტურული სქემა

$$W_{ocM}(s) = b_{12}s + C_{12}; \quad (33)$$

$$W_{z3}(s) = \frac{K_{z3}(1 + T_{ok}s)}{s(1 + T_{1k}s + T_{2k}s^2)}; \quad (34)$$

$$W'_{z3}(s) = \frac{K'_{z3}(1 + T'_{ok}s)}{s(1 + T_{1k}s + T_{2k}s^2)}, \quad (35)$$

$$K_g = \frac{1}{K_{\phi 2}}. \quad (36)$$

საჭის მექანიზმის დრეკადი ორმასიანი მოდელის განხილვისას შემსრულებელი ძრავის და მექანიზმის დინამიკის განტოლებები ჩაიწერებინ ასე [71-73]:

$$I_1\ddot{\phi}_1 + b_1\dot{\phi}_1 + b_{12}\dot{\phi}_1 + c_{12}\phi_1 = M_{\partial\theta} + b_{12}\dot{\phi}_2 + c_{12}\phi_2; \quad (36)$$

$$I_2\ddot{\phi}_2 + b_2\dot{\phi}_2 + b_{12}\dot{\phi}_2 + c_{12}\phi_2 = b_{12}\phi_1 + b_{12}\dot{\phi}; \quad (38)$$

$$M_{\partial\theta} = C_M i_a; \quad (39)$$

$$U_a = K_{\phi 2}(1 + T_{\phi 2})I_a + E, \quad (40)$$

სადაც:

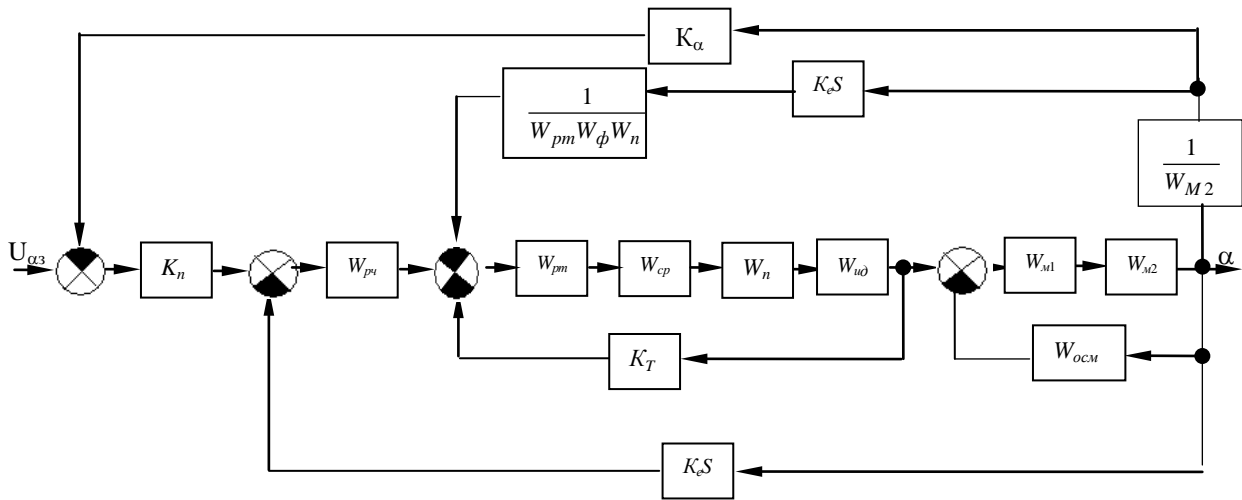
$$E = K_e s \alpha, \quad T_{\phi 2} = (L_{\phi 2} + L_{\partial\theta}) / R_{\phi 2} + R_{\partial\theta};$$

$K_{\phi 2} = R_{\phi 2} + R_{\partial\theta}$; $R_{\phi 2}$ და $R_{\partial\theta}$ - ფილტრის $\Phi 2$ და ძრავას აქტიური წინაღობები; $L_{\phi 2}$ და $L_{\partial\theta}$ - ფილტრისა და ძრავას ინდუქტიურობები [77].

I_1 და I_2 - საჭის მექანიზმის დრეკადი ორმასიანი მოდელის დაყვანილი ინერციის მომენტები; c_{12} და b_{12} - დრეკადი მასათაშორისი კავშირის სიხისტისა და ბლანტი ხახუნის კოეფიციენტები; b_1 და b_2 - ბლანტი ხახუნის კოეფიციენტები მბრუნავ შესახსრებაში; C_M - მუდმივა მოძრაობის მომენტის მიმართ; $K_e = \frac{30C_e i_0}{\pi}$; i_0 - გადაცემის რიცხვი შემსრულებელი ძრავადან საჭემდის; i_a - ძაბვა ლუზის ჯაჭვში; U_a - ძაბვა ლუზის ჯაჭვში; C_e - უკუელექტრომომძრავებელი ძალის კოეფიციენტი; ϕ_1 და ϕ_2 - კუთხურ მოძრაობათა კოორდინატები; $M_{\partial\theta}$ - შემსრულებელი ძრავას მიერ განვითარებადი მომენტი.

დრეკადი მექანიკური ნაწილის არსებობამ შესაძლოა გამოიწვიოს რხევადი მდგენელების არსებობა გარდამავალ პროცესებში, მაგრამ გემის კურსის მართვის მთლიან სისტემაში ეს მდგენელები, როგორც წესი განიცდიან ფილტრაციას მთლიანი სისტემის სტრუქტურულ კავშირებში.

ნახ. 18 მოყვანილია სისტემის გარდაქმნილი სტრუქტურული სქემა.



ნახ. 18. გარდაქმნილი სტრუქტურული სქემა

ნახაზებზე 17 და 18 მოყვანილია სტრუქტურული სქემების თანახმად გემის კურსის მართვის სისტემის (ψ სისტემის) გადამცემი ფუნქცია შესაძლოა წარმოვიდგინოთ სახით:

$$W_{\psi}(s) = \frac{W_{ud} W_{\alpha} W_{\epsilon 3}}{1 + W_{ud} W_{\alpha} W_{\epsilon 3}}, \quad (41)$$

აქ

$$W_{\alpha}(s) = \frac{K_n W_{\alpha e}(s)}{1 + K_{oc} \frac{1}{W_{M2}} W_{\alpha e}(s) K_n}; \quad (42)$$

$$W_{\alpha e}(s) = \frac{K_{pc} W_{\alpha e}}{1 + K_c s \frac{1}{W_{M2}} W_{pc} W_{\alpha e}}; \quad (43)$$

$$W_{\alpha e}(s) = \frac{W_{km} W_{me}}{1 + \frac{1}{W_{M2}} W_{\alpha e}}; \quad (44)$$

$W_{km}(s)$ და W_{pc} – შესაბამისად დენის და სიჩქარის ჩაკეტილი კონტურების გადამცემი ფუნქციები; K_{oc} – უკუკავშირის კოეფიციენტი; $W_{\alpha}(s)$ – საჭის მართვის მოთვალთვალე სისტემის გადამცემი ფუნქცია.

$W_{\psi}(s)$ ფუნქცია შესაძლოა წარმოვიდგინოთ სახის:

$$W_{\psi}(s) = \frac{W_{nu0} W_{z3} K_n W_{ac}(s)}{\left(1 + K_{oc} \frac{W_{ac}}{W_{M2}}\right) + W_{nu0} K_n W_{ae} \cdot W_{z3}}. \quad (45)$$

ჩატარებული კვლევების თანახმად მიღებულია საწყისი კანონზომიერებები შემდგომი დინამიკური კვლევებისათვის, რომელთა ძირითადი პრინციპებია განხილული ნაშრომებში [78-79].

მიღებული გადამცემი ფუნქციების გამოყენებით შესაძლოა სისტემათა პარამეტრული სინთეზი და იგი განხორციელებულია ნაშრომებში [81, 83].

კერძოდ, ნაშრომებში [89] განხილულია ელექტროჰიდრავლიკურ სისტემათა პარამეტრული სინთეზის ამოცანები, რომელთა თანახმად ψ სისტემის ოპტიმიზაციური სინთეზი აგებულია K_{ie} და W_{yy} გადამცემი ფუნქციების პარამეტრების შერჩევაზე.

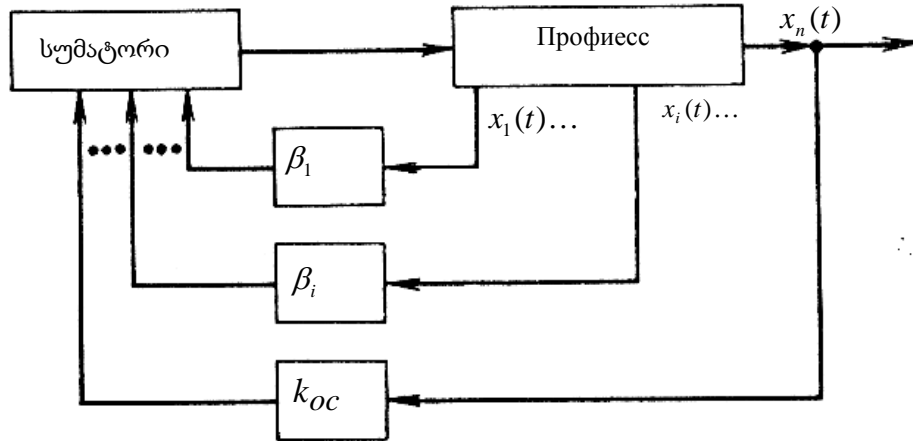
ასეთივე პარამეტრული სინთეზის ამოცანები გადაჭრილია ელექტრომექანიკურ სისტემებთან მიმართებაში ნაშრომებში [81-83].

შესამუშავებელი სისტემების ეფექტურობის შემდგომი ამაღლების ტენდენციები მოითხოვენ ოპტიმიზაციური დინამიკური სინთეზისაკენ მიმართული დინამიკური კვლევების მეთოდებისა და მეთოდიკების 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 [85, 87].

აღნიშნულთან დაკავშირებით ნახ. 18–ზე მოყვანილია დამატებითი სინთეზირებადი $\beta_i(t)$ ($i = 1, \dots, n$) უკუკავშირების მეშვეობით მართვის

ოპტიმალური კანონის რეალიზაციის ცნობილი ბლოკ-სქემა. აქ უკუკავშირების 1 რაოდენობა უდრის სისტემა 2-ის რიგს. უკუკავშირების სიგნალები წარმოადგენენ სისტემის ზომვად კოორდინატებს.



ნახ. 19. რეგულირების ოპტიმალური სისტემის სქემა

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 [86–87].

რეგულირების სისტემის ნორმალურ განტოლებათა სისტემა შეგვიძლია ჩავწეროთ სახით

$$\dot{X} = AX + G(t), \quad (46)$$

სადაც

$$X(t) = \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ \vdots \\ x_n(t) \end{bmatrix}; \quad G(t) = \begin{bmatrix} g_1(t) \\ g_2(t) \\ \vdots \\ g_n(t) \end{bmatrix}; \quad A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \cdots & a_{1n} \\ a_{21} & a_{22} & \cdots & a_{2n} \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ a_{n1} & a_{n2} & \cdots & a_{nn} \end{bmatrix}; \quad (47)$$

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

ერთგანზომილებიან სისტემასთან მიმართებაში ტოლობა (47)

შეგვიძლია ჩავწეროთ ასე:

$$\dot{X} = AX + G(t); \quad (48)$$

$$Y = CX, \quad (49)$$

სადაც Y – სისტემის გამომავალი კოორდინატი;

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

აქ

$$G(t) = \begin{bmatrix} g_1(t) \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (50)$$

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 გვექონდეს სასურველი $x_{\text{მც}}(t)$ რეგულირებადი კოორდინატი სისტემის შემაჯამებელ მოწყობილობაში უნდა შემოვიდეს ზემოქმედება

$$g_{\text{მც}}(t) = g_{\text{მც}}(t) - g(t). \quad (51)$$

ამ გამოსახულებაში:

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

აქ:

$$g_{\text{მც}}(s) = \frac{1}{W_{\text{მც}}(s)} x_{\text{მც}}(s) - g(s), \quad (52)$$

სადაც

$$W_{kc}(s) = \frac{M_{kc}(s)}{N_{kc}(s)} = \frac{x(s)}{q(s)}$$

წარმოადგენს არაკორექტირებულ სისტემის გადამცემ ფუნქციას.

აღვნიშნავ, რომ სასურველი პროცესების გამოსახულებების შერჩევით ვხელმძღვანელობთ ტიპური მახასიათებლები განტოლებებით [48-50].

დამატებით $g_{g\mathcal{M}}(s)$ ზემოქმედებების შემდგომი ამოცანა ხორციელდება დამატებითი მაკორექტირებელი რგოლების შემოტანით.

$$g_{g\mathcal{M}}(s) \approx \sum_i \beta_i x_i(s) + g_{ig}(s)_{noc} \quad (53)$$

ან

$$x_{g\mathcal{M}}(t) = \sum_{i=1}^n \beta_i W(s) x_{\mathcal{M}}(t) + W(s) [g_{ex} - k_{oc} x_{\mathcal{M}}(t)] \quad (54)$$

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

განტოლებებთან (48–49) მიმართებაში სასურველი კოორდინატები $x_{g\mathcal{M}}(t)$ განისაზღვრებიან შემდეგი სახით

$$\dot{X} = AX + G(t) + G_{\partial\mathcal{M}}(t); \quad (55)$$

$$Y_{\mathcal{M}} = CX,$$

სადაც:

$$G_{g\mathcal{M}}(t) = [(g_{\mathcal{M}}(t) \ 0 \ 0 \dots 0)]^T; \quad (56)$$

$$g_{\mathcal{M}}(t) = \sum \beta_i X_{i\mathcal{M}}(t);$$

$X_{i\mathcal{M}}$ – სინთეზირებადი სისტემის სასურველი კოორდინატები.

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

$$\Phi_g = \int_0^T \left[g_{g\mathcal{M}}(t) - \sum_i \beta_i x_{i\mathcal{M}}(t) \right]^2 dt \quad (57)$$

$$\Phi_g = \int_0^{\tau} \left[x_{goc}(t) - \sum_i \beta_i x_{\beta_i}(t) + x_{bo}(t) \right]^2 dt, \quad (58)$$

სადაც: $X_{goc}(t)$ - სისტემის სასურველი გამომავალი კოორდინატი; $X_{\beta_i}(t)$ – გახსნილ არაკორექტირებულ სისტემის i -ური β_i $X_{ioc}(t)$ მდგენელების შესაბამისი გამომავალი კოორდინატები; $X_{bo}(t)$ სისტემის ამონახსნი

$$[g(t) - k_{oc} X_{goc}(t)];$$

ზემოქმედების შესაბამისი k_{oc} - კონტურული უკუკავშირის კოეფიციენტი (მოთვალთვალე სისტემაში მდებარეობის მიმართ უკუკავშირისა).

ფუნქციონალების მინიმიზაციის განხორციელების პარალელური მაკორექტირებელი რგოლების პარამეტრების შერჩევით.

აქვე უნდა აღვნიშნოთ, რომ მრავალ შემთხვევაში საანგარიშო ნაწილის გამარტივების მიზნით ფუნქციონალებს (57) და (58) მინიმიზაციის მაგივრად ახორციელებენ პირობით განტოლებათა დამუშავებას უმცირეს კვადრატთა მეთოდით.

უფრო ზოგადი მიდგომით კოორდინატები $X_{ioc}(t)$ ვსაზღვრავთ განტოლებათა (48-49) ბიჯური ამოხსნით მოცემული $Y_{oc}(t_v)$, სადაც t_v – რიცხობრივი ამოხსნების ბიჯი. უფრო მარტივ შემთხვევებში შეგვიძლია ვიხელმძღვანელოთ ანალიზური საანგარიშო დამოკიდებულებებით.

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

$$G_{igoc}(t_v) = \beta_i G_{\beta_i}(t_v) = \beta_i [-X_{ioc}(t_v) \ 0 \dots 0]^T, \quad (58^1)$$

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

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

და შემდგომ მატრიცული განტოლებების გამოყენებით

$$X_i = A_1 X_i + G_1(t) + G_{\beta igoc}(t_v) \quad (59)$$

$$Y_i = C X_i, \quad (60)$$

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

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

ბიჯურად ვსაზღვრავთ $Y_{so}(t_v)$ და $X_i(t)$ -ს მნიშვნელობებს.

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

$$\dot{X}_i = A_1 X_i + G_1(t_v); \quad (61)$$

$$Y_i = C X_i, \quad (62)$$

და კოორდინატებს $X_i(t)$ ვიღებთ განტოლებების

$$X_i = A X_i + G_{\beta_i g_{oc}}(t_v) \quad (63)$$

$$Y_i = C X_i \quad (64)$$

ამოხსნით.

მიღებული შედეგების გამოყენებით დავდივართ პირობით განტოლებებზე რიცხობრივი ინტეგრირების წერტილებში.

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

ცნობილი მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით სინთეზის მეთოდის შესაბამისად სასურველ კოორდინატს ვიძლევი 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 [90–91]:

$$\beta_1 x_1(Z_m t_v) + \beta_2 x_2(Z_m t_v) + \beta_{n-1} x_{n-1}(Z_m t_v) = y_m(Z_m t_v) - y_{BO}(Z_m t_v). \quad (65)$$

ამ განტოლებათა სისტემის (65) დამუშავებით უმცირეს კვადრატთა მეთოდის გამოყენებით დავდივართ საძიებელ პარამეტრებთან β_i მიმართებაში წრფივ ნორმალურ განტოლებებზე.

2.2. გემის მდებარეობისა და კურსის მართვის ელექტროჰიდრაულიკური სისტემის სტრუქტურულ-პარამეტრული სინთეზის ამოცანების გადაჭრა

2.2.1. სინთეზის მეთოდის შემუშავება წარმოსახვით სიხშირეთა მახასიათებლების გამოყენებით

ნაშრომებში [65, 66] 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 [65, 66, 69].

ორიგინალის $f(t)$ წარმოსახვით სიხშირეთა მახასიათებელს მივიღებთ თუ $F(p) \doteq f(t)$ გამოსახულების არგუმენტს, სადაც p – ლაპლასის ოპერატორია, მოვანიჭებთ რიგ საგნობრივ $p = \delta$, მნიშვნელობებს და δ -ს განვიხილავთ წარმოსახვით სიხშირედ $\omega = -j\delta$.

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 გამოსახულება გამოყენების ბაზაზე

$$F^\circ(p) = \frac{b_0 + b_1 p + b_2 p^3}{a_0 + a_1 p + a_2 p^3 + p^3}; \quad (66)$$

$$F^\circ(p) = \frac{b_0 + b_1 p}{a_0 + a_1 p + a_2 p^2}. \quad (67)$$

ეს მახასიათებლები პირველ რიგში უნდა ითვალისწინებდნენ მახასიათებლების $F^\circ(o)$ და $F^\circ(\sim)$ 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 იქნან ასე:

$$F(p, \sigma_j) = \frac{M(p) + \sum_{j=1}^s \sigma_j M_j(p)}{N(p) + \sum_{j=1}^s \sigma_j N_j(p)} = x(t) \quad (68)$$

და

$$F^\circ(p) = \frac{M^\circ(p)}{N^\circ(p)} = x^\circ(t), \quad (69)$$

სადაც M°, M, N° და $N - p$, გარკვეული პოლინომები, σ_j – სინთეზირებადი კოეფიციენტები (პარამეტრები).

პროცესების ინტეგრალური მიახლოება

$$(p, \sigma_j) \cong F^\circ(p) . \quad (70)$$

გაშლილი სახით მიიღებს სახეს

$$M^\circ(p) \sum_{j=1}^n \sigma_j N_j(p) - N^\circ(p) \sum_{j=1}^n \sigma_j M_j(p) = N^\circ(p) M(p) M^\circ(p) N(p). \quad (71)$$

მიღებული (65) გამოსახულების თანახმად ჩაიწერება პირობითი განტოლებები $p = \delta$ აპროქსიმაციათა l კვანძებისათვის.

ნაშრომში [53] რეკომენდირებულია δ_v სიხშირეთა განთავსება მოცემული გეომეტრიული პროგრესიის

$$\delta_v = \delta_0 q^{-v}, \quad v = 0, \dots, k-1.$$

თანახმად, რომლის მნიშვნელი $q = 2$.

შემდგომ პირობითი განტოლებები მრავლდება $\lambda_v(\delta_v)$ ნამრავლზე.

ამ ნამრავლების (წონითი კოეფიციენტების) განსაზღვრისათვის საჭირო თეორიული მიდგომები და მათემატიკური გამოსახულებები აგრეთვე მოყვანილია ნაშრომში [65].

წარმოსახვით სიხშირეთა გამოყენებაზე დაფუძნებული სინთეზის მეთოდის ეტაპს წარმოადგენს გაანგარიშებებით სინთეზირებადი სისტემის დინამიკური მდგრადობის დამაკმაყოფილებელი პირობის შემოტანა ხორციელდება ორი ვარირებადი პარამეტრის ვარიაციის მეშვეობით.

ნაშრომებში [90-92] წარმოდგენილია რეგულირების არაწრფივი სისტემების სინთეზის მეთოდი მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით. ამ ნაშრომებში არაწრფივი სისტემების პროცესების სასურველ პროცესებთან ინტეგრალური მიახლოების მათემატიკური აპარატის თვალსაზრისით გამოყენებულია Φ_g ფუნქციონალები არაწრფივი რგოლების ამონახსნების მიხედვით [54]

$$\Phi_g = \int_0^{\tau_g} \varphi_g^2[\bar{x}_i(t); \bar{\varepsilon}(t)] dt, \quad (72)$$

სადაც $\bar{\varepsilon}_i(t)$ და $\bar{x}_i(t)$ – სასურველი პროცესები, $\varphi_g(t) = 0$ – არაწრფივი დიფერენციალური განტოლებები, τ_g – 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 $\bar{\varepsilon}(t)$ და გამომავალი $\bar{x}(t)$ კოორდინატების განსაზღვრისათვის არაწრფივ სისტემასთან შესაბამისობაში შემოდის კონკრეტული დროში ფიქსირებული პარამეტრების შემცველი განსაზღვრული „სასურველი პროცესის წრფივი სისტემა“. ასეთ მიდგომისას $\bar{\varepsilon}_i(t)$ და $\bar{x}_i(t)$ წარმოადგენენ „სასურველი პროცესის წრფივი სისტემის“ i -ური რგოლების შემომავალ და გამომავალ კოორდინატებს.

განსახილველ სინთეზის მეთოდში თანახმად ნაშრომისა [92] მდგრადობის პირობის შემოტანა რეალიზდება სასურველ პროცესებში შემოტანილი კომპლექსური z_m – დროის მასშტაბური კოეფიციენტის ვარიაციის მეშვეობით, მასთან დაკავშირებით შემავალ და გამომავალ კოორდინატებს განვიხილავთ სახით

$$\left. \begin{aligned} & \bar{x}_i\left(\frac{1}{z_m}, t\right) \\ & \bar{\varepsilon}_i\left(\frac{1}{z_m}, t\right) \end{aligned} \right\} \quad (73)$$

2.2.2. გარდაქმნილი სტრუქტურული სქემების, გადამცემი ფუნქციების და სინთეზის პროცედურების კანონზომიერებების დამუშავება

გემის კურსის მართვის სისტემათა სრულყოფის საკითხებთან მიმართებაში ერთ-ერთ უაღრესად მნიშვნელოვან ამოცანას წარმოადგენს მათი სტრუქტურული და პარამეტრული ოპტიმიზაციური სინთეზი [1].

განვიხილოთ გემის კურსის მართვის ელექტროჰიდრავლიკური სისტემის ოპტიმიზაციური სინთეზის ამოცანა, აგებული მიმდევრობითი და პარალელური მაკორექტირებელი რგოლების ერთდროულ გამოყენებაზე []. შუალედური კოორდინატების შერჩევის თვალსაზრისით, რომლებიც გამოიყენებიან სინთეზის პროცედურებში პარალელური უკუკავშირების თვალსაზრისით, ვისარგებლოთ ჰიდრორგოლის დინამიკის განტოლებით

$$(T_{2k} p^3 + T_{1k} p^2 + p)\psi = K_{23}(T_{ok} p + 1)\alpha, \quad (74)$$

ჩაწერით პირველი რიგის განტოლებათა სისტემის სახით.

შემოგვაქვს ახალი ცვლადები

$$y_1 = \frac{d\psi}{dt}; \quad y_2 = \frac{dy_1}{dt}; \quad \alpha_1 = \frac{d\alpha}{dt},$$

დავდივართ განტოლებათა სისტემა

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\alpha}{dt} &= \alpha_1; \\ \alpha_2 &= K_{k2} T_{ok} \alpha_1 + K_{23} \alpha; \\ \frac{d\psi}{dt} &= y_1 = \dot{\psi}; \\ \frac{dy_1}{dt} &= y_2 = \dot{\dot{\psi}}; \\ \frac{dy_2}{dt} &= \frac{1}{T_{2k}} (T_{1k} y_2 + y_1 - T_{2k} \alpha_2). \end{aligned} \right\} \quad (75)$$

თუ ამასთან ერთდროულად განვიხილავთ α – სისტემას მე-2 რიგის განტოლების სახით

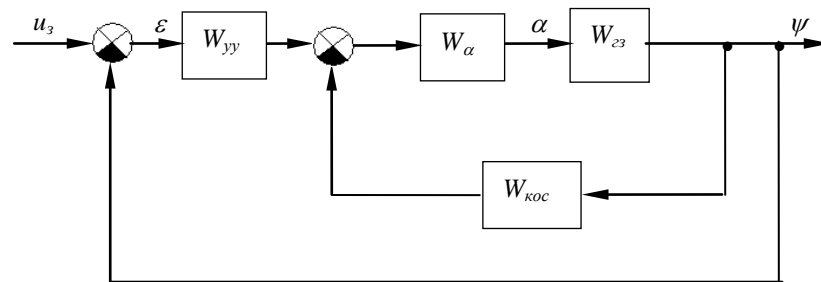
$$(a_{\alpha 2} p^2 + a_{\alpha 1} p + 1)\alpha = K_{\alpha 1} \varphi, \quad (76)$$

მაშინ განტოლებათა სისტემა (75) უნდა იქნას შევსებული განტოლებით

$$\frac{d\alpha_1}{dt} = \frac{K_{\alpha}}{a_{\alpha 2}} \varphi - \frac{a_{\alpha 1}}{a_{\alpha 2}} \alpha_1 - \alpha. \quad (77)$$

მიღებული (75)-(77) განტოლებათა სისტემის ანალიზიდან გამომდინარეობს, რომ სინთეზის შემდგომი ამოცანის რეალიზაციისათვის მიზანშეწონილია ψ , $\dot{\psi}$, $\dot{\alpha}$ და α . შუალედური კოორდინატების გამოყენება.

ψ – სისტემის სტრუქტურული სქემა მაკორექტირებელი უკუკავშირითი რგოლების გათვალისწინებით შესაძლოა წარმოვიდგინოთ ისე, როგორც ეს მოცემულია ნახ. 20–ზე. ამ ნახაზზე $W_{\kappa\sigma c}(s)$ უკუკავშირთა გადამცემი ფუნქცია.



ნახ. 20. გარდაქმნილი სტრუქტურული სქემა.

ჩავწეროთ $W_{\kappa\sigma c}(s)$ გადამცემი ფუნქციის გამოსახულება. ამისათვის პირველ რიგში ვსაზღვრავთ α და $\dot{\alpha}$ შუალედურ კოორდინატებს ფუნქციონალურ კავშირში ψ კოორდინატთან. განტოლება (74)–ის გამოყენებით:

$$\alpha(s) = \frac{T_{2\kappa}s^3 + T_{1\kappa}s + s}{K_{z3}(T_{\sigma\kappa}s + 1)}\psi(s); \quad (78)$$

$$\dot{\alpha}(s) = \frac{T_{2\kappa}s^4 + T_{1\kappa}s^3 + s^2}{K_{z3}(T_{\sigma\kappa}p + 1)}\psi(s). \quad (79)$$

ტოლობების (78) და (79) გამოყენებით გვექნება:

$$\begin{aligned} W_{\kappa\sigma c}(s) &= K_{\dot{\psi}}s\psi + K_{\dot{\psi}}s^2\dot{\psi} + K_{\alpha}W_{\psi\alpha}\psi + K_{\dot{\alpha}}W_{\psi\dot{\alpha}}\dot{\psi} = \\ &= (K_{\dot{\psi}}s^2 + K_{\dot{\psi}}s^2 + K_2W_{\psi\alpha} + K_{\dot{\alpha}}W_{\psi\dot{\alpha}}). \end{aligned} \quad (80)$$

სადაც:

$$W_{\psi\alpha}(s) = \frac{T_{2\kappa}s^3 + T_{1\kappa}s + s}{K_{z3}(T_{\sigma\kappa}s + 1)};$$

$$W_{\psi\dot{\alpha}}(s) = \frac{T_{2\kappa}s^4 + T_{1\kappa}s^3 + s^2}{K_{z3}(T_{\sigma\kappa}p + 1)}.$$

შემოგვაქვს აღნიშვნა:

$$W_I(s) = W_\alpha(s)W_{z3}(s)$$

და ვწერთ:

$$W_{II}(s) = \frac{W_I(s)}{1 + W_I(s)W_{\kappa oc}(s)}. \quad (81)$$

ანდა

$$W_{II}(s) = \frac{W_I(s)}{1 + W_I(s)[K_{\psi} s^2 + K_{\dot{\psi}} s + K_\alpha W_{\psi\alpha}(s) + K_{\dot{\alpha}} W_{\dot{\psi}\dot{\alpha}}(s)]}. \quad (82)$$

გამლილი სახით გვექნება

$$W_I(s) = \frac{K_{\alpha 1} K_{z3} (T_{ok} s + 1)}{a_{n5} s^5 + a_{n4} s^4 + a_{n3} s^3 + a_{n2} s^2 + s}; \quad (83)$$

სადაც:

$$a_{n5} = a_{\alpha 2} T_{2\kappa};$$

$$a_{n4} = a_{\alpha 1} T_{2\kappa} + a_{\alpha 2} T_{1\kappa};$$

$$a_{n3} = T_{2\kappa} + a_{\alpha 1} T_{1\kappa} + a_{\alpha 2};$$

$$a_{n2} = T_{1\kappa} + a_{\alpha 1}.$$

უკანასკნელის გამოყენებით:

$$W_{II}(s) = \frac{Kb_1 s + K_{z3}^*}{A(s) + K_{\psi} B_{\psi}(s) + K_{\dot{\psi}} B_{\dot{\psi}}(s) + K_\alpha B_\alpha(s) + K_{\dot{\alpha}} B_{\dot{\alpha}}(s)}, \quad (84)$$

სადაც:

$$B_{\psi}(s) = K_{z3}^* (T_{ok} s + 1) s;$$

$$B_{\dot{\psi}}(s) = K_{z3}^* (T_{ok} s + 1) s^2;$$

$$B_\alpha(s) = W_{\psi\alpha}(s) K_{z3}^* (T_{ok} s + 1);$$

$$B_{\dot{\alpha}}(s) = W_{\dot{\psi}\dot{\alpha}}(s) K_{z3}^* (T_{ok} s + 1),$$

$$b_1 = K_{z3}^* T_{ok}.$$

მთლიანი სისტემის გადამცემი ფუნქცია მიიღებს სახეს:

$$W_0(s) = \frac{\Psi(s)}{U_3} = \frac{W_{yy}(s)W_{II}(s)}{1 + W_{yy}(s)W_{II}(s)}, \quad (85)$$

სადაც:

$$W_{yy}(s) = K_y + \frac{K_{\text{out}}}{T_{\text{out}}s + 1} + K_{\text{sum}} \frac{1}{s}.$$

გამოსახულებაში (76) მრიცხველისა და მნიშვნელის შეკვეცის შემდეგ $(b_1s + K_{23}^*)$ -ზე ვიღებთ:

$$W_0(s) = \frac{K_{\text{out}}b_0(s) + K_{\text{sum}} \frac{1}{s} + K_y}{A_1(s) + K_{\dot{\psi}}(s^2) + K_{\ddot{\psi}}s^3 + K_{\alpha}B_{\alpha 1^*}(s) + K_{\dot{\alpha}}B_{\dot{\alpha} 1^*}(s) + K_{\text{out}}b_0(s) + \frac{K_{\text{sum}}}{s}} + K_y, \quad (86)$$

სადაც:

$$b_0(s) = \frac{s}{T_{\text{out}}s + 1};$$

$$B_{\alpha 1^*}(s) = W_{\psi\alpha}(s),$$

$$B_{\dot{\alpha} 1^*}(s) = W_{\dot{\psi}\alpha}(s).$$

მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით სინთეზის პროცედურათა რეალიზაციისათვის ვწერთ საწყის ტოლობას

$$W_0(s)U_3(s) \approx W_{\text{xc}}(s)U_3(s) = \frac{M^0(s)}{N^0(s)}U_3(s), \quad (87)$$

სადაც: $W_{\text{xc}}(s)$ – სასურველი გადამცემი ფუნქცია; $U_3(s)$ – სასურველი კოორდინატი.

საძიებლებს მიეკუთვნებიან პარამეტრები: K_{out} , K_{sum} , K_y , $K_{\dot{\psi}}$, $K_{\ddot{\psi}}$, K_{α} და $K_{\dot{\alpha}}$.

ტოლობა (87)–ის თანახმად ვწერთ პირობით განტოლებათა სისტემას:

გამსხვილებული ფორმით ტოლობა (77) ჩაიწერება ასე:

$$\begin{aligned} [A_{1^*}(s) + K_{\dot{\psi}}s^2 + K_{\ddot{\psi}}s^3 + K_{\alpha}B_{\alpha 1^*}(s) + K_{\dot{\alpha}}B_{\dot{\alpha} 1^*}(s) + K_{\text{out}}b_0(s) + K_y s + K_{\text{sum}}]M^0(s) = \\ = [K_{\text{out}}b_0(s) + K_y s + K_{\text{sum}}]N^0(s). \end{aligned}$$

გარდაქმნილი სახით გვექნება:

$$\begin{aligned} \Phi_1(s) \cdot K_y + \Phi_2(s) \cdot K_{\text{out}} + \Phi_3(s) \cdot K_{\text{sum}} + \Phi_4(s) + \Phi_5(s)K_{\dot{\psi}} + \\ + \Phi_6(s)K_{\alpha} + \Phi_7(s)K_{\dot{\alpha}} = \Phi_0(s). \end{aligned} \quad (88)$$

სადაც:

$$\begin{aligned} \Phi_1(s) &= [M^\circ(s) - N^\circ(s)]s; \\ \Phi_2(s) &= b_0(s)[M^\circ(s) - N^\circ(s)]; \\ \Phi_3(s) &= M^\circ(s) - N^\circ(s); \\ \Phi_4(s) &= M^\circ(s)s^2; \\ \Phi_5(s) &= M^\circ(s)s^3; \\ \Phi_6(s) &= B_{\alpha 1^*}(s)M^\circ(s), \\ \Phi_7(s) &= B_{\dot{\alpha} 1^*}(s)M^\circ(s). \end{aligned}$$

2.3. გემის მდებარეობისა და კურსის მართვის ელექტროჰიდრავლიკური სისტემის დინამიკური სინთეზი და გარდამავალი პროცესების ანალიზი

წარმოსახვით სიხშირეთა მახასიათებლების [64, 65] გამოყენებით ვწერთ პირობით განტოლებათა სისტემას სააპროქსიმაციო წერტილებში $\delta = \delta_v$

$$\begin{aligned} \Phi_1(\delta_v)K_y + \Phi_2(\delta_v)K_{\text{dub}} + \Phi_3(\delta_v)K_{\text{um}} + \Phi_4(\delta_v)K_{\psi} + \Phi_5(\delta_v)K_{\dot{\psi}} + \\ + \Phi_6(\delta_v)K_{\alpha} + \Phi_7(\delta_v)K_{\dot{\alpha}} = \Phi_0(\delta_v), \end{aligned} \quad (89)$$

$$v = 1, \dots, l.$$

რადგანაც პირობით სიხშირეთა მახასიათებლების სხვადასხვა ნაწილების მნიშვნელობა ორიგინალის აღწარმოება სიზუსტის თვალსაზრისით განსხვავებულია, ამიტომ აპროქსიმაციის კვანძები განლაგდებიან არათანაბრად (მეტი სიხშირით $\delta \rightarrow 0$ არეში) და განტოლებათა სისტემა მარაგდება წონითი კოეფიციენტებით. ნაშრომში [107] რეკომენდებულია აპროქსიმაციების კვანძების განლაგება ისეთი გეომეტრიული პროგრესიის თანახმად

$$\delta_v = \delta_0 q^{-v}, \quad v = 0, \dots, l-1,$$

რომლის ფუძე q უდრის ორს.

ამასთან აპროქსიმაციისათვის საჭირო განმსაზღვრელ ნაწილს წარმოადგენს უბანი $0 \leq \delta \leq \delta_0$, სადაც $X^0(\delta_0)$ შეიძლება იყოს გამოსახული $X^0(\delta)_{\max}$ -ის წილად; $X^0(\delta_v) = kX^0(\delta)_{\max}$, სადაც $k = 0,7 - 0,8$.

შემდგომ ყოველი პირობითი განტოლება მრავლდება წონით მამრავლზე $\gamma_v(\delta_v)$, რომელიც განისაზღვრები შემდეგი ფორმულებით [107]:

$$\gamma_v(\delta_v) = \frac{\theta}{\Omega_v};$$

$$\Omega_v = \frac{\Phi_1(\delta_v) + \Phi_2(\delta_v) + \Phi_3(\delta_v) + \Phi_0(\delta_v)}{4};$$

$$\theta = \frac{\sum_{v=1}^l \Omega_v}{l}, \quad v = 1, \dots, l.$$

ასეთი საშუალებით მიღებულ განტოლებათა სისტემას ვამუშავებთ უმცირეს კვადრატთა მეთოდით $K_y, K_{\partial u \phi}, K_{u m m}, K_{\psi}, K_{\dot{\psi}}, K_{\alpha}, K_{\dot{\alpha}}$ პარამეტრების მიმართ და ვიღებთ

$$K_y \sum_v \gamma_v^2 \Phi_1^2(\delta_v) + K_{\partial u \phi} \sum_v \gamma_v^2 \Phi_1(\delta_v) \Phi_2(\delta_v) + K_{u m m} \sum_v \gamma_v^2 \Phi_1(\delta_v) \Phi_3(\delta_v) +$$

$$+ K_{\psi} \sum_v \gamma_v^2 \Phi_1(\delta_v) \Phi_4(\delta_v) + K_{\dot{\psi}} \sum_v \gamma_v^2 \Phi_1(\delta_v) \Phi_5(\delta_v) +$$

$$+ K_{\alpha} \sum_v \gamma_v^2 \Phi_1(\delta_v) \Phi_6(\delta_v) + K_{\dot{\alpha}} \sum_v \gamma_v^2 \Phi_1(\delta_v) \Phi_7(\delta_v) = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_0(\delta_v) \Phi_1(\delta_v);$$

.....

$$K_y \sum_v \gamma_v^2 \Phi_1^2(\delta_v) \Phi_7(\delta_v) + K_{\partial u \phi} \sum_v \gamma_v^2 \Phi_2(\delta_v) \Phi_7(\delta_v) + K_{u m m} \sum_v \gamma_v^2 \Phi_3(\delta_v) \Phi_7(\delta_v) +$$

$$+ K_{\psi} \sum_v \gamma_v^2 \Phi_4(\delta_v) \Phi_7(\delta_v) + K_{\dot{\psi}} \sum_v \gamma_v^2 \Phi_5(\delta_v) \Phi_7(\delta_v) +$$

$$+ K_{\alpha} \sum_v \gamma_v^2 \Phi_6(\delta_v) \Phi_7(\delta_v) + K_{\dot{\alpha}} \sum_v \gamma_v^2 \Phi_7(\delta_v) = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_0(\delta_v) \Phi_7(\delta_v). \quad (90)$$

ახალ აღნიშვნათა სისტემა მიიღებს სახეს:

$$D_{11} K_y + D_{12} K_{\partial u \phi} + D_{13} K_{u m m} + D_{14} K_{\psi} + D_{15} K_{\dot{\psi}} + D_{16} K_{\alpha} + D_{17} K_{\dot{\alpha}} = D_{01}. \quad (91)$$

$$D_{21} K_y + D_{22} K_{\partial u \phi} + D_{23} K_{u m m} + D_{24} K_{\psi} + D_{25} K_{\dot{\psi}} + D_{26} K_{\alpha} + D_{27} K_{\dot{\alpha}} = D_{02}. \quad (92)$$

$$D_{31} K_y + D_{32} K_{\partial u \phi} + D_{33} K_{u m m} + D_{34} K_{\psi} + D_{35} K_{\dot{\psi}} + D_{36} K_{\alpha} + D_{37} K_{\dot{\alpha}} = D_{03};$$

$$D_{41} K_y + D_{42} K_{\partial u \phi} + D_{43} K_{u m m} + D_{44} K_{\psi} + D_{45} K_{\dot{\psi}} + D_{46} K_{\alpha} + D_{47} K_{\dot{\alpha}} = D_{04};$$

$$D_{51} K_y + D_{52} K_{\partial u \phi} + D_{53} K_{u m m} + D_{54} K_{\psi} + D_{55} K_{\dot{\psi}} + D_{56} K_{\alpha} + D_{57} K_{\dot{\alpha}} = D_{05};$$

$$D_{61} K_y + D_{62} K_{\partial u \phi} + D_{63} K_{u m m} + D_{64} K_{\psi} + D_{65} K_{\dot{\psi}} + D_{66} K_{\alpha} + D_{67} K_{\dot{\alpha}} = D_{06};$$

$$D_{71} K_y + D_{72} K_{\partial u \phi} + D_{73} K_{u m m} + D_{74} K_{\psi} + D_{75} K_{\dot{\psi}} + D_{76} K_{\alpha} + D_{77} K_{\dot{\alpha}} = D_{07},$$

სადაც:

$$D_{11} = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_1^2;$$

$$D_{12} = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_1 \Phi_2 = D_{21};$$

$$D_{13} = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_1 \Phi_3 = D_{31};$$

$$D_{14} = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_1 \Phi_4 = D_{41};$$

$$D_{15} = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_1 \Phi_5 = D_{51};$$

$$D_{16} = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_1 \Phi_6 = D_{61};$$

$$D_{17} = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_1 \Phi_7 = D_{71};$$

$$D_{22} = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_2^2;$$

$$D_{23} = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_2 \Phi_3 = D_{32};$$

$$D_{24} = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_2 \Phi_4 = D_{42};$$

$$D_{25} = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_2 \Phi_5 = D_{52};$$

$$D_{26} = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_2 \Phi_6 = D_{62};$$

$$D_{27} = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_2 \Phi_7 = D_{72};$$

$$D_{33} = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_3^2;$$

$$D_{34} = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_3 \Phi_4 = D_{43};$$

$$D_{35} = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_3 \Phi_5 = D_{53};$$

$$D_{36} = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_3 \Phi_6 = D_{63};$$

$$D_{37} = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_3 \Phi_7 = D_{73};$$

$$D_{44} = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_4^2;$$

$$D_{45} = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_4 \Phi_5 = D_{54};$$

$$D_{46} = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_4 \Phi_6 = D_{64} ;$$

$$D_{47} = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_4 \Phi_7 = D_{74} ;$$

$$D_{55} = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_5^2 ;$$

$$D_{56} = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_5 \Phi_6 = D_{65} ;$$

$$D_{57} = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_5 \Phi_7 = D_{75} ;$$

$$D_{66} = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_6^2 ;$$

$$D_{67} = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_6 \Phi_7 = D_{76} ;$$

$$D_{77} = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_7^2 ;$$

$$D_{01} = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_0 \Phi_1 ;$$

$$D_{02} = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_0 \Phi_2 ;$$

$$D_{03} = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_0 \Phi_3 ;$$

$$D_{04} = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_0 \Phi_4 ;$$

$$D_{05} = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_0 \Phi_5 ;$$

$$D_{06} = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_0 \Phi_6 ;$$

$$D_{07} = \sum_v \gamma_v^2 \Phi_0 \Phi_7 ;$$

მიღებულ განტოლებათა სისტემის ამოხსნით ვიღებთ:

$$K_y = \frac{D_y}{D} ;$$

$$K_{\partial u \phi} = \frac{D_{\partial u \phi}}{D} ;$$

$$K_{u m} = \frac{D_{u m}}{D} ;$$

$$K_{\dot{\psi}} = \frac{D_{\dot{\psi}}}{D} ;$$

$$K_{\dot{\psi}} = \frac{D_{\dot{\psi}}}{D};$$

$$K_{\alpha} = \frac{D_{\alpha}}{D};$$

$$K_{\dot{\alpha}} = \frac{D_{\dot{\alpha}}}{D},$$

სადაც

$$D = \begin{vmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{13} & D_{14} & D_{15} & D_{16} & D_{17} \\ D_{21} & D_{22} & D_{23} & D_{24} & D_{25} & D_{26} & D_{27} \\ D_{31} & D_{32} & D_{33} & D_{34} & D_{35} & D_{36} & D_{37} \\ D_{41} & D_{42} & D_{43} & D_{44} & D_{45} & D_{46} & D_{47} \\ D_{51} & D_{52} & D_{53} & D_{54} & D_{55} & D_{56} & D_{57} \\ D_{61} & D_{62} & D_{63} & D_{64} & D_{65} & D_{66} & D_{67} \\ D_{71} & D_{72} & D_{73} & D_{74} & D_{75} & D_{76} & D_{77} \end{vmatrix}$$

$$D_y = \begin{vmatrix} D_{01} & D_{02} & \cdots & D_{17} \\ \text{-----} \\ D_{07} & D_{72} & \cdots & D_{77} \end{vmatrix}$$

$$D_{\partial u \phi} = \begin{vmatrix} D_{11} & D_{01} & \cdots & D_{17} \\ \text{-----} \\ D_{71} & D_{07} & \cdots & D_{77} \end{vmatrix}$$

$$D_{\text{uht}} = \begin{vmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{01} & \cdots & D_{17} \\ \text{-----} \\ D_{71} & D_{72} & D_{07} & \cdots & D_{77} \end{vmatrix}$$

$$D_{\dot{\psi}} = \begin{vmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{13} & D_{01} & \cdots & D_{17} \\ \text{-----} \\ D_{71} & D_{72} & D_{73} & D_{07} & \cdots & \end{vmatrix}$$

$$D_{\dot{\psi}} = \begin{vmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{13} & D_{01} & \cdots & D_{17} \\ \text{-----} \\ D_{71} & D_{72} & D_{73} & D_{07} & \cdots & D_{77} \end{vmatrix}$$

$$D_{\alpha} = \begin{vmatrix} D_{11} & D_{12} & \cdots & D_{14} & D_{01} & \cdots & D_{17} \\ \text{-----} \\ D_{71} & D_{72} & \cdots & D_{74} & D_{07} & \cdots & D_{77} \end{vmatrix}$$

$$D_{\dot{\alpha}} = \begin{vmatrix} D_{11} & D_{12} & \cdots & D_{16} & D_{01} & \cdots \\ \hline D_{71} & D_{72} & \cdots & D_{76} & D_{07} & \cdots \end{vmatrix}$$

ტექნიკური მხრიდან შესაძლოა გაძნელდეს ψ -ის შესაბამისი სიგნალის მიღება. მაშინ ამ ამოცანის შემოვლისათვის შესაძლოა შემოვიტანოთ სიგნალი, პროპორციული გამოსახულებისა

$$\Delta\psi = \alpha - \psi,$$

რაც გარკვეულ წილად დასაბუთებულია ნაშრომებში [69, 70]. უკანასკნელის დასაბუთებისათვის შეიძლება აგრეთვე ვიხელმძღვანელოთ განტოლება (90)-ის ანალიზი.

გარდაქმნილი სახით ეს განტოლება შეგვიძლია ჩავწეროთ ასე:

$$(T_{2\kappa} p^2 + T_{1\kappa} p + 1)\psi = K_{z3} T_{o\kappa} \alpha + K_{z3} \frac{\alpha}{p}, \quad (93)$$

საიდანაც

$$T_{2\kappa} p^2 \psi = (K_{z3} T_{o\kappa}) \alpha + K_{z3} \frac{1}{p} \alpha - T_{1\kappa} p \psi. \quad (94)$$

შემდგომ ვწერთ:

$$\begin{aligned} T_{2\kappa} \dot{\psi} &= [(K_{z3} T_{o\kappa}) \alpha - \psi] + K_{z3} \frac{1}{p} \alpha - T_{1\kappa} \dot{\psi} = (\alpha - \psi) + (K_{z3} T_{o\kappa} - 1) \alpha + \\ &\quad - T_{1\kappa} \dot{\psi} + K_{z3} \frac{1}{p} \alpha. \end{aligned} \quad (95)$$

უკანასკნელი ტოლობიდან გამომდინარე ისე, რომ უკუკავშირების საშუალებით მიღებული ეფექტის რეალიზაციისათვის შეგვიძლია ვიხელმძღვანელოთ უკუკავშირების შემოტანით α , $\dot{\alpha}$, ψ და $\Delta\varphi = \alpha - \psi$ კოორდინატების მიხედვით.

ასეთ შემთხვევაში გვექნება:

$$W_{\kappa o c}(s) = \left\{ K_{\psi} s + K_{\Delta\varphi} [W_{\psi\alpha}(s) - 1] + K_{\alpha} W_{\psi\alpha}(s) + K_{\dot{\alpha}} W_{\psi\dot{\alpha}}(s) + K_u W_{\psi\alpha}(s) \frac{1}{s} \right\} \psi(s). \quad (96)$$

შესაბამისად (92) ტოლობის შესაბამისი ტოლობა ჩაიწერება ასე:

$$W_{0s} = \frac{K_{\delta u \phi} \frac{S}{T_{\delta u \phi} s + 1} + K_{u m m} \frac{1}{s} + K_y}{A_1(s) + K_{\psi} B_{1\psi}(s) + K_{\Delta\varphi} B_{\Delta\varphi 1}(s) + K_{\alpha} B_{\alpha 1}(s) + K_{\dot{\alpha}} B_{\dot{\alpha} 1}(s) + K_u B_{u\alpha}(s) + K_{\delta u \phi} \frac{S}{T_{\delta u \phi} s + 1} + \frac{K_{u m m}}{s} + K_y}.$$

აქ

$$B_{\Delta 1}(s) = \frac{K_{23}(T_{0\kappa}s + 1)[W_{\psi\alpha}(s) - 1]}{b_1s + K_{23}}.$$

გამოსახულება (93) შეგვიძლია ჩავწეროთ შემდეგი სახით

$$W_0(s) = \frac{\frac{s^2}{T_{\text{დაფ}}s + 1} + K_{\text{დაფ}} + K_y s + K_{\text{უმ}}}{A_{1*}(s) + K_{\psi} s^2 + K_{\dot{\psi}} s^2 + K_{\alpha} W_{\varphi\alpha} s + K_{\dot{\alpha}} W_{\psi} + K_{\text{დაფ}} \frac{s^2}{T_{\text{დაფ}}s + 1} + K_y s + K_{\text{უმ}}}, \quad (97)$$

სადაც: $A_{1*}(s) = \frac{A(s)s}{b_1s + K_{23}};$

$$A(s) = a_{H5}s^5 + a_{H4}s^4 + a_{H3}s^3 + a_{H2}s^2 + s.$$

ან და უფრო გაშლილი სახით

$$W_0(s) = \frac{\frac{s^2}{T_{\text{დაფ}}s + 1} + K_{\text{დაფ}} + K_y s + K_{\text{უმ}}}{\frac{As}{b_1s + K_{23}} + K_{\psi} s^2 + K_{\dot{\psi}} s^2 + K_{\alpha} \frac{T_{2\kappa}s^3 + T_{1\kappa}s^2 + s}{K_{23}(T_{0\kappa}s + 1)} s + K_{\dot{\alpha}} \frac{T_{2\kappa}s^4 + T_{1\kappa}s^3 + s}{K_{23}(T_{0\kappa}s + 1)} s + \frac{s^2}{T_{\text{დაფ}}s + 1} + K_y s + K_{\text{უმ}}} = \frac{A_{L1}(s)}{B_{L1}(s)}.$$

საბოლოოდ გვექნება

$$A_{L1}(s) = C_{L4}s^4 + C_{L3}s^3 + C_{L2}s^2 + C_{L1}s + C_{L0}.$$

$$B_{L1}(s) = d_{L7}s^7 + d_{L6}s^6 + d_{L5}s^5 + d_{L4}s^4 + d_{L3}s^3 + d_{L2}s^2 + d_{L1}s + d_{L0}. \quad (98)$$

სადაც

$$C_{L0} = d_{L0} = K_{23} K_{\text{უმ}};$$

$$C_{L4} = a_{L2} a_{42};$$

$$C_{L3} = a_{L1} a_{42} + a_{L2} a_{41};$$

$$C_{L2} = K_{\text{უმ}} a_{42} + a_{L1} a_{41} + a_{L2} K_{23};$$

$$C_{L1} = K_{\text{უმ}} a_{41} + a_{L1} K_{23};$$

$$d_{L7} = K_{23} a_{A7} + K_{\dot{\alpha}} a_{35}$$

$$d_{L6} = K_{23} a_{A6} + K_{23} a_{B6} + K_{\alpha} a_{35} + K_{\dot{\alpha}} a_{34};$$

$$\begin{aligned}
d_{L5} &= K_{z3} a_{A5} + K_{z3} a_{B5} + K_{\alpha} a_{34} + K_{\dot{\alpha}} a_{33}; \\
d_{L4} &= K_{z3} a_{A4} + K_{z3} a_{B4} + K_{\alpha} a_{33} + K_{\dot{\alpha}} a_{32} + K_{\partial u \phi} K_{z3} a_{45}; \\
d_{L3} &= K_{z3} a_{A3} + K_{z3} a_{B3} + K_{\alpha} a_{32} + K_{\dot{\alpha}} K_{z3} + K_{\partial u \phi} K_{z3} a_{41}; \\
d_{L2} &= K_{z3} a_{A2} + K_{z3} a_{B2} + K_{\alpha} K_{z3} + K_{\partial u \phi} K_{z3}^2; \\
d_{L1} &= K_{z3} (a_{A1} + a_{B1}); \\
a_{L2} &= K_{\partial u \phi} + K_y T_{\partial u \phi}; \\
a_{L1} &= K_y + K_{um} K_{\partial u \phi}; \\
a_{B6} &= K_{\ddot{\psi}} a_{23}; \\
a_{B5} &= K_{\dot{\psi}} a_{23} + K_{\ddot{\psi}} a_{22}; \\
a_{B4} &= K_y a_{23} + K_{\dot{\psi}} a_{22} + K_{\ddot{\psi}} a_{21}; \\
a_{B3} &= K_{um} a_{23} + K_y a_{22} + K_{\dot{\psi}} a_{21} + L_{\dot{\psi}} K_{z3}; \\
a_{B2} &= K_{um} a_{22} + K_y a_{21} + K_{\dot{\psi}} K_{z3}; \\
a_{B1} &= K_{um} a_{21} + K_y K_{z3}; \\
a_{B0} &= K_{um} K_{z3}^2; \\
a_{A7} &= a_{n5} a_{12}; \\
a_{A6} &= a_{n4} a_{12} + a_{n5} a_{11}; \\
a_{A5} &= a_{n3} a_{12} + a_{n4} a_{11} + a_{n5}; \\
a_{A4} &= a_{n2} a_{12} + a_{n3} a_{11} + a_{n4}; \\
a_{A3} &= a_{12} + a_{n2} a_{11} + a_{n3}; \\
a_{A2} &= a_{11} + a_{n2}; \\
a_{42} &= T_{o\kappa} b_1; \\
a_{41} &= K_{z3} T_{o\kappa}; \\
a_{35} &= T_{2\kappa} T_{\partial u \phi} b_1; \\
a_{34} &= T_{1\kappa} T_{\partial u \phi} b_1 + T_{2\kappa} (K_{z3} T_{\partial u \phi} + b_1); \\
a_{33} &= T_{\partial u \phi} b_1 + T_{1\kappa} (K_{z3} T_{\partial u \phi} + b_1) + K_{z3} T_{2\kappa}; \\
a_{32} &= K_{z3} T_{\partial u \phi} b_1 + K_{1\kappa} K_{z3};
\end{aligned}$$

$$a_{23} = T_{ok} T_{ou\phi} b_1;$$

$$a_{22} = (T_{ou\phi} + T_{ok}) b_1 + K_{z3} T_{ok} T_{ou\phi},$$

$$a_{21} = b_1 + K_{z3} (T_{ou\phi} + T_{ok}).$$

გამოსახულებების (97) და (98) გამოყენებით გვექნება $\psi(t)$ კოორდინატის მიმართ გადამცემი ფუნქცია მიიღებს სახეს

$$W_\psi(s) = \frac{c_{L4}s^4 + c_{L3}s^3 + c_{L2}s^2 + c_{L1}s + c_{L0}}{d_{L7}s^7 + d_{L6}s^6 + d_{L5}s^5 + d_{L4}s^4 + d_{L3}s^3 + d_{L2}s^2 + d_{L1}s + d_{L0}}. \quad (99)$$

გამოსაკვლევ $\psi(s)$ სისტემაში მდგრადობის პირობის შემოტანის პროცედურის რეალიზაციისათვის განვიხილავთ სისტემის მახასიათებელ განტოლებას.

იმის გამო, რომ საქმე გვაქვს მე-7-ე ხარისხის მახასიათებელ განტოლებასთან მდგრადობის სინთეზისათვის ვსარგებლობთ უწყვეტი სტაციონარული სისტემის დინამიკური მდგრადობის ანალიზის ცნობილი მეთოდიკით, კერძოდ [116] სამუშაოში მოყვანილით.

აღნიშნული მეთოდიკის თანახმად განვიხილავენ დამხმარე პარამეტრებს λ_i , რომლებიც გამოისახებიან დამოკიდებულებებით:

$$\lambda_i = a_{i-1} a_{i+2} / a_i a_{i+1}, \quad i = 2, n - 2.$$

ჩვენ შემთხვევაში გვექნება:

$$\left. \begin{aligned} \lambda_1 &= a_0 a_3 / a_1 a_2; \\ \lambda_2 &= a_1 a_4 / a_2 a_3; \\ \lambda_3 &= a_2 a_5 / a_3 a_4; \\ \lambda_4 &= a_3 a_6 / a_4 a_5; \\ \lambda_5 &= a_4 a_7 / a_5 a_6. \end{aligned} \right\} \quad (100)$$

საკვლევი სისტემის მდგრადობისათვის საკმარისია, რომ სრულდებოდეს პირობა:

$$\lambda_i < \lambda^* = 0,465, \quad \forall i = \overline{1, n-2};$$

$$\lambda_i + \lambda_{i+1} < \lambda^{**} = 0,89, \quad \forall i = \overline{1, n-3};$$

$$\lambda_i + \lambda_{i+1} + \lambda_{i+2} < 1, \quad \forall i = \overline{1, n-4};$$

$$\lambda_i < (1 - \lambda_{i-1})(1 - \lambda_{i+1}), \quad \forall i = \overline{2, n-3}.$$

გადავდივართ ამპლიტუდურ-ფაზურ მახასიათებელზე, რისთვისაც ψ კოორდინატის გამოსახულებაში s ოპერატორის ნაცვლად შემოგვაქვს არგუმენტი $j\omega$, სადაც ω – წრიული სიხშირე და j -წარმოსახვითი ერთიანია. ვიღებთ ამპლიტუდურ ფაზურ მახასიათებელს:

$$\Phi(j\omega) = \frac{c_{L7}\omega^4 + c_{L3}j\omega^3 - c_{L2}\omega^2 + c_{L1}j\omega + c_{L10}}{-d_{L7}j\omega^7 + d_{L6}\omega^6 + d_{L5}j\omega^5 + d_{L4}\omega^4 - d_{L3}j\omega^3 - d_{L2}\omega^2 + d_{L1}j\omega + d_{L0}}.$$

უკანასკნელის გამოყენებით ვაგებთ საკვლევი სისტემის საგნობრივ-სიხშირულ მახასიათებელს

$$U(\omega)R[\Phi(j\omega)] = \frac{R_Q(\omega)R_p(\omega) + I_B(\omega)I_p(\omega)}{R_p^2(\omega) + I_p^2(\omega)},$$

სადაც

$$R_p(\omega) = d_{L0} - d_{L2}\omega^2 + d_{L4}\omega^4 - d_{L6}\omega^6,$$

$$I_p(\omega) = d_{L1}\omega - d_{L3}\omega^3 + d_{L5}\omega^5 - d_{L7}\omega^7;$$

$$R_Q(\omega) = c_{L0} - c_{L2}\omega^2 + c_{L4}\omega^4,$$

$$I_Q(\omega) = c_{L1}\omega - c_{L3}\omega^3.$$

ψ – სისტემის სინთეზის პროცედურების ჩატარებისათვის სასურველი პროცესის სახით შერჩეული იქნა ფუნქცია

$$\psi^0(t) = \frac{A_0 \left(\frac{a_{x1}}{2} z_m p + 1 \right)}{a_{x2} z_m^2 p^2 + a_{x1} z_m + 1} = \frac{M^0(p)}{N^0(p)} = A_0 - A_1 e^{-\frac{u_1}{z_m}} + A_2 e^{-\frac{u_2}{z_m}}, \quad (101)$$

სადაც p -კარსონის ოპერატორი, z_m დროის მასშტაბური კოეფიციენტი,

$$A_1 = 0,5A_0.$$

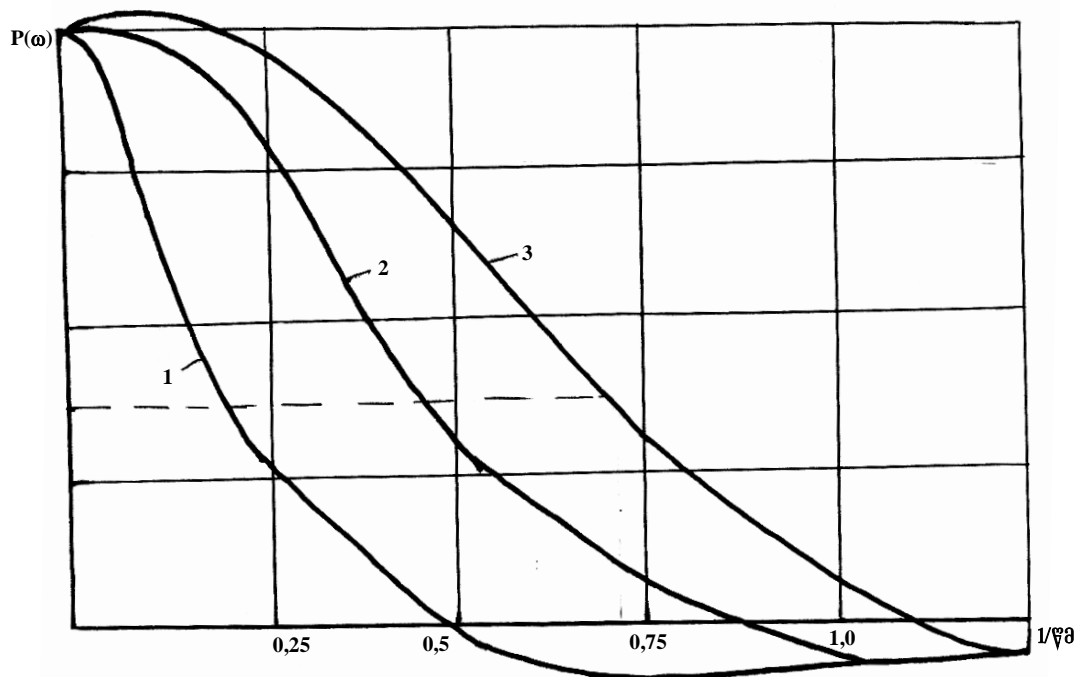
ამასთან ერთად საკვლევ სისტემასთან მიმართებაში არარეგულირებად პარამეტრებად შერჩეული იქნა: $K_{cz} = 0,100$ წმ⁻¹, $T_{ok} = 9,81$ წმ, $T_{1k} = 3,31$ წმ, $T_2 = 2,86$ წმ.

ψ -სისტემის სინთეზის შემოთავაზებული მეთოდის აპრობაციისათვის ვატარებთ კონკრეტულ საანგარიშო გამოკვლევებს. ამისათვის სასურველი პროცესის საწყის პარამეტრებად იქნა შერჩეული $u_1 = 0,006$ $\frac{1}{\text{წმ}}$ და

$u_1 = 0,012 \frac{1}{\sqrt{\theta}}$. ამასთან ერთად თვით საკვლევ სისტემასთან მიმართებაში

ჰიდრორგოლის არარეგულირებადი პარამეტრების მნიშვნელობები იქნა შერჩეული: $K_{23} = 0,104 \text{ წმ}^{-1}$, $T_{OK} = 9,81 \text{ წმ}$, $T_1 = 3,31 \text{ წმ}$, $T_2 = 2,86 \text{ წმ}$.

ჩატარებული საანგარიშო გამოკვლევების შედეგად ნახ. 21 და 22 მოყვანილია სინთეზირებული პარამეტრების მნიშვნელობები ფუნქციონალურ კავშირში z_m მასშტაბურ კოეფიციენტთან.

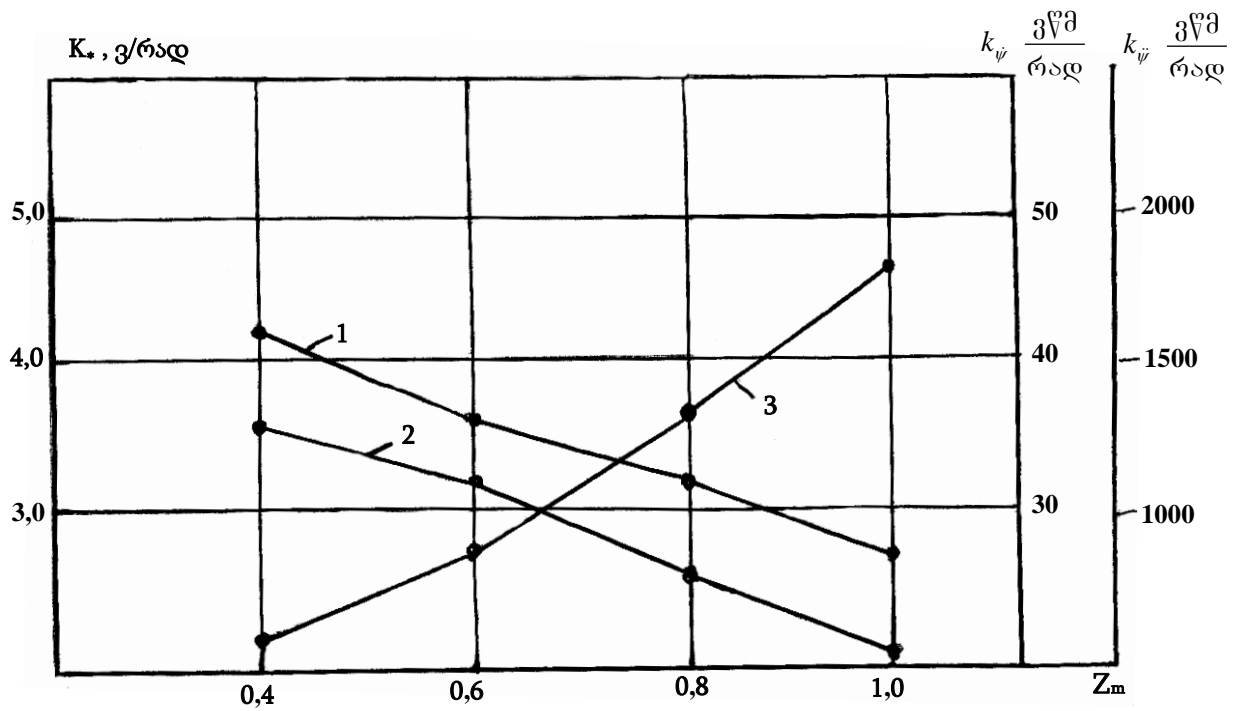


ნახ. 21. სისტემის საგნობრივი სიხშირული მახასიათებლები:
 $1 - z_m = 1,0$, $2 - z_m = 0,6$, $3 - z_m = 0,4$

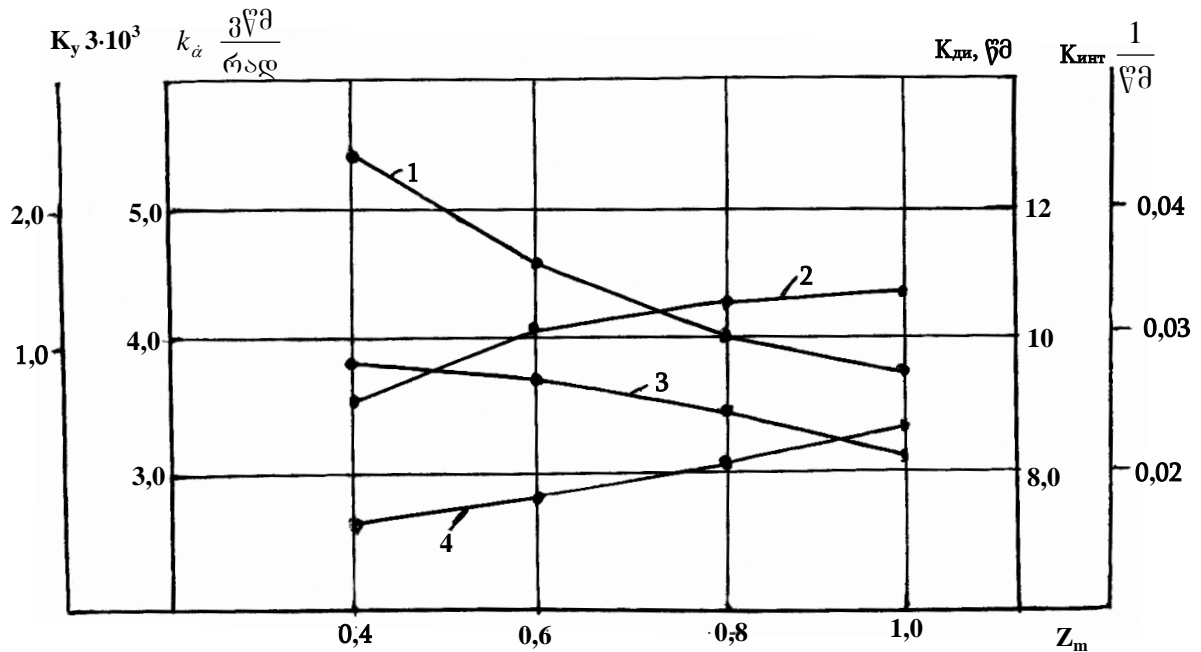
საგნობრივი მახასიათებლების გამოყენებით ვაგებთ გარდამავალი პროცესების მრუდებს [97–99]

ნახ. 23 მოყვანილია საგნობრივი სიხშირული მახასიათებლები (მრუდები 1, 2 და 3), რომლებიც z_m -ის მნიშვნელობებს 1,0; 0,6; 0,4.

თვით გარდამავალი პროცესების მრუდები კი მოყვანილია ნახ. 23 და შეესაბამებთან მასშტაბური კოეფიციენტის მნიშვნელობებს $z_m = 1,0$, $z_m = 0,6$ და $z_m = 0,4$.

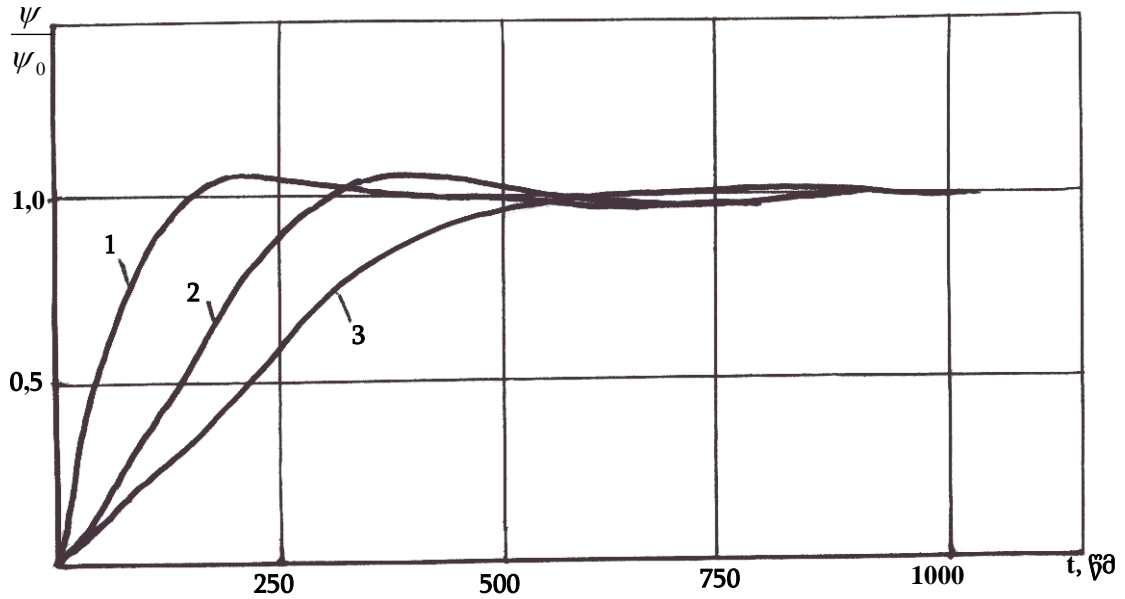


ნახ. 22. სინთეზის შედეგად მიღებული დამოკიდებულებები:
 1 – $k_{\psi}(z_m)$, 2 – $k_{\psi}(z_m)$, 3 – $K_{\alpha}(z_m)$



ნახ. 23. სინთეზის შედეგად მიღებული დამოკიდებულებები:
 1 – $K_y(z_m)$, 2 – $K_{\alpha}(z_m)$, 3 – $K_{\text{დუფ}}(z_m)$, 4 – $K_{\text{უმ}}(z_m)$

დინამიკური მდგრადობის ანალიზთან დაკავშირებით შესაბამისად ნახ. 24 მოყვანილი პროცესებისათვის, λ - კოეფიციენტების $z_m = 0,4$ თანამიმდევრობები შესაბამისად აისახებიან მნიშვნელობებით:



ნახ. 24. გარდამავალი პროცესების მრუდები:

$$1 - z_m = 0,4; 2 - z_m = 0,6, 3 - z_m = 1,0$$

$$\lambda_5 = 0,41, \lambda_4 = 0,35, \lambda_3 = 0,33, \lambda_2 = 0,39, \lambda_1 = 0,44$$

შემთხვევას კი როდესაც $z_m = 0,6$

$$\lambda_5 = 0,98, \lambda_4 = 0,30, \lambda_3 = 0,27, \lambda_2 = 0,25, \lambda_1 = 0,38.$$

და როდესაც $z_m = 1,0$.

$$\lambda_5 = 0,11, \lambda_4 = 0,22, \lambda_3 = 0,189, \lambda_2 = 0,215, \lambda_1 = 0,32.$$

მოყვანილი მონაცემები მიგვითითებენ სისტემათა მდგრადობაზე.

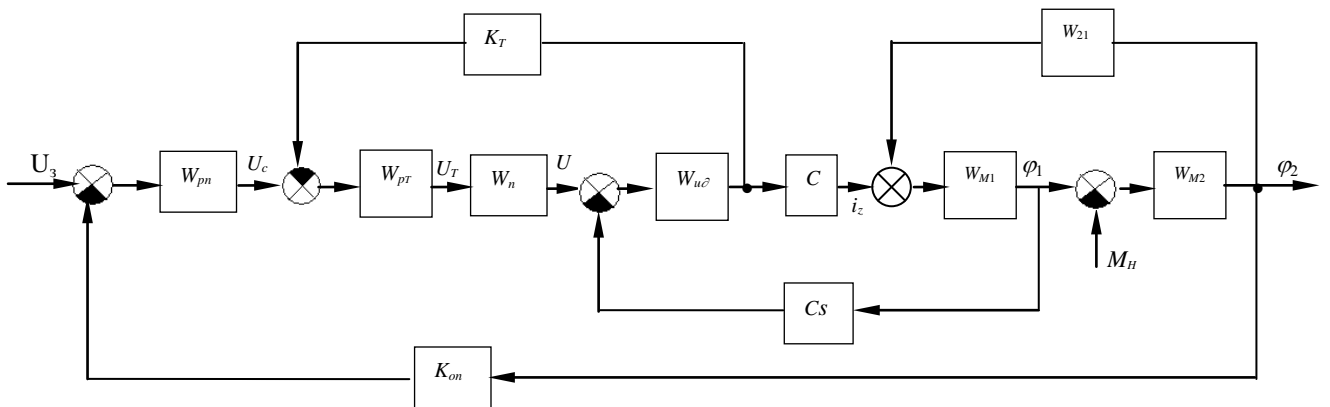
2.4. გემის მდებარეობისა და კურსის მართვის ელექტრომექანიკური სისტემების სტრუქტურული სქემების აგება და სინთეზის მეთოდოლოგიის ჩამოყალიბება

ნახ. 25 მოყვანილია ამძრავის მექანიკურ ნაწილში დრეკადკავშირებიანი ელექტრომექანიკური სისტემის ერთ-ერთ შესაძლო სტრუქტურული სქემა, რომელიც ხასიათდება იმით, რომ სისტემის სტრუქტურაში არსებობენ მიმდევრობითი მაკორექტირებელი რგოლები მდებარეობენ Π – რეგულატორის და დენის კონტურის ПИ – რეგულატორის სახით.

უკანასკნელთა გადამცემი ფუნქციები ფუნქციები ნახ. 24. აღნიშნულნი არიან სიმბოლოებით W_{pn} და W_{pr} [78, 91].

განვიხილოთ გარდამავალი პროცესების ხარისხობრივი მაჩვენებლების გაუმჯობესების საკითხი სისტემის სტრუქტურაში პარალელური მაკორექტირებელი უკუკავშირების შემოტანით მოდალური მართვის თეორიის შესაბამისად [3, 4].

ამასთან ვთვლით, რომ სიქარის ჩაკეტილი კონტურის პარამეტრები უკვე არიან შერჩეულნი დაქვემდებარე რეგულირების ცნობილი თეორიის შესაბამისად და სინთეზირებადი პარამეტრების სახით წარმოდგენილნი არიან მდებარეობის Π – რეგულატორის პარამეტრები (გამლიერების კოეფიციენტი K_{pu}) და პარალელური უკუკავშირების β_i გადამცემი კოეფიციენტები [84, 88].



ნახ. 25. სისტემის სტრუქტურული სქემა.

განვიხილოთ სისტემის დინამიკა პარალელური უკუკავშირების და მდებარეობის Π – რეგულატორის გათვალისწინებით აღიწერება განტოლებებით

$$u_c = K_{pn} \varepsilon_{np}; \quad (102)$$

$$\varepsilon_{np} = u_3 - K_{on} \varphi_2 - g(t);$$

$$T_{pc} \dot{u}_T = K_{pr} T_{pr} \dot{\varepsilon}_T - K_{pr} \varepsilon_T; \quad (103)$$

$$\varepsilon_T = u_c - K_T i_a;$$

$$T_n \dot{u} + u = K_c u_T; \quad (104)$$

$$T_a \frac{di_a}{dt} + i_a = \frac{1}{R_a} u - \frac{c}{R_a} \dot{\varphi} = K_a u - K_a c \dot{\varphi}; \quad (105)$$

$$I_1\ddot{\phi}_1 + b_{\phi_1}\dot{\phi}_1 + c_{12}\phi_1 = Ci_{\text{я}} + b_{12}\dot{\phi}_2 + c_{12}\phi_2; \quad (106)$$

$$I_2\ddot{\phi}_2 + b_{\phi_2}\dot{\phi}_2 + c_{12}\phi_2 = -M_{\text{н}} + b_{12}\dot{\phi}_1 + c_{12}\phi_1, \quad (107)$$

$$\text{სადაც: } g(t) = \beta_1 s \phi_2 + \beta_2 s \phi_1 + \beta_3 \Delta \phi_{\text{н}} + \beta_4 i_{\text{я}} + \beta_5 u + \beta_6 u_T.$$

მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით სინთეზის ამოცანის ამოხსნისათვის შემოგვაქვს სასურველი პროცესი $\phi_{2,\text{ж}}(t)$ და უკანასკნელთან შესაბამისად ვსაზღვრავთ სასურველ შუალედობრივ კოორდინატებს [5]: ϕ_1 , $i_{\text{я}}$, u და u_T , რომლებსაც შემდეგისათვის ვაფიქსირებთ ინდექსებით «ж».

პირველ რიგში ვსაზღვრავთ განტოლებას

$$b_{12}\phi_{1,\text{ж}} + c_{12}\phi_{1,\text{ж}} = I_2\ddot{\phi}_{2,\text{ж}} + b_{\phi_{12}}\dot{\phi}_{2,\text{ж}} + c_{12}\phi_{2,\text{ж}},$$

რომელიც მიიღება განტოლება (107)–ის გამოყენებით და შემდგომ ვსაზღვრავთ გამოსახულებას $\phi_{1,\text{ж}}(t)$.

შემდგომ განტოლებას (105)–ის გამოყენებით ვწერთ ტოლობას:

$$Ci_{\text{я},\text{ж}} = I_1\ddot{\phi}_{1,\text{ж}} + b_{\phi_1}\dot{\phi}_{1,\text{ж}} + c_{12}\phi_{1,\text{ж}} - b_{12}\dot{\phi}_{2,\text{ж}} - c_{12}\phi_{2,\text{ж}},$$

და ვიღებთ

$$p_{\text{я},\text{ж}}(t) = \frac{I_1\dot{\phi}_{1,\text{ж}} + b_{\phi_1}\dot{\phi}_{1,\text{ж}} + c_{12}\phi_{1,\text{ж}} - b_{12}\dot{\phi}_{2,\text{ж}} - c_{12}\phi_{2,\text{ж}}}{C}.$$

შემდეგ ვსაზღვრავთ განტოლებებს

$$K_{\text{я}} \cdot u_{\text{ж}} = T_{\text{я}} \frac{di_{\text{я},\text{ж}}}{dt} + i_{\text{я},\text{ж}} + K_{\text{я}} c \dot{\phi}_{1,\text{ж}}, \quad (108)$$

$$T_{\text{н}} \dot{u}_{\text{ж}} + u_{\text{ж}} = K_{\text{н}} u_{T,\text{ж}},$$

და ვპოულობთ

$$u_{\text{ж}} = \frac{T_{\text{я}} \frac{di_{\text{я},\text{ж}}}{dt} + i_{\text{я},\text{ж}} + K_{\text{я}} c \dot{\phi}_{1,\text{ж}}}{K_{\text{я}}}, \quad (109)$$

$$u_{\text{ж}} = \frac{T_{\text{н}} \dot{u}_{\text{ж}} + u_{\text{ж}}}{K_{\text{н}}}. \quad (110)$$

მიღებული გამოსახულებების გამოყენებით

$$\dot{\phi}_{2,\text{ж}}, \dot{\phi}_{1,\text{ж}}, \phi_{1,\text{ж}} - \phi_{2,\text{ж}} = \Delta \dot{\phi}_{\text{ж}}, i_{\text{я},\text{ж}}, u_{\text{ж}}, u_{T,\text{ж}},$$

ზოგადი სახით გაყალიბებით

$$g_{\text{гон}}(t) = \beta_1 \dot{\phi}_{2,\text{ж}} + \beta_2 \dot{\phi}_{1,\text{ж}} + \beta_3 \Delta \phi_{\text{ж}} + \beta_4 i_{\text{я},\text{ж}} + \beta_5 = u_{\text{ж}} + \beta_6 u_{T,\text{ж}}.$$

შემდგომ (102)-(107) განტოლებათა გამოყენებით:

$$\frac{d\varphi_2}{dt} = y_2; \quad (111)$$

$$\frac{d\varphi_1}{dt} = y_1; \quad (112)$$

$$\frac{dy_1}{dt} = Ci_{\text{я}} + b_{12}y_2 + c_{12}\varphi_2 - b_{\varphi_1}y_1 - c_{12}\varphi_1; \quad (113)$$

$$\frac{dy_2}{dt} = -M_H + b_{12}y_1 + c_{12}\varphi_1 - b_{\varphi_2}y_2 - c_{12}\varphi_2; \quad (114)$$

$$\frac{di_{\text{я}}}{dt} = -\frac{1}{T_{\text{я}}}i_{\text{я}} + \frac{1}{T_{\text{я}}R_{\text{я}}}u - \frac{C}{T_{\text{я}}R_{\text{я}}}y_1; \quad (115)$$

$$\frac{du}{dt} = -\frac{1}{T_n}u + \frac{K_n}{T_n}u_n. \quad (116)$$

განტოლება (103)-ის საფუძველზე:

$$T_{pT} \frac{du_T}{dt} = K_{pT}T_{pT} \left(\dot{u}_c - K_T \frac{\partial i_{\text{я}}}{dt} \right) + K_{pT}(u_c - K_T i_{\text{я}}).$$

ან:

$$\frac{du_T}{dt} = K_{pT} \frac{du_c}{dt} - K_{pT}K_T \frac{\partial i_{\text{я}}}{dt} + \frac{K_{pT}}{T_{pT}}u_c - \frac{K_{pT}K_T}{T_{pT}}i_{\text{я}}. \quad (117)$$

შემდგომ

$$u_c = K_{pn}[u_3 - K_{on}\varphi_2 - g_*(t)],$$

გამოყენებით ტოლობა (113) იღება სახეს:

$$\begin{aligned} \frac{du_T}{dt} &= K_{pT}T_{pn} \frac{d}{dt}(u_p - K_{on}\varphi_2 - g_*) - K_{pT}K_T K_{pn} \times \\ &\times \left(\frac{1}{T_{\text{я}}}i_{\text{я}} + \frac{1}{T_{\text{я}}R_{\text{я}}}u - \frac{C_M}{T_{\text{я}}R_{\text{я}}}y_1 \right) + \frac{K_{pn}K_{pT}}{T_{pT}}(u_3 - K_{on}\varphi_2 - g_*) - \frac{K_{pT}K_T}{T_{pT}}i_{\text{я}} = \\ &= K_{pn} \left[\frac{K_{pT}}{T_{pT}}\varepsilon_{pn}(t) - K_{pT}\dot{\varepsilon}_{pn}(t) \right] - \frac{K_{pn}K_T K_{pT}}{T_{\text{я}}}i_{\text{я}\text{ж}} - \\ &= K_{pn} \left[\frac{K_T K_{pT}}{T_{\text{я}}R_{\text{я}}}u_{\text{ж}} - K_{pn} \frac{K_T K_{pT} C_M}{T_{\text{я}}R_{\text{я}}}y_{1\text{ж}} \right] - \\ &- \left[\frac{K_{pn}K_{pT}}{T_{pc}}(\beta_1\dot{\varphi}_{2\text{ж}} + \beta_2\varphi_{1\text{ж}} + \beta_3\Delta\varphi_{\text{ж}} + \beta_4i_{\text{я}\text{ж}} + \beta_5u_{\text{ж}} + \beta_6u_{T\text{ж}}) \right] + \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& - \left\{ K_{pn} K_{pn} K_{ypm} (\beta_1 \dot{\varphi}_{2\omega} + \beta_2 \varphi_{1\omega} + \beta_2 \Delta\varphi - \beta_4 p_{\delta} + \beta_5 h + \beta_6 F) + \right. \\
& \left. + K_{pn} K_{pT} K_{on} (\beta_1 \ddot{\varphi}_{2\omega} + \beta_2 \ddot{\varphi}_{1\omega} + \beta_3 \Delta\dot{\varphi} - \beta_4 \frac{di_{\omega}}{dt} + \beta_5 \dot{u}_{\omega} + \beta_6 \dot{u}_{T\omega}) \right\} = \\
& = K_{pn} u_{\varepsilon\omega}(t) - \left\{ \beta_1 K_{pn} (a_{\beta 1} \dot{\varphi}_{2\omega} + a_{\beta 2} \ddot{\varphi}_{2\omega}) + \beta_2 K_{pn} (a_{\beta 1} \dot{\varphi}_{1\omega} + a_{\beta 2} \ddot{\varphi}_{1\omega}) + \right. \\
& \left. + \beta_3 K_{pn} (a_{\beta 1} \Delta\varphi_{\omega} + a_{\beta 2} \Delta\dot{\varphi}_{\omega}) + \beta_4 K_{pn} \left(a_{\beta 1} i_{\omega} + a_{\beta 2} \frac{di_{\omega}}{dt} \right) + \right. \\
& \left. + \beta_5 K_{np} (a_{\beta 1} u_{\omega} + a_{\beta 2} \dot{u}_{\omega}) + \beta_6 K_{np} (a_{\beta 1} u_{T\omega} + a_{\beta 2} \dot{u}_{T\omega}) \right\}. \tag{118}
\end{aligned}$$

სადაც:

$$u_{\varepsilon\omega}(t) = \frac{K_{pT}}{T_{pn}} \varepsilon_{pn\omega}(t) - K_{pT} \dot{\varepsilon}_{pn\omega}(t) - \frac{K_T K_{pT}}{T_{\gamma}} i_{\omega} - \frac{K_T K_{pT}}{T_{\gamma} R_{\gamma}} - \frac{K_T K_{pT}}{T_{\gamma} R_{\gamma}} y_{1\omega};$$

$$\varepsilon_{pn\omega}(t) = u_3(t) - K_{on} \varphi_{23}(t);$$

$$a_{\beta 1} = \frac{K_{pT}}{T_{pY}};$$

$$a_{\beta 2} = K_{pT} K_{on};$$

$$\Delta\varphi_{\omega} = \varphi_{1\omega} - \varphi_{2\omega}.$$

დავდივართ პირველ რიგში 7 განტოლებიან სისტემაზე, რომელიც მოიცავს (111)-(116) განტოლებებს და მატრიცული ფორმით შეიძლება ჩაიწეროს შემდეგი განტოლებების სახით:

$$\frac{dx_j}{dt} = Ax_{\gamma} + G_M + G_{\varphi} + K_{\beta\gamma} G_j(t); \tag{119}$$

$$Y_j = CX_{\gamma}, \tag{120}$$

სადაც $\gamma = 1, \dots, 7$ და განისაზღვრება საძიებელ პარამეტრებთა $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4, \beta_5, \beta_6, K_{pn}$ რიცხვით:

$$G_7(t) = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ u_{\varepsilon\omega}(t)]^T;$$

$$G_1(t) = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ \alpha_1(t)]^T;$$

$$G_2(t) = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ \alpha_2(t)]^T;$$

$$G_2(t) = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ \alpha_2(t)]^T;$$

$$G_3(t) = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ \alpha_3(t)]^T;$$

$$G_4(t) = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ \alpha_4(t)]^T;$$

$$G_5(t) = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ \alpha_5(t)]^T;$$

$$G_6(t) = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ \alpha_6(t)]^T;$$

$$G = [1 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0];$$

$$G_M = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ -M_n \ 0 \ 0]^T.$$

სქ:

$$x_\gamma = [\varphi_{1\gamma} \ \varphi_{2\gamma} \ y_{1\gamma} \ y_{2\gamma} \ i_{\beta\gamma} \ u_\gamma \ u_{T\gamma}]^T;$$

$$K_{\beta 1} = K_{pn}\beta_1; \ K_{\beta 2} = K_{pn}\beta_2; \ K_{\beta 3} = K_{pn}\beta_3; \ K_{\beta 4} = K_{pn}\beta_4;$$

$$K_{\beta 5} = K_{pn}\beta_5; \ K_{\beta 6} = K_{pn}\beta_6;$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -c_{12} & -c_{12} & -b_{\varphi 1} & b_{12} & c_M & 0 & 0 \\ c_{12} & -c_{12} & b_{12} & -b_{\varphi 2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{c_M}{T_\beta R_\beta} & 0 & -\frac{1}{T_\beta} & \frac{1}{T_\beta R_\beta} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{T_n} & \frac{K_n}{T_n} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{K_{pT}K_T}{T_T} & 0 & 0 \end{bmatrix};$$

$$\alpha_1(t) = \alpha_{\beta 1} \dot{\varphi}_{2\beta} + \alpha_{\beta 2} \ddot{\varphi}_{2\beta};$$

$$\alpha_2(t) = \alpha_{\beta 1} \dot{\varphi}_{1\beta} + \alpha_{\beta 2} \ddot{\varphi}_{1\beta};$$

$$\alpha_3(t) = \alpha_{\beta 1} \Delta \varphi_{\beta} + \alpha_{\beta 2} \Delta \dot{\varphi}_{2\beta};$$

$$\alpha_4(t) = \alpha_{\beta 1} p_{\beta} + \alpha_{\beta 2} \frac{di_{\beta}}{dt};$$

$$\alpha_5(t) = \alpha_{\beta 1} u_{\beta} + \alpha_{\beta 2} \dot{h}_{\beta};$$

$$\alpha_6(t) = \alpha_{\beta 1} u_{T\beta} + \alpha_{\beta 2} \dot{u}_{T\beta}.$$

გადავდივართ განტოლებათა სისტემაზე:

$$\frac{dx_\gamma^*}{dt} = Ax_\gamma^* + G_\gamma(t); \quad (121)$$

$$Y_\gamma^* = cx_\gamma^*. \quad (122)$$

შემდგომ ვაინტეგრირებთ განტოლებათა სისტემას (121-122) და ნაბიჯებრ ვსაზღვრავთ $y_\gamma^*(t_i)$ მნიშვნელობებს (განხილვადი სისტემისათვის $\varphi_\gamma^*(t_i)$), სადაც t_v – ფუნქციების მნიშვნელობათა მოცემის წერტილები.

შემდგომ [84] ნაშრომის თანახმად გადავდივართ კვადრატული ფუნქციონალის

$$\Phi = \sum_{t=0}^{t=t_n} [y_{\text{მც}}(t) - y(t_i)]^2 dt, \quad (123)$$

მინიმიზაციაზე, ტოლობა (123)–ში:

$y_{\text{მც}}(t) = \varphi_{2,\text{მც}}(t)$ – სინთეზირებადი სისტემის სასურველი გამომავალი კოორდინატი; $y(t)$ – ამავე კოორდინატის მიმდინარე მნიშვნელობა.

ვეყრდნობით რა განტოლებათა (121-122) ამონახსნს, შეგვიძლია ჩავწეროთ

$$y(t) = \varphi_2(t) = \sum K_{\beta\gamma} y_\gamma(t). \quad (124)$$

ფუნქციონალის (123) მინიმიზაციას ვახორციელებთ უმცირეს კვადრატთა მეთოდით დამუშავებით პირობით განტოლებათა სისტემისა

$$y_{\text{მც}}(t) \approx \sum K_{\beta\gamma} y_\gamma(t_v), \quad (125)$$

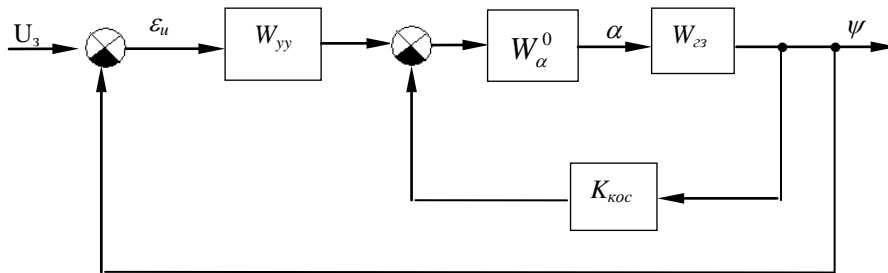
ვიღებთ საძიებელი $K_{\beta\gamma}$ პარამეტრების მიმართ წრფივ 7 ნორმალურ განტოლებას და შემდგომ მიღებული მნიშვნელობების საფუძველზე ვსაზღვრავთ სასურველ პროცესთან ოპტიმიზაციური მიახლოებისათვის საკვლევი სისტემის K_{pn} და β_γ პარამეტრებს.

ჩატარებული გამოკვლევების შედეგად ჩამოყალიბებულია სინთეზის ორიგინალური მეთოდოლოგია და მიღებულია სინთეზირებადი პარამეტრების მიზანდასახული შერჩევისათვის საჭირო საწყისი მათემატიკური დამოკიდებულებები.

აღწერილი მეთოდოლოგია საშუალებას იძლევა ჩავატაროთ ნახ. 17 მოცემული ელექტრომექანიკური α - სისტემის სინთეზი მოცემულია გარდამავალი პროცესების მიხედვით, რომლის თანახმად ამ სისტემის გარდამავალ პროცესს ინტეგრალურად უახლოვებთ სასურველ პროცესს

გადამცემი ფუნქციით $W_\alpha^0(s)$. ამ ფუნქციის გამოსახვა მიზანშეწონილია მეორე რიგის განტოლების ამონახსნის მეშვეობით.

აღნიშნულის თანახმად ელექტრომექანიკური ψ სისტემასთან მიმართებაში, თუ ვიხელმძღვანელებთ (ნახ. 26) მოყვანილი გარდაქმნილი სტრუქტურული სქემით.



ნახ. 26. გარდაქმნილი სტრუქტურული სქემა.

დავდივართ გადამცემ ფუნქციებზე

$$W_\psi(s) = \frac{\Psi(s)}{U_3} = \frac{W_{yy}(s)W_{II}(s)}{1 + W_{yy}(s)W_{II}(s)},$$

სადაც

$$W_{II}(s) = \frac{W_I(s)}{1 + W_I(s)W_{KOC}(s)},$$

და

$$W_I(s) = W_\alpha^0(s)W_{zz}(s).$$

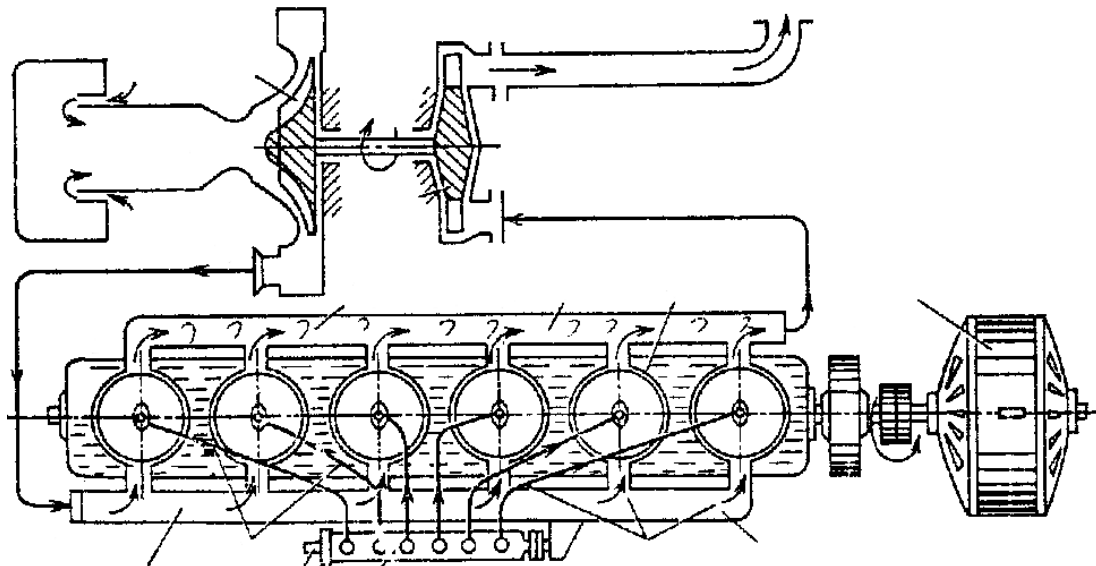
ყოველი აღნიშნული კიდევ საშუალებას იძლევა ჩავატაროთ საკვლევი სისტემის ოპტიმიზაციურ სტრუქტურულ-პარამეტრული სინთეზი 2.2 და 2.3 პარაგრაფებში მოყვანილი მეთოდოლოგიის თანახმად.

2.5. სადიზელო ძალური დანადგარების მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის რთული სტრუქტურის ავტომატური რეგულირების სისტემის მათემატიკური მოდელირება და კვლევის ამოცანების ჩამოყალიბება

ავტომატური რეგულირება მჭიდროდაა დაკავშირებული ძრავის მიმართ ექსპლუატაციაში წარდგენილ პირობებთან. ამიტომ ძრავის

როგორც რეგულირების ობიექტად შეფასების მხრივ საჭიროა ცნობილი იყოს მისი მუშაობის რეჟიმები.

თანამედროვე შიგა წვის ძრავა წარმოადგენს რთულ მანქანას, რომელიც შედგება სხვადასხვა სახის მუშაობის პროცესში ურთიერთქმედებაში მყოფი ელემენტებიდან (ნახ. 27) [23–25].

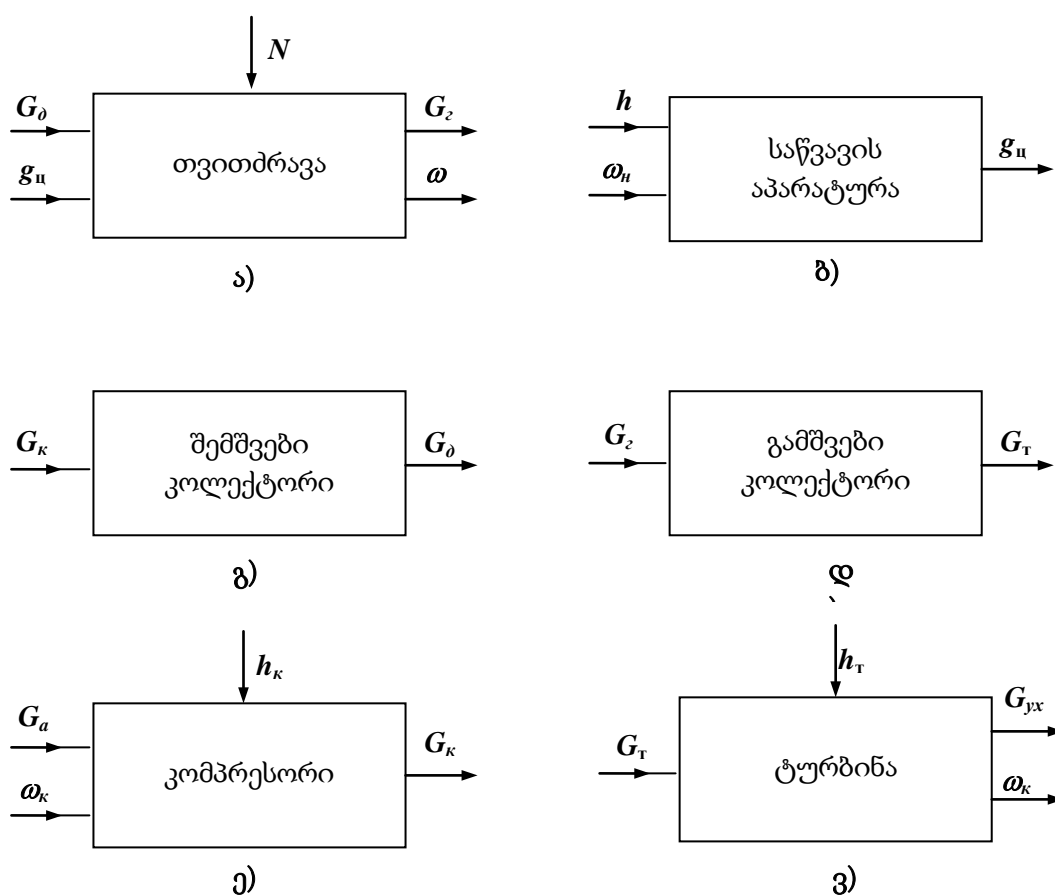


ნახ. 27. კომბინირებული დიზელის სქემა ცალმხრივი ავტონომიური ტურბო :
 1 – კომპრესორი; 2 – ტურბინა; 3 – შემომშვები კოლექტორი; 4 – თვით ძრავა;
 5 – მომხმარებელი (დატვირთვა); მაღალი წნევის საწვავის ტუმბო;
 7 – საწვავის ტუმბო; 8 – გამომშვები კოლექტორი

ამ ელემენტებიდან პირველ რიგში აღსანიშნავია თვით γ , რომელიც შეიცავს წვის კამერას, ბარბაცა – დგუშის ჯგუფს და მრუდმხარა ლილვს. მუშაობის პროცესში თვით ძრავა ერთის მხრივ იღებს საწვავს ციკლური G_{II} მიწოდებით საწვავის ტუმბოდან 6 და ჰაერის G_{II} მოცულობით წამში 9 შემომავალი კოლექტორიდან 9, მეორეს მხრივ კი გასცემს ენერგიას მომხმარებელს 5 მუხლა ლილვის ω კუთხური სიჩქარის სახით და გადამუშავებულ აირებს G_2 მოცულობით წამში გამავალ კოლექტორში 3. ე.ი. ძრავას 4 გააჩნია ორი შემომავალი ზემოქმედება (G_{II} და G_{II}) მასთან შეერთებული ორი წინამდებარე ელემენტისაგან და ორი გამომავალი ზემოქმედება (ω ; G_2) შემდგომ ელემენტებზე. თუ შემდგომ შემომავალი კოორდინატის სახით გავითვალისწინებთ N დატვირთვა მომხმარებლის 5

მხრიდან, მაშინ თვით ძრავის ფუნქციონალური სქემა მიიღებს (ნახ. 27, ა) მოყვანილ სახეს.

საწვავმიწოდებელი აპარატურისაგან შემავალ ზემოქმედებად (თვით ძრავაზე) წარმოადგენს საწვავი g_{II} მიწოდება. მისი მნიშვნელობა განისაზღვრება მართვის 7 ორგანოს h მდებარეობით და ხშირად საწვავი 6 დგუშის მუხლალილის კუთხური ω_{II} სიჩქარით. წარმოდგენილი მიგვითითებს იმაზე, რომ საწვავმიწოდებელ აპარატურას გააჩნია ორი შემავალი ($\omega_{II}; h$) და ერთი გამომავალი g_{II} ზემოქმედებები (ნახ. 28, ბ).



ნახ. 28. ერთსაფეხურიანი ტურნოდამბერიანი კომბინირებული დიზელის ფუნქციონალური სქემის ელემენტები:

ა - თვითძრავა; ბ - საწვავის მიწოდების აპარატურა; გ - შემშვები კოლექტორი; დ - გამშვები კოლექტორი; ე - კომპრესორი; ვ - ტურბინა

კომბინირებული ძრავის და მასთან პირდაპირ კავშირში მყოფ ცალკე ელემენტებს წარმოადგენენ შემშვები 8 და გამომშვები 3 კოლექტორები, შემავალ კოლექტორს თვით ძრავაზე ზემოქმედების სახით გააჩნია ჰაერის წამური მიწოდება ძრავის G_{II} ძრავის ცილინდრებში, შემომავალ

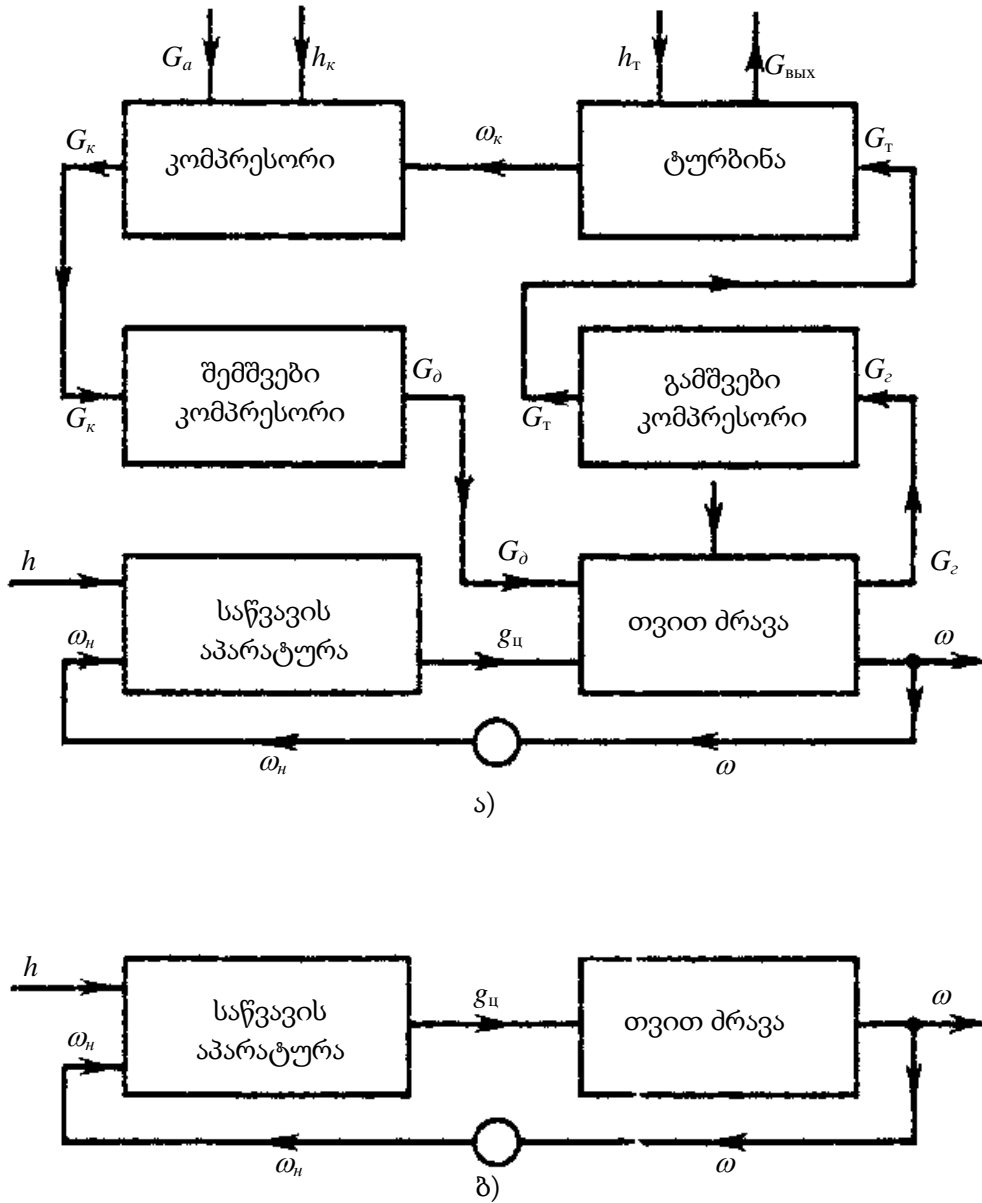
ზემოქმედებას G_K (კომპრესორის მხრიდან) წარმოადგენს ჰაერის G_K მიწოდება კომპრესორიდან შემშვებ კოლექტორში (ნახ. 28, გ). გამომშვებ კოლექტორში შემომავალი ზემოქმედება (თვით ძრავის მხრიდან) - გადამუშავებული აირის წამური მიწოდება G_T , გამომავალი კი გადამუშავებული აირის G_T წამური მიწოდება ტურბინის გავლით (ნახ. 27, დ) შემომშვებ კოლექტორთან 8 (იხ. ნახ. 26) უშუალოდ დაკავშირებულია კომპრესორი 1, ამიტომ მის გამომავალი ზემოქმედებაა ჰაერის წამიერი მიწოდება G_K . მის შემომავალ ზემოქმედებას წარმოადგენს კუთხური სიჩქარე ω_K ტურბოკომპრესორის როტორისა 1-2 და გარე ატმოსფეროდან ჰაერის შემოსვლა G_a . კომპრესორის ფუნქციონალური სქემა ნაჩვენებია ნახ. 28, დ. გამომშვებ კოლექტორთან 3 ტურბინა 2 დაკავშირებულია ისე, რომ მის შემომავალ ზემოქმედებას წარმოადგენს გადამუშავებული აირის G_T წამური მიწოდება გამომშვებ კოლექტორიდან, გამომავალ ზემოქმედებებს მიეკუთვნებიან ატმოსფერო გაშვებული აირის $G_{\text{ბიკ}}$ რაოდენობა წამში და ტურბოკომპრესორის როტორის ω_K კუთხური სიჩქარე. ზოგიერთ შემთხვევებში კომბინირებულ ძრავებზე აყენებენ რეგულირებად კომპრესორს და ტურბინას, რომელთა მახასიათებლების გაწყობა შეიძლება იცვლებოდეს ძრავის მუშაობის რეჟიმთან დაკავშირებით: თუ h_K და h_T წარმოადგენენ შესაბამისად კომპრესორის და ტურბინის მართვის ორგანოთა მდებარეობებს, მაშინ ეს ზემოქმედებები აღნიშნული ელემენტებისათვის აგრეთვე უნდა იქნეს გათვალისწინებულნი გამომავალთა სახის (ნახ. 28, ე, ვ).

ძრავის ელემენტების ფუნქციონალური ელემენტების ცოდნა საშუალებას იძლევა აგებული იქნას მთლიანობაში კომბინირებული ძრავის სქემა (ნახ. 29, ა).

უჩაბერვო ძრავებში ფუნქციონალური სქემა მნიშვნელოვნად მარტივდება, რადგანაც გვრჩება მარტო ორი ელემენტი: თვით ძრავი და საწვავმიწოდებელი აპარატურა (ნახ. 29, ბ).

გავრცობილი ფუნქციონალური სქემის შედგენა გვეხმარება კომბინირებული ძრავა დავანაწილოთ მისი შემადგენელი ნაწილების

მიმართ მათი სტატიკური და დინამიკური მახასიათებლების წინასწარი შესწავლისათვის.



ნახ. 29. ძრავების ფუნქციონალური სქემები:
 ა - კომბინირებული დიზელი ერთსაფეხურიანი ავტონომიური ტურბო დაბერვით; ბ - დიზელი დაბერვის გარეშე

ავტომატური რეგულატორები შეიძლება იყვნენ კლასიფიცირებულნი სხვადასხვა ნიშნებით.

მგრძნობიარე ელემენტის შესაბამისად ანსხვებენ მექანიკურ, ჰიდრავლიკურ, ელექტრულ და ელექტრონულ რეგულატორებს. ყოველი ასეთი რეგულატორი რეგულირებად რეჟიმებთან კავშირში შეიძლება იყო

ერთრეჟიმიანი (პრეციზიული ან ზღვრული), ორრეჟიმიანი და ყოველრეჟიმიანები.

ყოველრეჟიმიანი რეგულატორები იყოფიან რეგულატორებზე ზამბარების ცვლადი და მუდმივი წინასწარი დეფორმაციებით და ზამბარების ცვლადი დახრილობებით.

პირდაპირი მოქმედების ავტომატური რეგულატორების კონსტრუქციის მიხედვით არიან მრავალი სახის. რეგულატორის ძირითად ნაწილს წარმოადგენს მგრძობიარე ელემენტი, რომლის დანიშნულებაა რეგულირებადი პარამეტრის განსაზღვრა და ძრავის მართვის ორგანოზე ზემოქმედების გამომუშავება.

პირდაპირი მოქმედების მექანიკური ავტომატური რეგულატორები შეიცავენ მექანიკურ (ცენტრიდანულ) მგრძობიარე ელემენტებს.

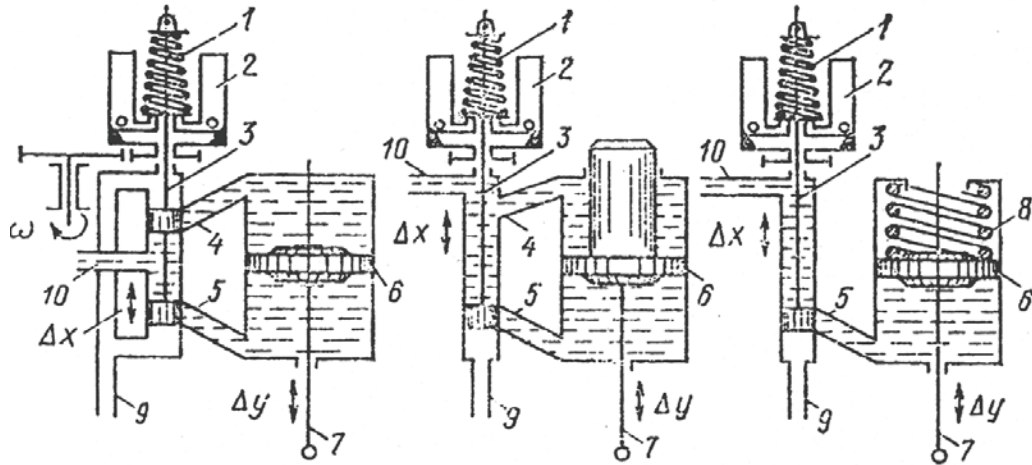
არაპირდაპირი მოქმედების ავტომატური რეგულატორები პირდაპირი მოქმედების რეგულატორებთან შედარებით არიან უფრო რთულები, რადგანაც მგრძობიარე ელემენტის გარდა შეიცავენ მაძლიერებელ და დამხმარე ელემენტს.

მაღალი გადაადგილებითი ძალების მიღებით სისტემის გამოსავალზე განპირობებული ასეთი სისტემების გამოყენება მძლავრ სტაციონარულ და სატრანსპორტო ძრავებზე.

ასეთი რეგულატორები არიან მუშაუნარიანები მართო იმ შემთხვევაში, როდესაც რეგულატორის სქემაში ძრავი მაძლიერებელი ელემენტის გარდა ჩართული არიან უკუკავშირების დამატებით ხისტი და დრეკადი (იზოდრომული) მასტაბილიზირებელი ელემენტები.

განხილვადი რეგულატორის უმეტესი ნაწილისათვის დამახასიათებელია მექანიკური მგრძობიარე ელემენტები. უკანასკნელნი თავის მხრივ წარმოადგენენ მბრუნავ წონებს 2 (ნახ. 30), რომელთა ცენტრიდანული ძალა აღიქმება ზამბარით 1.

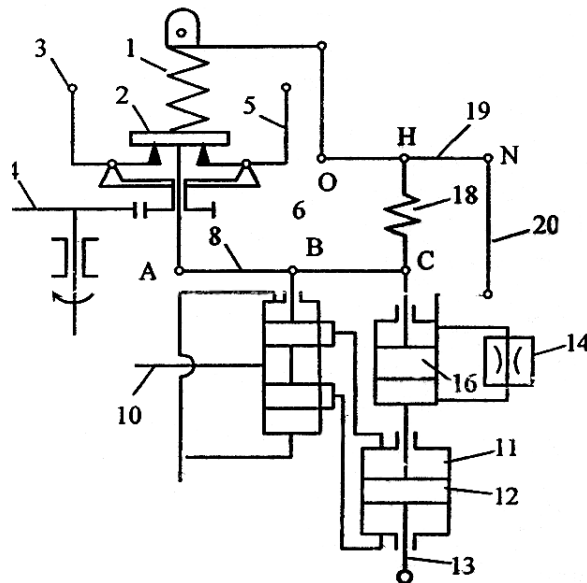
ნახ. 30 მოყვანილია არაპირდაპირი მოქმედების რეგულატორების სქემები უკუკავშირების გარეშე. არსებობს აგრეთვე რეგულატორები უკუკავშირებით.



ნახ. 30. არაპირდაპირი მოქმედების ავტომატური მარეგულირებლების სქემები უკუ კავშირების გარეშე:

ა - ორმაგი მოქმედების სერვოდრავით; ბ - დიფერენციალურ დგუშიანი სერვოდრავით; გ - მარტივი მოქმედების სერვოდრავით; 1, 8 - ზამზარა; 2 - ტვირთები; 3 - სარქველი; 4, 5, 9, 10 - საზეთური არხები; 6 - დგუში; 7 - ჭოკი.

ნახ. 31 მოყვანილია კომბინირებული კინემატიკური უკუკავშირის შემცველი არაპირდაპირი მოქმედების ავტომატური რეგულატორის სქემა [98]



ნახ. 31. არაპირდაპირი მოქმედების ავტომატური რეგულირების სქემა

წარმოდგენილი სქემა შეიცავს მგრძობიარე ელემენტს. იგი შედგება მბრუნავ 6 ტრავერსაზე სახსრულად დამაგრებული ბრუნავს წონებს 3, რომლებიც ბრუნვას იღებენ ძრავის მრუდხარა ლილვით კბილანა თვალის 7 გავლით. წონები აღჭურვილი არიან ბერკეტებით 5, სპეციალური საკისრით

ეხებიან ქუროს 2, რის მეშვეობით წონების ცენტრიდანული ძალები, რომლებიც ბერკეტებით გადაეცემიან ქუროს 2 ათვისება ზამბარით 1. ასეთი რეგულატორებით ყოველრეჟიმულობა ხორციელდება ზამბარების ცვლადი სიხისტით.

ძრავის ლილვის სიჩქარის გადიდებისას ქურო 2 გადაადგილდება ზევით და მოაბრუნებს ბერკეტს 8 საათის ისრის მიმართულების A წერტილის მიმართ. ბერკეტის მობრუნება იწვევს მკვეთარას 9 ზევით გადაადგილებას, რაც ახორციელებს მაღალი წნევის სითხის მიწოდებას ზეთის ტუმბოსაგან და ჰიდროაკუმულატორიდან 11 ჰიდროცილინდრის ზედა არეში. დგუში 12 გადაადგილებისას ჭოკი 13 ზემოქმედებს საწვავის ტუმბოს ლარტყაზე საწვავის მიწოდებას შემცირების მიმართულებით.

ანალოგიური მოძრაობები ხორციელდებიან საწინააღმდეგო მიმართულებებით ძრავის ლილვის კუთხური სიჩქარის შემცირებისას.

განსახილველი რეგულატორი მოიცავს კომბინირებული უკუკავშირს, რომელიც შედგება დგუმის 12, 13 ჭოკით, რომელიც თავისი დაბოლოებით დაკავშირებულია 14 ჰიდრავლიკური კატარაქტის კორპუსთან, კატარაქტის დგუმის 16 ჭოკით 15 კიდევ სახსრულად დაკავშირებულია ბერკეტის 8 C წერტილთან, კატარაქტის არეები ერთმანეთთან არიან დაკავშირებულნი 17 დროსელის მეშვეობით. იზოდრომული უკუკავშირის მიღებისათვის სისტემა აღჭურვილია ზამბარით 18. კატარაქტის ზამბარების 18 და ბერკეტი 19–ის ერთობლიობას ეწოდება იზოდრომი. ბერკეტი 19 ასრულებს ხისტი უკუკავშირის როლს, რომელიც ახორციელებს იზოდრომის ზამბარის H წერტილის მდებარეობას ძრავის დატვირთვის შესაბამისად.

წონასწორ რეჟიმში H წერტილის სხვადასხვა მდებარეობებში წერტილი C აგრეთვე იკავებს სხვადასხვა მდებარეობას, რადგანაც წონასწორ რეჟიმში წერტილში B ყოველთვის იკავებს ერთი და იგივე მდებარეობას, ქიროსთან 2 მიერთებული წერტილმა A უნდა დაიკავოს წონების 3 კუთხური სიჩქარის შესაბამის სხვადასხვა მდებარეობები. ეს განსაზღვრავს რეგულატორული მახასიათებლის სტატიზმს. ბერკეტი 19 წერტილში N შეერთებულია საწევ 20.

მართო ხისტი კინემატიკური უკუკავშირის მქონე სისტემებში არ არსებობენ: კატარაქტი 16, ზამზარა 18, ბერკეტი 19 და საწევი 20, ჭოკი 13 კიდევ სახსრულად მიერთებულია პირდაპირ ბერკეტზე 8.

მართო იზოდრომულ უკუკავშირის მქონე სისტემებში არ არსებობენ: ბერკეტი 19, საწევი 20 და ზამზარა 19 წერტილში H სახსრულად დამაგრებულია რეგულატორის კორპუსზე.

ავტომატური რეგულირების დიფერენციალური განტოლება კომბინირებული კინემატიკური უკუკავშირით აღიწერება დიფერენციალური განტოლებით [145]

$$d_H(p)\lambda = U_c(p)\varphi - U_c(p)\theta_p \cdot \alpha_p, \quad (126)$$

სადაც $U_c(p)$ და $U_c(p)$ –საკუთარი ოპერატორები; p –დიფერენცირების ოპერატორი.

გამლილი ფორმით გვექნება

$$d_H(p) = T_{H4}^4 p^4 + T_{u3}^3 p^3 + T_{H2}^2 p^2 + T_{H4} p + k_H;$$

$$U_c(p) = T_{u3} + T_{u3} \theta_p \cdot p, \quad (127)$$

სადაც:

$$T_{H4}^4 = T_p^2 T_c T_{u3}; \quad T_{u3}^3 = T_p^2 (T_c + T_{u3} \beta_{u3}) + T_k T_c T_{u3}; \quad (128)$$

$$T_{H2}^2 = T_p^2 k_c + T_k (T_c + T_{u3} \beta_{u3}) + T_c T_{u3} \delta_z; \quad (129)$$

$$T_{H1} = T_k k_c + (T_c + T_{u3} \beta_{u3}); \quad k_H = \delta_z \cdot k_c;$$

φ – მუხლა ლილვის კუთხური სიჩქარის უგანზომილებო ცვლილება;
 α_p – რეგულატორის ზამზარის გაწყობის კუთხის უგანზომილებო ცვლილებები;
 l – სერვიძრავის დგუშის უგანზომილებო გადაადგილება;
 T_{u3} – იზოდრომის დრო; β_{u3} – იზოდრომის ზამზარის სიხისტე.

მოყვანილი გამოსახულებებში T_p , T_k და δ_z წარმოადგენენ შესაბამისად დაყვანილი მასის, დამუხრუჭების ფაქტორის და δ_z არის მგრძნობიარე ელემენტის წონასწორობის მრუდის ფორმასთან დამოკიდებული არათანაბრობის ხარისხი ანალოგიურად:

$$T_{u3} = \frac{\theta_{u3}}{b_{u3}} - \text{იზოდრომის დრო};$$

$$k_c = \frac{AB}{AC} \cdot \frac{c}{d} \cdot \frac{y_0}{x_0}; \quad (130)$$

$$\beta_{u3} = \frac{AB}{AC} \cdot \frac{y_0}{x_0},$$

სადაც: y_0 და x_0 – კოორდინატა მნიშვნელობები შერჩეულ თანაბრობულ (დამყარებულ) რეჟიმში; $c = OH$; $d = ON$; θ_{u3} – იზოდრომის კატარაქტის დამუხრუჭების ფაქტორი.

დიზელის ავტონომიური ჩაბერვით დიფერენციალური განტოლება ოპერატორული ფორმით მიიღებს სახეს

$$d_g(p)\varphi = R_g(p)\chi - S_D(p)\alpha_p; \quad (131)$$

სადაც

$$d_g(p) = T_{g2}^2 p^2 + T_g p + k_{gh}; \quad R_D(p) = T_D(p) = R_R p + \theta_R;$$

α_g – მომხმარებლის გაწყობის უგანზომილებო ცვლილება; H – საწვავის ტუმბოს ლარტყას უგანზომილებო გადაადგილება.

განსახილველი ძრავის საწვავის ტუმბოს ლარტყას მიმართ გადამცემი ფუნქცია ჩაიწერება ასე

$$Y_D^\alpha(p) = \frac{R_g(p)}{d_d(p)}.$$

კომბინირებული კინემატიკური უკუკავშირის მქონე სისტემის სტრუქტურული სქემის მთლიანი სტრუქტურული სქემის ანალიზის საფუძველზე ნაშრომი [145] მიღებული იქნა საკვლევი სისტემის მთლიანი დიფერენციალური განტოლება

$$A_6 \frac{d^6 \varphi}{dt^6} + A_5 \frac{d^5 \varphi}{dt^5} + A_4 \frac{d^4 \varphi}{dt^4} + A_3 \frac{d^3 \varphi}{dt^3} + A_2 \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + A_1 \frac{d\varphi}{dt} +$$

$$+ A_0 \varphi = U_2 \frac{d^2 \alpha_p}{dt^2} + U_1 \frac{d\alpha_p}{dt} - U_0 \alpha_p - S_5 \frac{d^5 \alpha_g}{dt^5} - S_4 \frac{d^4 \alpha_g}{dt^4} -$$

$$- S_3 \frac{d^3 \alpha_g}{dt^3} - S_2 \frac{d^2 \alpha_g}{dt^2} - S_1 \frac{d\alpha_g}{dt} - S_0 \alpha_g, \quad (132)$$

სადაც:

$$\begin{aligned}
A_6 &= T_{g2}^2 T_p^2 T_c T_{u3}; \\
A_5 &= (T_c + T_{u3} \beta_{u3}) T_{g2}^2 + T_p^2 + T_c T_{u3} T_N^2; \\
A_4 &= T_{g2}^2 T_p^2 k_c + (T_c + T_{u3} \beta_{u3}) T_b^3 + T_c T_{u3} T_N^2; \\
A_3 &= T_M^3 k_c + (T_c + T_{u3} \beta_{u3}) T_N^2 + T_{u3} T_c T_L; \\
A_2 &= T_N^2 T_c + (T_c + T_{u3} \beta_{u3}) T_L + (T_p + T_c \delta_z k_{gH}) T_{u3}; \\
A_1 &= T_L k_c + (T_c + T_{u3} \beta_{u3}) k_{gH} \delta_z + T_{u3} \theta_R + T_R; \\
A_0 &= k_{gH} \delta_z k_c + \theta_R; \quad U_2 = T_R \theta_R T_{u3} \theta_p; \quad U_1 = T_R + T_{u3} \theta_R) \theta_p; \quad U_0 = \theta_R \theta_p; \\
S_5 &= T_c T_p^2 T_c T_{u3}; \quad S_4 = (T_c + T_{u3} \beta_{u3}) T_s T_p^2 + T_{u3} T_c T_x^2 + T_{u3} T_c T_z; \\
S_2 &= T_x^2 k_c + (T_c + T_{u3} \beta_{u3}) T_z + \theta_s T_s \delta_z; \quad S_1 = T_z k_c + (T_c + \beta_{u3} T_{u3}) \delta_z \theta_z; \\
S_0 &= \delta_z \theta_1 k_x.
\end{aligned} \tag{133}$$

თავის მხრივ

$$\begin{aligned}
T_M^3 &= T_{g2}^2 T_k + T_{g1} T_p^2; \\
T_N^2 &= T_{g2}^2 \delta_z + T_{g1} T_k + T_p^2 k_{gH}; \\
T_L &= T_{g1} \delta_z + T_k k_{gH}; \\
T_x^2 &= T_p^2 \theta_s + T_s k_{gH}; \\
T_z &= T_k \theta_s + T_s \delta_z.
\end{aligned} \tag{134}$$

დამოკიდებულებების (130) გამოყენებით შეგვიძლია ჩავწეროთ

$$T_{u3} \beta_{u3} = k_{T\beta} = \theta_{u3}; \tag{135}$$

$$T_{u3} = \theta_{u3} \frac{1}{\beta_{u3}}; \tag{136}$$

$$k_c = \beta_{u3} \frac{c}{d} = k_{cd} \cdot \beta_{u3}, \tag{137}$$

რაც მიგვითითებს იმაზე, რომ ეს სამი განხილული საანგარიშო პარამეტრი წარმოადგენენ სამი კონსტრუქციული პარამეტრების θ_{u3} , β_{u3} და $\frac{c}{d}$.

მეორე მხრივ (133) დამოკიდებულებების ანალიზი გვიჩვენებს, რომ კოეფიციენტი $A_6 - A_0$, $U_0 - U_2$ და $S_5 - S_0$ თავის მხრივ წარმოადგენენ წრფივ ფუნქციებს არგუმენტებიდან $\beta_{T\beta}$, T_{u3} და k_c .

ზემოაღნიშნულის თანახმად შესაძლოა იყო დასმული განსახილველი სისტემის მიმართ ცნობილი მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით სინთეზის მეთოდის გამოყენების კონსტრუქციული პარამეტრების θ_{uz} , β_{uz} და k_{cd} მიზანშეწონილი შერჩევის რეალიზაციით.

ჰიდრომოცულობითმა ტრანსმისიებმა (ჰმტ) ჰპოვეს ფართო გამოყენება სატრანსპორტო მანქანებში, მათ შორის გემებზე. ჰიდრომოცულობითი ტრანსმისიებით აღჭურვილ მანქანებში ფართო რეალიზებულია ძრავის მრუდხარა ლილვის და მთლიანობაში ძრავის მუშაობის რეჟიმების რეგულირების სისტემები. ჰიდრომოცულობითი ტრანსმისიებით აღჭურვილი რეგულირების სისტემათა შემდგომი სრულყოფა წარმოადგენს აქტუალურ სამეცნიერო საკითხს: ქვემოთ მოცემულ ნაშრომში განიხილება ჰმტ-ით აღჭურვილი შიგაწვის ძრავის რეგულირების სისტემის მათემატიკური მოდელის აგების საკითხები მათემატიკური მოდელის აგების საკითხები [100–103].

ჰმტ-ის დინამიკის განტოლებათა აგებისათვის ვიყენებთ ნაშრომში [104] სიჩქარის მოცულობითი რეგულირების ჰიდროამძრავის მიმართ მოყვანილ დამოკიდებულებებს:

$$q_m \frac{d\alpha_m}{dt} + \frac{v_0}{2B_{\text{oc}}} \frac{dp_m}{dt} + k_{\Sigma} p_m = Q_H ; \quad (138)$$

$$Q_H = K_H \operatorname{tg} \beta \cdot \omega_H + K_{\beta} \frac{d}{dt}(\operatorname{tg} \beta) , \quad (139)$$

სადაც

$$K_H = \frac{F_{nH} z_H D_H}{2\pi} ;$$

$$K_{\beta} = \frac{F_{nH} z_H D_H}{4} ;$$

q_m – ჰიდრომოტორის მუშა მოცულობა დაყვანილი მბრუნავი ლილვის მობრუნების კუთხის 1 რადიანზე (დამახასიათებელი მოცულობა):

$$q_m = \frac{F_{nm} z_m D_m \operatorname{tg} \beta_m}{2\pi} ;$$

V_0 – მილსადენის შიგა მოცულობა მასთან მიერთებული ტუმბოსი და ჰიდრომოტორის არეების მოცულობასთან ერთად; B_{Σ} – სითხის მოცულობითი დრეკადობის მოდული:

$$k_{\Sigma} = k_{yT} + 2k_{nep} + \frac{k_{\Sigma c}}{2};$$

k_{ym} – ტუმბოდან და ჰიდრომოტორიდან სითხის დაკარგვის ღრეჩოთა გამტარიანობა; k_{nep} – ტუმბოში და ჰიდრომოტორში მაღალი წნევის არეებიდან დაბალი წნევის არეებში სითხის გადადენის ღრეჩოთა გამტარიანობა; $k_{\kappa 1}$ – საყრდენი სარქველის გამტარიანობა; Q_H – ტუმბოს მომენტალური მიწოდება; β და β_m – შესაბამისად ტომბოსი და ჰიდრომოტორის ცილინდრების ბლოკების დახრის კუთხე; F_{nH} და F_n – ერთი ცილინდრის მუშა ფართო ტუმბოში და მოტორში z_H და z_m – ტუმბოსი და მოტორის ცილინდრთა რიცხვები; D_H და D_m – წრეწირთა დიამეტრებზე, რომლებზედაც განლაგებულია ტუმბოსა და მოტორის დგუშების ღერძები; p_m – ჰიდრომოტორში დატვირთვის გადამლახი წნევათა სხვაობა; α_m – მოტორის ლილვის კუთხური კოორდინატები.

განხილვად შემთხვევაში

$$p_m = \frac{I_m}{q_m} \ddot{\alpha}_m + \frac{k_{Tp}}{q_m} \dot{\alpha}_m + \frac{1}{q_m} |P_{mp}| \text{sign} \dot{\alpha}_m + \frac{1}{q_m} M_{\Sigma}, \quad (140)$$

სადაც: I_m – ჰიდრომოტორის ლილვზე დაყვანილი მოძრავი ნაწილების ინერციის მომენტი:

$$k_{Tp} = K_{Rp1} + K_{Tp2};$$

K_{Rp1} და K_{Tp2} – ჰიდრავლიკური ხახუნის კოეფიციენტები ჰიდრომოტორში და დატვირთვაში; P_{mp} – მშრალი ხახუნის ძალა; M_{Σ} – დატვირთვაში არსებულ წინაღობის ძალთა მოტორის ლილვზე დაყვანილი ჯამური მომენტი.

დამოკიდებულებების (138), (139) და (140) გამოყენებით ვიღებთ განსახილველი ჰმტ–ის დინამიკის განტოლებას:

$$\begin{aligned}
& A_{10}\ddot{\alpha}_m + A_{11}\ddot{\alpha}_m + A_{12}\dot{\alpha}_m + A_{13}\frac{d}{dt}M_\Sigma + A_{13}\frac{d}{dt}\left[P_{mp}\left|\text{sign}\dot{\alpha}_m\right.\right] + A_{14}M_\Sigma + \\
& + A_{14}\left|P_{mp}\right|\text{sign}\dot{\alpha}_m = K_H \text{tg}\beta\omega_H + K_\beta \frac{d}{dt}(\text{tg}\beta), \quad (141)
\end{aligned}$$

სადაც

$$\begin{aligned}
A_{10} &= \frac{I_m v_0}{2B_{\text{ж}} q_m}; \\
A_{11} &= \frac{I_{Tp} v_0}{2B_{\text{ж}} q_m} - \frac{k_\Sigma I_m}{q_m}; \\
A_{12} &= q_m \left(1 + \frac{k_\Sigma k_{Tp}}{q_m^2} \right); \\
A_{13} &= \frac{v_0}{2B_{\text{ж}} q_m}; \\
A_{14} &= \frac{k_\Sigma}{q_m};
\end{aligned}$$

ω_H – ჰიდროტუმბოს ლილვის ბრუნვის კუთხური სიჩქარე.

ფუნქციების $K_H \text{tg}\beta\omega_H$ და $K_\beta = \frac{d}{dt}(\text{tg}\beta)$ მათი დამყარებული მნიშვნელობების ω_{H0} , β_0 და $\dot{\beta}_0 = 0$ მიმდებარე არეში განშლით ხარისხობრივ რიგში და განშლის პირველი წევრების შენარჩუნებით ვიღებთ

$$K_H \text{tg}\beta\omega_H \approx B_{H0} + B_{H\beta}\Delta\beta + B_{H\omega}\Delta\omega_H; \quad (142)$$

$$K_\beta = \frac{d}{dt}(\text{tg}\beta) \approx B_\beta \Delta\beta, \quad (143)$$

სადაც:

$$B_{H0} = K_H \text{tg}\beta_0 \omega_{H0};$$

$$B_{H\beta} = \frac{K_H}{\cos^2 \beta_0} \omega_{H0};$$

$$B_{H\omega} = K_H \text{tg}\beta_0;$$

$$B_\beta = \frac{K_\beta}{\cos^2 \beta_0};$$

$\Delta\beta$, $\Delta\omega_H$ და $\Delta\dot{\beta}$ – კოორდინატთა ნაზრდები.

უკანასკნელის გათვალისწინებით განტოლება (141) იღებს სახეს:

$$A_{10}\Delta\alpha_m + A_{11}\Delta\dot{\alpha}_m + A_{12}\ddot{\alpha}_m + A_{13} \frac{d}{dt} M_\Sigma + A_{13} \frac{d}{dt} [P_m |\sin g \alpha_m|] +$$

$$= A_{14} (M_\Sigma + |P_m| \text{sign} \dot{\alpha}) = B_{H0} + B_{H\beta} \Delta\beta + B_{H\omega} \Delta\omega_H + B_\beta \Delta\beta .$$

2.6. გემის საბუქსირო ჯალამბარის მართვის ავტომატიზებული ელექტრომექანიკური ამძრავის მათემატიკური მოდელირება დინამიკური ანალიზი

2.6.1. საბუქსირო ჯალამბარის ავტომატიზებული ამძრავის დინამიკური მოდელირება

თანამედროვე გემებზე გამოყენებულ ამძრავთა ავტომატიზებულ სისტემათა შორის შეგვიძლია აღვნიშნოთ გემების ბუქსირებისათვის და ტვირთსაზიდვისათვის გამიზნული მართვის ელექტრომექანიკური სისტემა ბუქსირული მოწყობილობებით.

საბუქსირო მოწყობილობის საიმედო და ეფექტური მართვა წარმოადგენენ თავის მხრივ გემის უსაფრთხოების მნიშვნელოვან ფაქტორს.

შემდგომ მასალაში განიხილებიან განსახილველი სისტემის ხარისხობრივი მაჩვენებლების ამაღლებისაკენ მიმართულნი და გაღრმავებულ დინამიკურ მოდელირებასთან და კვლევასთან დაკავშირებული საკითხები.

საბუქსირო მოწყობილობები მოიცავენ საბუქსირო (лебедка) ჯალამბარს, საბუქსირო გვარლს და მისი დამაგრების მოწყობილობას. თავის მხრივ მართვის სისტემა იგება შემდეგი სტრუქტურული ელემენტების გამოყენებით: ტირისტორული გარდამქმნელი – ძრავა, გარდაქმნის მექანიზმი და რეგულირებადი კონტური. მართვა ხორციელდება დაქვემდებარებული მართვის პრინციპით.

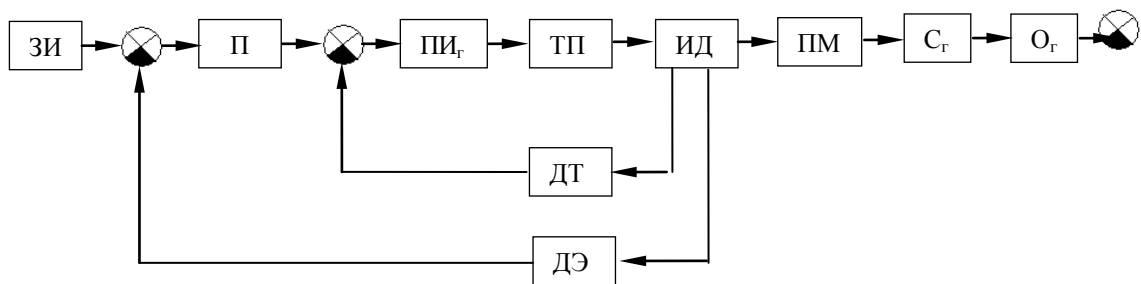
ავტომატური საბუქსირო ჯალამბარის (ასჯ) ძირითადი თავისებურებაა ჯალამბარის წინა დოღზე საბუქსირო გვარლის დაჭიმულობის დაჭერა გარკვეულ საზღვრებში.

დატვირთვის გაზრდისას დანიშნული ზღვრული მნიშვნელობის ზევით ჯალამბარი ავტომატურად ირთვება გვარლის გაშვების რეჟიმზე. გვარლი იშვება მანამდე, სანამ დატვირთვა რჩება დასაშვები მნიშვნელობის

ზევით. თუ გვარლის დაჭიმულობა აღმოჩნდა ნომინალური მნიშვნელობის ქვევით, მაშინ ჯალამბარი იწყებს გვარლის ამოღება დოლზე და ეს გრძელდება მანამ, სანამ გვარლის დაჭიმულობა და მივა ნომინალურ მნიშვნელობამდე.

ამასთან ერთად შეიძლება ხორციელდებოდეს აგრეთვე გვარლის თავისუფალი გაშვების (ამოღების) რეჟიმი.

ნახაზზე 32 გამოსახული განსახილველი ავტომატიზებული ელექტრომექანიკური ამძრავის ფუნქციონალური სქემა.



ნახ. 32. ელექტრომექანიკური ამძრავის ფუნქციონალური სქემა

აქ: O – საბუქსირო ჯალამბარი;

C_r – დრეკადი კავშირი (საბუქსირო გვარლი);

ИД – შემსრულებელი ძრავა;

ММ – გარდამქმნელი მექანიზმი;

ТП – ტირისტორული გარდამქმნელი;

ДТ და ДЭ – დენის და ელექტრომამომრავებლო ძალის გადამწოდები;

ПИ_r – ელექტრომამომრავებელი ძალის პროპორციული რეგულატორი.

ავტომატური რეგულირების და მართვის განსახილველ სისტემაში ძირითადად მიეკუთვნება ელექტრომამომრავებელი ძალის (ემძ) Π – რეგულატორის კონტური, რომლის გამომავალი სიგნალი წარმოადგენს შემავალ სიგნალი, მასზე დაქვემდებარებულ დენის $\Pi И$ – რეგულატორისათვის. კონტური ელექტრომამომრავებელი ძალის Π – რეგულატორის გამოყენება საბუქსირო გვარლის ამოღებისას, გაშვებისას და მისი შეზღუდვისა გვარლის დრეკადი კავშირის გაწყვეტისას.

ზოგადი სახით საბუქსირო რეგულირების ობიექტის O განტოლება შესაძლოა გამოვსახოთ ასე

$$m(1+k_{11})\frac{dv}{dt} = T_x - X - X_{BB}, \quad (144)$$

სადაც: m – საბუქსირო ობიექტის მასა;

k_{11} – წყლის მიერთებული მასის კოეფიციენტი;

T_x – წვეის ძალა;

X_{BB} – ქართ, ტალღებით, წყლის დინებით და ა.შ. განპირობებული და ობიექტზე O მოქმედი შედეგობრივი ძალა;

X – არაინერციული ძალა, რომელიც პირველი მიახლოებით განისაზღვრება დამოკიდებულებით

$$X = k_x v^2,$$

k_x – ობიექტი O წყლისქვეშა ნაწილის შემოვლებაზე დამოკიდებული კოეფიციენტი

v – საბუქსირო წრფივი მოძრაობის სიჩქარე.

სისტემის $\Pi M_1 - C_r - O$ მოძრაობის განტოლება შეიძლება იქნას წარმოდგენილი როგორც ძრავას ლილვზე, ასევე ობიექტის O მოძრაობებზე დაყვანილი ორმასიანი მოდელით.

ზოგადი მიდგომით მექანიკური სისტემა მიეკუთვნება ისეთ შეყურსულ-განაწილებულ მასებიან სისტემას, რომლის საწყისი აღწერა მოისახრება საკმაოდ დიდი რაოდენობის მასიანი სისტემით [69, 70].

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 ოთხიც) 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 კარდანული 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 ამყოლი მასა.

თუ განსახილველ აპროქსიმაციაში, აპროქსიმირების სახით ვიყენებთ გამოსახულებას მიღებულს დამოკიდებულებებიდან:

$$\ddot{\varphi} + A_{\text{apr}} \varphi = 0.$$

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.

განსახილველი სისტემის დინამიკის გამოკვლევებისასა შეგვიძლია განვიხილოთ მექანიკური ნაწილის შემდეგი აპროქსიმაციული მოდელები.

პირველი ვარიანტი: მექანიკურ სისტემას რედუქტორი-ამძრავი შკივი ვცვლით ორმასიანი მოდელით, მთლიანობაში მთელ მა-ს ვიხილავთ სამმასიანი მოდელის სახით.

მეორე ვარიანტი: ვიხილავთ ორმასიან მოდელს ობიექტის გადაადგილების x_{BBIX} გამომავალი კოორდინატის მიმართ. ან და ვაგებთ ორმასიან მოდელს M_{23} დინამიკური მომენტის მიმართ მჭევველ ბაგირში.

სამმასიანი აპროქსიმაციული მოდელის განხილვისას მექანიკური სისტემის განტოლებათა სისტემა გამოისახება ასე:

$$I_1 \ddot{\phi}_1 + b_{12}(\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) + b_{\phi_1} \dot{\phi}_1 + c_{12}(\phi_1 - \phi_2) = M_{\text{os}} - M_{c1}; \quad (145)$$

$$I_2 \ddot{\phi}_2 + b_{12}(\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_1) + b_{\phi_2} \dot{\phi}_2 + c_{12}(\phi_2 - \phi_1) = C_{\kappa} R_{uu}(R_{uu} \phi_2 - x) + b_{.xx} R_{uu}(R_{uu} \dot{\phi}_2 - \dot{x}) - M_{c2}, \quad (146)$$

$$(m + b_{11}) \ddot{x} + b_{.xx}(\dot{x} - R_{uu} \dot{\phi}_2) + C_{\kappa}(x - R_{uu} \phi_2) + b_{.xx} \dot{x} = -X - X_{BB} - P_{\text{TPX}}, \quad (147)$$

სადაც: I_1 და I_2 – ინერციის დაყვანილი მომენტები რედუქტორის ორმასიან მოდელში c_{12} , b_{12} – სიხისტისა და დემპფირების კოეფიციენტების დაყვანილი მნიშვნელობები დრეკად კავშირებში; b_{ϕ_1} და b_{ϕ_2} – დემპფირების კოეფიციენტები გადამცემი ელემენტების შესახსრებებში; R_{uu} – წამყვანი დოლის რადიუსი; C_{κ} და $b_{.xx}$ – სიხისტისა და დემპფირების კოეფიციენტების თვით ბაგირისა; $b_{.x}$ – დემპფირების კოეფიციენტები ბაგირის კინემატიკურ რესახსრებებში; x – ობიექტის წრფივი გადაადგილების კოორდინატი; M_{TP1} და M_{TP2} – ხახუნის ძალთა მომენტები; P_{TP} – გარე დატვირთვა.

თავის მხრივ მთლიანი სისტემის დინამიკა შეიძლება აღვწეროთ განტოლებათა სისტემით:

$$u_c = K_{p\delta} \varepsilon; \quad (148)$$

$$\varepsilon = u_3 - K_E e = u_3 - K_\omega \omega_1; \quad (149)$$

$$\varepsilon_T = u_c - u_{dT}; \quad (150)$$

$$T_{oc} \dot{u}_d + 1 = K_{oc} i_a; \quad (151)$$

$$T_u \dot{u}_T = T_d \dot{\varepsilon}_T + \varepsilon_T; \quad (152)$$

$$T_{in} \dot{u} + u = K_{in} u_T; \quad (153)$$

$$T_a \frac{di_a}{dt} + i_a = \frac{1}{R_a} u; \quad (154)$$

$$I_1 \ddot{\phi}_1 + b_{I_1} \dot{\phi}_1 + c_{12} \phi_1 = c i_a + b_{12} \dot{\phi}_2 + c_{12} \phi_2 - M_{TP1}; \quad (155)$$

$$I_2 \ddot{\phi}_2 + b_{I_2} \dot{\phi}_2 + c_{12} \phi_2 = -M_{TP2} + b_{12} \dot{\phi}_1 + c_{12} \phi_1 + b_{x\phi} \dot{\phi}_x + c_{x\phi} \phi_x; \quad (156)$$

$$I_x \ddot{\phi}_x + b_{\phi x} \dot{\phi}_x + c_{\phi x} \phi_x = -M_{BH} - M_{TPx} + b_{x\phi} \dot{\phi}_2 + c_{\phi x} \phi_2, \quad (157)$$

სადაც:

$$b_{I_2} = b_{12} + b_{\phi 2} + b_{xx} R_u^2;$$

$$C_{I_2} = c_{12} + c_{\kappa} R_u^2;$$

c – ძრავის მაგნიტური ნაკადის პროპორციული მუდმივა; i_a – ღუზის დენი; R_a – ძრავას ღუზის აქტიური წინაღობა; ω_1 – კუთხური სიჩქარე; e – ელექტრომამოძრავებელი ძალა; Π -რეგულატორი გამლიერების კოეფიციენტი;

$$K_\omega = K_E c.$$

სამმასიანი მოდელი (145)-(147) დაგვყავს გრეხითი სისტემის მოდელზე და ვიღებთ:

$$I_1 \dot{\phi}_1 + (b_{12} + b_{\phi 1}) \dot{\phi}_1 + c_{12} \phi_1 = M_{\delta s} + b_{12} \dot{\phi}_2 + c_{12} \phi_2 - M_{c1}; \quad (158)$$

$$\begin{aligned} I_2 \ddot{\phi}_2 + (b_{12} + b_{\phi 2} + b_{xx} R_u^2) \dot{\phi}_1 + (c_{12} + C_{\kappa} R_u^2) \phi_2 = \\ = b_{12} \dot{\phi}_1 + c_{12} \phi_2 + C_{\kappa} R_u^2 \phi_x + b_{xx} R_u^2 \dot{\phi}_x; \end{aligned} \quad (159)$$

$$I_x \ddot{\phi}_x + (b_x + b_{xx}) R_u^2 \dot{\phi}_x + C_{\kappa} R_u^2 \phi_x = -(X - X_{BB}) R_u - M_{TPx} +$$

$$+ b_{xx} R_u^2 \dot{\phi}_2 + C_{\kappa} R_u^2 \phi_2, \quad (160)$$

$$\text{აქ } I_x = m + R_u^2.$$

იმასთან დაკავშირებით, რომ ელექტრომომოდრავებელი ძალის გადამწოდიდან შემომავალი სიგნალი თავის მხრივ წარმოადგენს სიჩქარე ω -ს პროპორციულ სიდიდეს საკვლევი სისტემის მთლიანი სტრუქტურული სქემა შეგვიძლია გამოვსახოთ ნახ. 33 მოყვანილი სახით.

ნახაზზე 33 გვაქვს:

$$W_{IU_T}(s) = \frac{T_\theta s + 1}{T_u s}; \quad (161)$$

$$W_{\text{тн}}(s) = \frac{K_{\text{тн}}}{T_{\text{тн}} s + 1}; \quad (162)$$

$$W_{\text{ocт}}(s) = \frac{K_{\text{ocт}}}{T_{\text{ocт}} s + 1}; \quad (163)$$

$$W_{uD}(s) = \frac{1/R_{\text{я}}}{T_{\text{я}} s + 1}; \quad (164)$$

$$W_{M1}(s) = \frac{c}{I_1 s^2 + b_{I1} s + c_{12}}; \quad (165)$$

$$W_{M2}(s) = \frac{b_{12} s + c_{12}}{I_1 s^2 + b_{I2} s + c_{12}}; \quad (166)$$

$$W_{Mx}(s) = \frac{b_{x\varphi} s + c_{\varphi x}}{I_x s^2 + b_{\varphi x} s + c_{\varphi x}}; \quad (167)$$

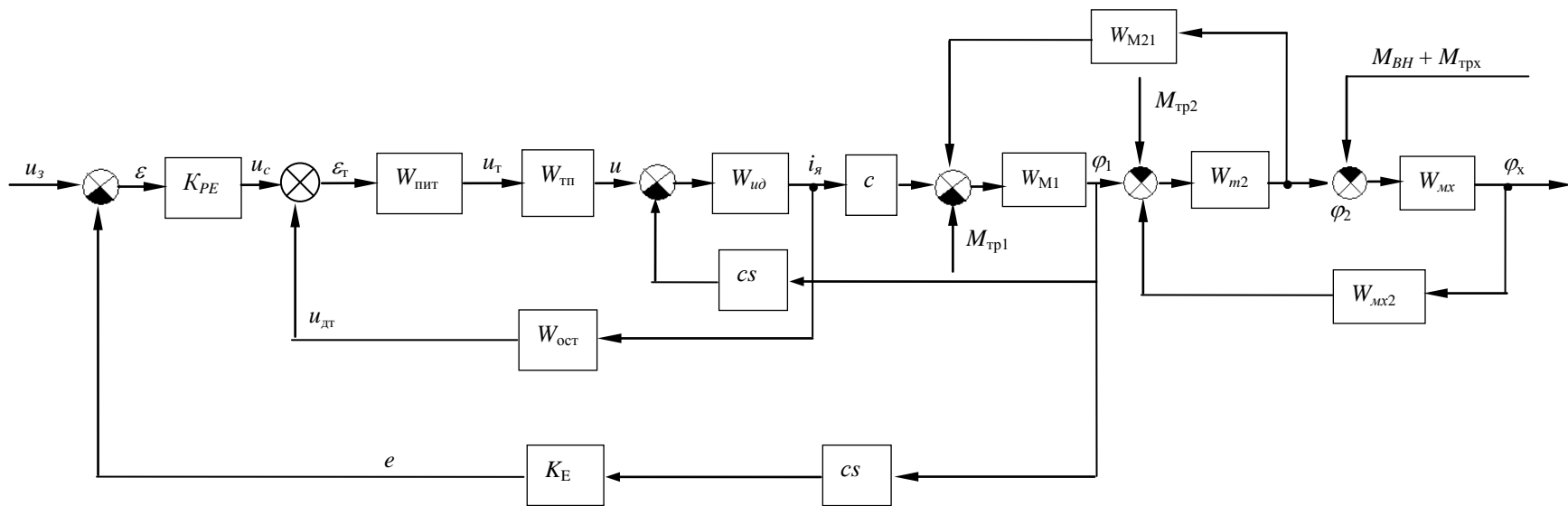
$$W_{M21}(s) = b_{12} s + c_{12}; \quad (168)$$

$$W_{Mx}(s) = b_{x\varphi} s + c_{\varphi x}, \quad (169)$$

მოდელები (158)-(160) და ნახ. 33 მოცემული სტრუქტურული სქემა სამართლიანია შემთხვევისათვის, როდესაც საბუქსირო მოწყობილობის მეშვეობით ხორციელდება საბუქსირო ობიექტის მიახლოება გემთან, რასთანაც საქმე გვაქვს გამონაკლის შემთხვევებში.

ბაგირის ამოჭიმვის რეალურ რეჟიმებში საჭიროა ისეთი ϕ_2 გამავალი კოორდინატისანი მოდელების გამოყენება, რომლებშიც გათვალისწინებულია ჩაკიდული ბაგირს დაყვანილი მასა [113–115].

თავის მხრივ გრეხ სისტემასთან დაყვანილი მექანიკური ნაწილის მქონე სისტემა შეიძლება აღწერილ იქნას განტოლებებით:



ნახ. 33. სტრუქტურული სქემა

$$u_c = K_{PE} \varepsilon; \quad (170)$$

$$\varepsilon = u_3 - K_E e = u_3 - K_\omega \omega_1; \quad (171)$$

$$\varepsilon_T = u_c - u_{\pi T}; \quad (172)$$

$$T_{oc} u_{\pi T} + 1 = K_{oc} i_{\pi}; \quad (173)$$

$$T_u u_T = T_d \dot{\varepsilon}_T + \varepsilon_T; \quad (174)$$

$$T_{\pi} \frac{di_{\pi}}{dt} + i_{\pi} = \frac{1}{R_{\pi}} u; \quad (175)$$

$$I_1 \ddot{\phi}_1 + b_{I_1} \dot{\phi}_1 + c_{I_2} \phi_1 = c i_{\pi} + b_{I_2} \dot{\phi}_2 + c_{I_2} \phi_2 - M_{c1}; \quad (176)$$

$$I_2 \ddot{\phi}_2 + b_{I_2} \dot{\phi}_2 + c_{I_2} \phi_2 = -M_{c2} + b_{I_2} \dot{\phi}_1 + c_{I_2} \phi_1 + b_{x\phi} \dot{\phi}_x + c_{x\phi} \phi_x; \quad (177)$$

$$I_x \ddot{\phi}_x + b_{\phi x} \dot{\phi}_x + c_{\phi x} \phi_x = -(X - X_{BB}) R_{uu} - M_{\pi x} + b_{x\phi} \dot{\phi}_2 + c_{\phi x} \phi_2, \quad (178)$$

სადაც: $b_{I_2} = b_{I_2} + b_{\phi_2} + b_{xx} R_{uu}^2;$

$$C_{I_2} = c_{I_2} + C_{\kappa} R_{uu}^2;$$

$$b_{x\phi} = b_{xx} R_{uu}^2;$$

$$b_{\phi x} = (b_x + b_{xx}) R_{uu}^2;$$

$$C_{x\phi} = C_{\kappa} R_{uu}^2.$$

იმ შემთხვევაში, როდესაც ვიხილავთ უკუკავშირის e -ს მიმართ

$$T_{\pi} \frac{di_{\pi}}{dt} + i_{\pi} = \frac{1}{R} u.$$

ნაცვლად გვექნება განტოლება

$$T_{\pi} \frac{di_{\pi}}{dt} + i_{\pi} = \frac{1}{R} u - \frac{C}{R} \cdot \dot{\phi}_1.$$

იმ შემთხვევაში, როდესაც ვიხილავთ მექანიკური ნაწილის ძრავას ლილვზე დაყვანილ ორმასიან აპროქსიმაციულ მოდელს საქმე გვაქვს განტოლებათა სისტემასთან:

$$U_c = K_{PE} \varepsilon;$$

$$\varepsilon = u_3 - K_\omega \omega_1;$$

$$\varepsilon_T = u_c - u_{gT};$$

$$T_{00} \dot{u}_{gT} + 1 = K_{oc} i_{\pi};$$

$$T_u \dot{u}_T = K_g \dot{\varepsilon}_T + \varepsilon_T ;$$

$$T_{Tp} \dot{u} + u = K_{TT} u_T ;$$

$$T_{\gamma} \frac{di_{\gamma}}{dt} + i_{\gamma} = \frac{1}{R_{\gamma u}} - \frac{C}{R} \cdot \dot{\phi}_1$$

$$I_{1*} \ddot{\phi}_{12*} (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_{2*}) + b_{\phi 1*} \dot{\phi}_1 + c_{12} (\varphi - \varphi_{2*}) = C_{i\alpha} - M_{c1} ;$$

$$I_{2*} \ddot{\phi}_{2*} + b_{12*} (\dot{\phi}_{2*} - \dot{\phi}_1) + b_{\phi 2*} \dot{\phi}_{2*} + c_{12*} (\varphi_{2*} - \varphi_1) = -M_{\text{გნ}} ,$$

სადაც: I_{2*} , b_{12*} და c_{12*} – ინერციის მომენტის დემპფირების და სიხისტის კოეფიციენტების აპროქსიმაციული მნიშვნელობები; φ_{2*} – კოორდინატის პირველ ლილვზე დაყვანილი კუთხური კოორდინატი.

შემდგომი კვლევებისათვის შეგვიძლია დენის ჩაკეტილ კონტურს გაუწიოთ აპროქსიმაცია მოდელით [69]

$$2\tau \frac{di_{\gamma}}{dt} + i_{\gamma} = u_c .$$

ამ შემთხვევაში შემთხვევაში საქმე გვექნება განტოლებათა სისტემასთან

$$U_c = K_{PE} \varepsilon ;$$

$$\varepsilon = u_3 - K_E e = u_3 - K_{\omega} \omega_1$$

$$2\tau \frac{di_{\gamma}}{dt} + i_{\gamma} = u_c ;$$

$$I_{1*} \ddot{\phi}_1 + b_{12} (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) + b_{\phi 1} \dot{\phi}_1 + c_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) = C_{i\alpha} - M_{c1} ;$$

$$I_2 \ddot{\phi}_2 + b_{12} (\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_1) + b_{\phi 2} \dot{\phi}_2 + c_{12} (\varphi_2 - \varphi_1) = -M_{\text{გნ}} .$$

ვიხილავთ მექანიკური ნაწილის გარდაქმნილ განტოლებათა სისტემაზე გადასვლის საკითხს

$$(I_1 - I_2) \ddot{\phi}_1 - I_2 \Delta \ddot{\phi} + (b_{\phi 1} + b_{\phi 2}) \dot{\phi}_1 + b_{\phi 2 \Delta \varphi} = C_{i\alpha} - M_{Tp} - M_{\text{გნ}} ;$$

$$I_2 (\ddot{\phi}_1 - \Delta \ddot{\phi}) - b_{12} \Delta \dot{\phi} + b_{\phi 2} (\dot{\phi}_1 - \Delta \dot{\phi}) - C_{12} \Delta \varphi = -M_{\text{გნ}} .$$

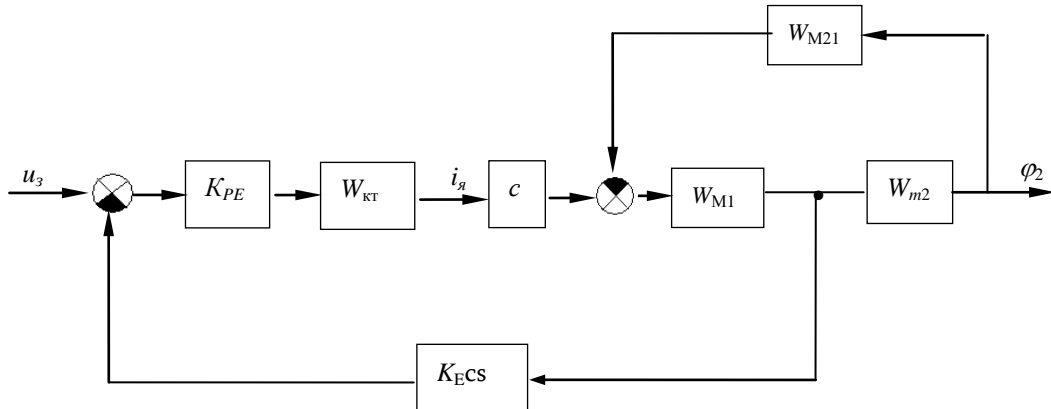
ან

$$I_{\Sigma} \ddot{\phi}_1 + b_{\phi \Sigma} \dot{\phi}_1 = C_{i\alpha} + I_2 \Delta \ddot{\phi} + b_{\phi 2} \Delta \dot{\phi} - M_{Tp1} - M_{\text{გნ}}$$

$$I_2 \Delta \ddot{\phi}_2 + (b_{12} + b_{\phi 2}) \Delta \dot{\phi} + C_{12} \Delta \varphi = I_2 \ddot{\phi}_1 + b_{\phi 2} \dot{\phi}_1 + M_{\text{გნ}} .$$

უკანასკნელ დამოკიდებულებაში ჩანაწერთა გამარტივების სახით ორმასიანი აპროქსიმაციული მოდელის პირობით აღნიშვნებში ამოღებული * ინდექსები.

34 ნახაზზე მოყვანილია მექანიკური ნაწილის ორმასიანი მოდელის შემცველი სისტემის დინამიკური სტრუქტურული სქემა.



ნახ. 34. სტრუქტურული სქემა

იგივე სტრუქტურული სქემა ნაშრომში [69] მოყვანილი აღნიშვნების

$$\tilde{Z}_1 = I_1 s + \beta_1;$$

$$\tilde{Z}_2 = I_2 s + \beta_2;$$

$$\tilde{Z}_{12} = \frac{c_{12}}{s} + \beta_{12};$$

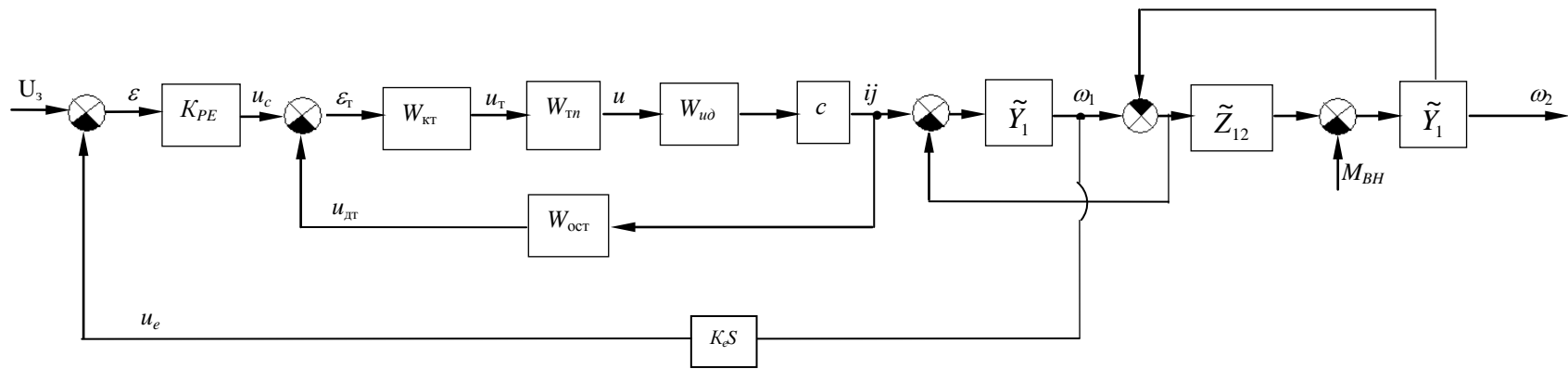
$$\tilde{Y}_1 = \frac{1}{\tilde{Z}_1};$$

$$\tilde{Y}_2 = \frac{1}{\tilde{Z}_2}.$$

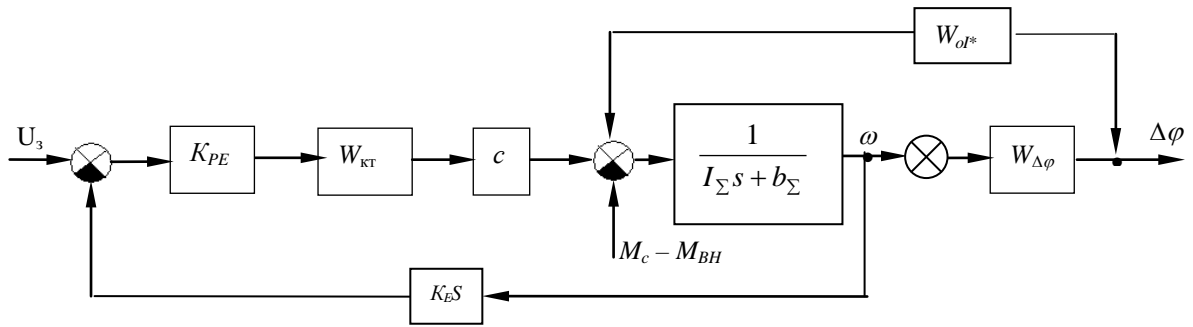
თანახმად მიიღებს სახეს, მოყვანილს ნახ. 35-ზე.

ნახ. 36-ზე მოყვანილია სისტემის სტრუქტურული სქემა $\Delta\varphi$ გადაადგილებასთან მიმართებაში.

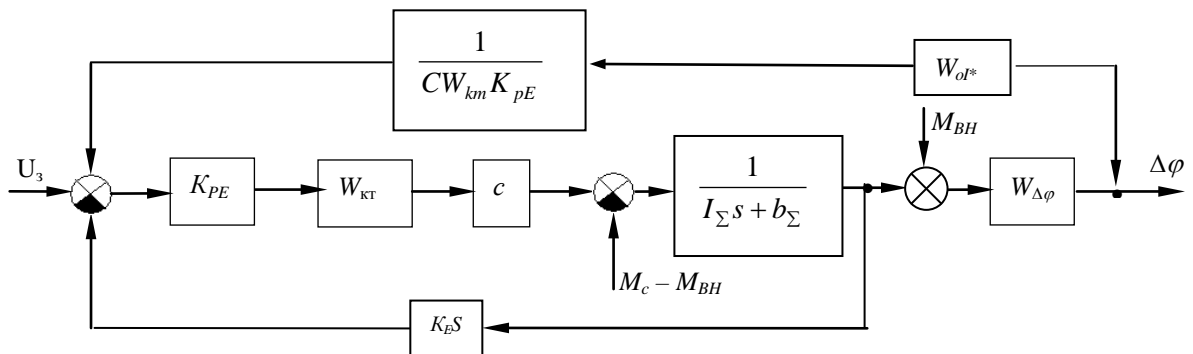
ნახაზზე 37 კი მოყვანილია სქემის გარდაქმნილი ვარიანტი.



ნახ. 35. გარდაქმნილი სტრუქტურული სქემა



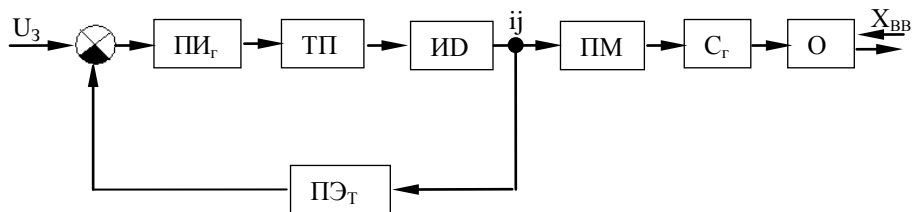
ნახ. 36. სტრუქტურული სქემა



ნახ. 37. სტრუქტურული სქემა

2.6.2. საბუქსირო გვარლის დაჭიმულობის ძალვის სტაბილიზაციის სისტემის მოდელირება

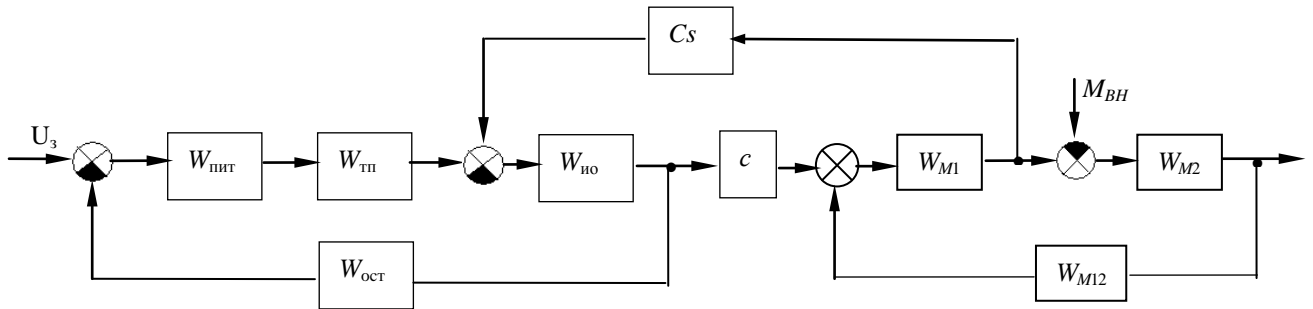
გვარლის დაჭიმულობის ძალვის სტაბილიზაციის (შემსრულებელის სტატიკური დენის სტაბილიზაციის) სისტემის ფუნქციონალური სქემა მოცემულია ნახ. 38-ზე.



ნახ. 38. ფუნქციონალური ბლოკ-სქემა

განხილვადი შემთხვევისათვის დინამიკურ გამოკვლევებში, რომელთა ერთ-ერთი ძირითადი დანიშნულებაა დინამიკური დატვირთვების განსაზღვრა საწევ გვარლაში, სავსებით შესაძლებელია მექანიკური სისტემის ორმასიანი მოდელის გამოყენება.

ამ შემთხვევაში სტრუქტურული სქემა შეგვიძლია წარმოვიდგინოთ ნახ. 39 მოყვანილი სახით.



ნახ. 39. სტრუქტურული სქემა

ამ ნახაზზე: U_3 – შემავალი (მოცემული) დენის ძაბვა: $U_{ud}(s)$, $W_{mn}(s)$, $W_{num}(s)$, $W_{ocm}(s)$ – შესაბამისად შემსრულებელი ძრავას, ტირისტორული გარდამქმნელის, დენის ПИ - რეგულატორის დენის ჩაკეტილი კონტური უკუკავშირის გადამცემი ფუნქციები: $W_{M1}(s)$, $W_{M2}(s)$ და $W_{21}(s)$ მექანიკური სისტემის ცალკეული სტრუქტურული ელემენტების გადამცემი ფუნქციები; M_{BH} – გარე ძალების მომენტი; C - ელექტრძრავას მუდმივა.

ზემოთ მოყვანილი გადამცემი ფუნქციები თუ გამოვიყენებთ ნაშრომში [69] მოყვანილ აღნიშვნებს აღიწერებინა დამოკიდებულებებით:

$$U_{ud}(s) = \frac{K_4}{T_{\alpha}s + 1};$$

$$W_{mn}(s) = \frac{K_{mn}}{T_{mn}s + 1};$$

$$W_{num} = \frac{T_{\mu}s + 1}{T_{\mu}s};$$

$$W_{ocm} = \frac{K_1}{T_{\mu oc}s + 1};$$

K_{mn} და T_{mn} – ტირისტორული გარდამქმნელის გაძლიერების კოეფიციენტი და დროის მუდმივა;

$$K_4 = \frac{1}{R_{\alpha}};$$

K_1 და $T_{\mu gm}$ – გადამცემის კოეფიციენტი და დენის გადამწოდის ინერციული რგოლის დროის მუდმივა. ს.ა. კაზაკის ნაშრომების თანახმად

მექანიკური სისტემის ორმასიანი აპროქსიმაციული მოდელი გვარლის დრეკადი რგოლის მიმართ პირველი მიახლოებით შეგვიძლია ჩავწეროთ განტოლებათა შემდეგი სახით:

$$I_1 \ddot{\phi}_1 + b_{12} \dot{\phi}_1 + c_{12} \phi_1 = K_P c i_{\text{რ}} + c_{12} \phi_{2x} + b_{12} \phi_{2x},$$

$$I_{2x} \ddot{\phi}_{2x} + b_{12} \dot{\phi}_{2x} + c_{12} \phi_{2x} = c_{12} \phi_1 + b_{12} \phi_1 - M_{BH},$$

სადაც: I_1 და I_{2x} – ინერციის მომენტი დაყვანილნი რედუქტორის გამავალ კოორდინატზე და მთლიანი სისტემის დაყვანილ ბრუნვით კოორდინატზე.

იმ შემთხვევაში, როდესაც საქმე გვაქვს დინამიკური დატვირთვების ამოხსნასთან დრეკად რგოლებში გადავდივართ ს.ნ. კოჟევნიკოვის მიერ [48] დინამიკის განტოლებათა შემოთავაზებულ ჩაწერაზე.

ამ მიზნისათვის ვწერთ:

$$I_1 \ddot{\phi}_1 + b_{12} (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_{2x}) + c_{12} (\phi_1 - \phi_{2x}) = M_1 - b_1 \dot{\phi}_1,$$

$$I_{2x} \ddot{\phi}_{2x} + b_{12} (\dot{\phi}_{2x} - \dot{\phi}_1) + c_{12} (\phi_{2x} - \phi_1) = -M_{BH} - b_2 \dot{\phi}_2.$$

აქედან:

$$I \ddot{\phi}_1 = -\frac{b_{12}}{I_1} (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_{2x}) - \frac{c_{12}}{I_1} (\phi_1 - \phi_{2x}) + \frac{M_1}{I_1},$$

$$\ddot{\phi}_2 = \frac{b_{12}}{I_{2x}} (\phi_1 - \phi_{2x}) + \frac{c_{12}}{I_{2x}} (\phi_1 - \phi_{2x}) - \frac{M_H}{I_2}.$$

აღნიშნულის თანახმად:

$$\begin{aligned} \ddot{M}_{12} = & -\left(\frac{b_{12}}{I_1} + \frac{b_{12}}{I_2}\right) \dot{M}_{12} - c_{12} \left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_{2x}}\right) M_{12} + \\ & + \frac{c_{12}}{I_1} M_1 + \frac{c_{12}}{I_{2x}} M_{\text{BH}} - \frac{b_1}{I_1} \dot{\phi}_1 + \frac{b_2}{I_{2x}} \dot{\phi}_2. \end{aligned}$$

მთლიანი სისტემის განტოლებათა სისტემა ჩაიწერება ასე

$$T_u \dot{U}_T = T_o \dot{U}_\varepsilon + U_\varepsilon,$$

$$U_\varepsilon = U_3 - U_{\text{om}},$$

$$T_{\mu\text{om}} \dot{U}_{\text{om}} + U_{\text{om}} = K_1 i_{\text{რ}},$$

$$T_{mn} \dot{U} + U = K_{mn} U_m,$$

$$T_{\text{რ}} \frac{di_{\text{რ}}}{dt} + i_{\text{რ}} = K_4 U,$$

$$\ddot{M}_{12} + a_b \dot{M}_{12} + a_c M_{12} = b_c i_{\gamma} + b_m M_H - M_{b1} + M_{b2},$$

სადაც

$$a_b = b_{12} \frac{I_1 + I_{2x}}{I_1 I_{2*}};$$

$$a_c = c_{12} \frac{I_1 + I_{2x}}{I_1 I_{2*}};$$

$$b_c = \frac{c_{12} c K_p}{I_1};$$

$$b_m = \frac{c_{12}}{I_2},$$

K_p – რედუქტორის გადაცემის რიცხვი.

შემდგომი დაზუსტების თვალსაზრისით a_b , a_c , b_c და b_m კოეფიციენტების მნიშვნელობების დაზუსტებისათვის შეგვიძლია გამოვიყენოთ [69] ნაშრომში მოყვანილი მეთოდი.

ნაშრომი [69] თანახმად დენის კონტურის პარამეტრული სინთეზის განხორციელებისას დენის გახსნილი კონტურის გადამცემ ფუნქციას დენის კონტურის $T_{\gamma u}$ დროის დიდი მუდმივას კომპენსაციის და მცირე არაკომპენსირებული დროის T_{μ} მნიშვნელობის შერჩევის პირობიდან ვირჩევთ შემდეგი სახით

$$W_{p33}(s) = \frac{1}{\frac{K_1}{2T_{\mu}s(T_{\mu}s + 1)}}.$$

დროის მუდმივა T_{μ} განისაზღვრება ტირისტორული გარდამქმნელის, ფაზოდამაშორებელი მოწყობილობის მართვის არხებში და უკუკავშირში არსებული სუფთა დაგვიანებებით.

ამასთან დაკავშირებით ირჩევენ

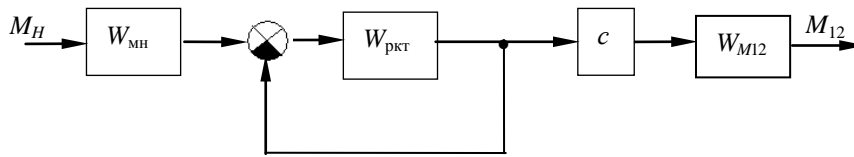
$$T_u = T_{\gamma u},$$

და

$$T_g = 2T_{\mu} K_3$$

სადაც

$$K_3 = \frac{K_{mn} K_1}{R_{\gamma u}}.$$



ნახ. 40. სტრუქტურული სქემა

ასეთ მიდგომისას გარდამავალი ასეთ მიდგომისას გარდამავალი პროცესის განსაზღვრისათვის საფეხუროვან ზემოქმედებისას სისტემის სტრუქტურული სქემა შეგვიძლია წარმოვიდგინოთ ისე, როგორც ეს მოცემულია ნახ. 40.

სქემაზე:

$$W_{MH}(s) = \frac{K_1}{T_{\mu gm} s + 1};$$

$$W_{პიკტი}(s) = \frac{1/K_1}{2T_{\mu} s(T_{\mu} s + 1)};$$

$$W_{M12}(s) = \frac{A_c}{T_{\mu 2} s^2 + T_{\mu d} s + 1},$$

სადაც:

$$A_c = \frac{b_c}{a_c};$$

$$T_{m2} = \frac{1}{a_c};$$

$$T_{\mu w} = \frac{a_b}{a_c} = \frac{b_{12}}{c_{12}}.$$

თავის მხრივ გამოსახულება $M_{12}(s)$ წარმოვიდგენა

დამოკიდებულებით:

$$M_{12} = \frac{W_{om}(s)}{W_{MH}(s)W_{კე}(s)cW_{12}(s)M_H},$$

სადაც $W_{კე}(s)$ – სიჩქარის ჩაკეტილი კონტურის გადამცემი ფუნქციაა.

თავის მხრივ:

$$W_{\kappa z}(s) = \frac{\frac{1}{K_1}(T_{\mu\delta m}s + 1)}{(T_{\mu\delta m}s + 1)2T_\mu s(T_\mu s + 1) + 1} =$$

$$= \frac{\frac{1}{K_1}(T_{\mu\delta m}s + 1)}{2T_\mu T_{\mu\delta m} T_\mu s^2 + 2T_\mu (T_{\mu\delta m} + T_\mu)s^2 + 2T_\mu s + 1}$$

და

$$W_{om} = \frac{1}{2T_\mu^2 T_{\mu\delta m} s^2 + 2T_\mu (T_{\mu\delta m} + T_\mu)s^2 + 2T_\mu s + 1}.$$

2.6.3. დინამიკური კვლევების ჩატარება

გადამცემი ფუნქციის W_{km} გამოსახულების თანახმად შეგვიძლია ჩავწეროთ

$$(a_T s^3 + b_T s^2 + c_T s + 1)i_r = K_E R_{ry} (T_{\mu g} s + 1)\Delta u.$$

გადამცემი ფუნქცია $W_{km}(s)$ ნაშრომი [69] თანახმად შეგვიძლია წარმოსახვით სიხშირეთა მახასიათებელთა აპარატის გამოყენებით შეგვიძლია შევცვალოთ მიახლოებითი აპროქსიმაციული გამოსახულებით

$$W^*(s) = \frac{K_{\Delta u}}{\tau s + 1} = \frac{i_r}{\Delta u}. \quad (178)$$

ამ შემთხვევაში მთლიანი ამძრავის განტოლებათა სისტემა ორმასიანი მექანიკური ნაწილის გათვალისწინებით ჩაიწერება ასე:

$$\tau \frac{di_r}{dt} + i_r = K_{\Delta u} \Delta u, \quad (179)$$

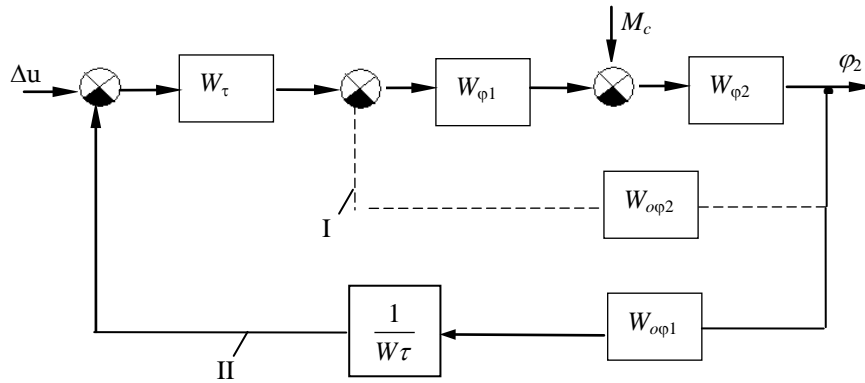
$$I_1 \ddot{\phi}_1 + b_{12} \dot{\phi}_1 + c_{12} \phi = K_p c_r i_r + c_{12} \phi_{2x} + b_{12} \dot{\phi}_{2x} - M_{c1}; \quad (180)$$

$$I_{2x} \ddot{\phi}_{2x} + b_{12} \dot{\phi}_{2x} + c_{12} \phi_{2x} = c_{12} \phi_1 + b_{12} \dot{\phi}_1 - M_{c2}. \quad (181)$$

შესაბამისი დინამიკური სტრუქტურული სქემა შეგვიძლია წარმოვიდგინოთ ნახ. 41 მოყვანილი სახით. ნახაზზე I – რეალური უკუკავშირი, II – გარდაქმნილი უკუკავშირი.

შეგვიძლია გადავიდეთ განტოლებებზე:

$$\tau \frac{di_r}{dt} + i_r = K_{\Delta} \Delta u, \quad (182)$$



ნახ. 41. სტრუქტურული სქემა

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{b_{12}(I_1 + I_{2x})}{I_1 I_{2x}} \dot{\varphi} + \frac{c_{12}(I_1 + I_{2x})}{I_1 I_{2x}} \varphi = \frac{K_p c_{\alpha} i_{\alpha}}{I_1} - \frac{M_c}{I_1 I_{2x}}. \quad (183)$$

ფუნქცია $K_p c_{\alpha}$ შეგვიძლია წარმოვიდგინოთ სახით [70]

$$K_p c_{\alpha} = M_1 \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \right).$$

განტოლება (182) შეგვიძლია წარმოვიდგინოთ სახით []

$$\frac{1}{\Omega_{12}^2} \frac{d^2 M_{12}}{dt} + \frac{2\alpha_{BT}}{\Omega_{12}^2} \frac{dM_{12}}{dt} + M_{12} = I_1 M - M_{c2}.$$

აქ:

$$\Omega_{12} = \sqrt{\frac{c_{12}(I_1 + I_{2x})}{I_1 I_{2x}}};$$

$$\alpha_{BT} = \frac{b_{12}(I_1 + I_{2x})}{2I_1 I_{2x}}.$$

გამარტივებულ განტოლებათა სისტემის ამონახსნი, როდესაც $b_{12} = 0$, გამოისახება ასე [70]

$$M_{12} = I_1 (M_1 - M_c) \left(1 - \frac{\Omega_{12}^2 \tau^2}{1 + \Omega_{12}^2 \tau^2} e^{-\frac{t}{\tau}} + \frac{I_1 M_1}{\sqrt{1 + \Omega_{12}^2 \tau^2}} \right) \cos(\Omega_{12} t + \psi),$$

სადაც

$$\psi = \arctg \frac{1}{\Omega_{12} \tau}.$$

აქვე

$$k_{\text{გობ}} = \frac{M_{12\text{max}}}{M_{12c}} = 1 + \frac{1}{\sqrt{1 + \tau^2 \Omega_{12}^2}}.$$

უფრო გაღრმავებული სახით მიზანშეწონილია უფრო რთული დინამიკური მოდელის გამოყენება:

$$\tau \frac{di_a}{dt} + i_a = K_{\Delta u} (\Delta u - u_h); \quad (184)$$

$$T_{\text{მუ}} \frac{du_h}{dt} + u_h = K_{\phi} \ddot{\phi}_1, \quad (185)$$

$$I_1 \ddot{\phi}_1 + b_1 \dot{\phi}_1 + c_1 \phi = K_p C_a i_a + c_1 \phi_2 + b_1 \dot{\phi}_2, \quad (186)$$

$$I_2 \ddot{\phi}_2 + b_2 \dot{\phi}_2 + c_1 \phi_2 = c_1 \phi_1 + b_1 \dot{\phi}_1 \quad (187)$$

რომელშიც ჩაწერის გამარტივებისათვის I_{2x} , ϕ_{2x} -ის მაგივრად ვწერთ ϕ_2 და I_2 -ს.

ნაშრომის [47] თანახმად შეგვიძლია ჩავწერთ:

$$I_1 \ddot{\phi}_1 + c_1 (\phi_1 - \phi_2) + b_1 (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) = K_p C_a i_a. \quad (188)$$

უკანასკნელის თანახმად

$$I \ddot{\phi}_1 = \frac{c_a}{I_1} i_a - \frac{c_1 \phi}{I_1} - \frac{b_1 \dot{\phi}}{I_1}, \quad (189)$$

სადაც $\phi = \phi_1 - \phi_2$.

უკანასკნელის გათვალისწინებით

$$T_{\text{მუ}} \frac{du_h}{dt} + u_h = \frac{K_{\phi} C_a}{I_1} i_a - \frac{K_{\phi} c_1}{I_1} \phi - \frac{K_{\phi} b_1}{I_1} \dot{\phi}.$$

განტოლება (187)-ის თანახმად:

$$\phi_2 = \frac{c_1 + b_1 s}{I_2 s^2 + b_1 s + c} \phi_1. \quad (190)$$

აქედან გვექნება

$$(I_2 s^2 + b_1 s + c_1) \phi_1 = K_p c_a i_a + c_1 \frac{c_1 + b_1 s}{I_2 s^2 + b_1 s + c} \phi_1 + b_1 \frac{c_1 + b_1 s}{I_2 s^2 + b_1 s + c} s \phi_1,$$

ან

$$(I_1 s^2 + b_1 s + c_1)(I_2 s^2 + b_1 s + c_1) \phi_1 = K_p c_a i_a + (I_2 s^2 + b_1 s + c) + (c_1 + b_1 s) c_1 \phi_1 + b_1 (c_1 + b_1 s) s \phi_1. \quad (191)$$

შეგვიძლია ჩავწეროთ:

$$I_1 I_2 \frac{d^4 \varphi}{dt^4} + b_1 (I_1 + I_2) \frac{d^3 \varphi}{dt^3} + (c_1 I_2 + c_1 I_1) \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = c_{\text{я}} i_{\text{я}} (I_2 s^2 + b_1 s), \quad (192)$$

სადაც

განტოლებების (184)–(187) და ტოლობის (189) გათვალისწინებით

$$\tau \frac{di_{\text{я}}}{dt} + i_{\text{я}} = K_{\Delta u} (\Delta u - u_h); \quad (193)$$

$$T_{\text{я}u} \frac{du_h}{dt} + u_h = K_{\dot{\varphi}} i_{\text{я}} = K_{M\varphi} M_{12} - K_{M\dot{\varphi}} \dot{M}_{12}; \quad (194)$$

$$\frac{1}{\Omega_1^2} \frac{d^2 M_{12}}{dt^2} + \frac{2\alpha_{BT}}{\Omega_{12}^2} \frac{dM_{12}}{dt} + M_{12} = I_1 c_{\text{я}} i_{\text{я}}. \quad (195)$$

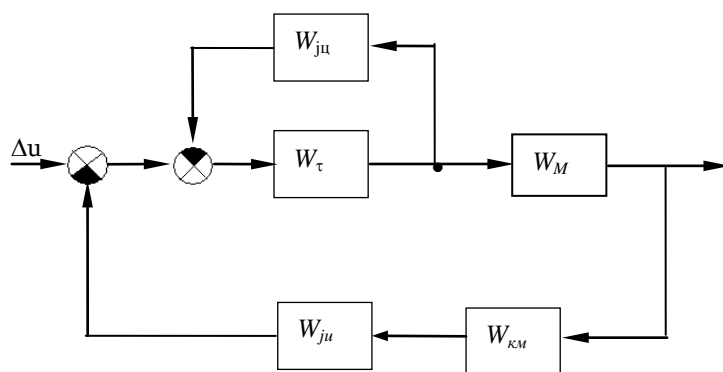
აქ:

$$K_{\varphi\text{я}} = \frac{K_{\dot{\varphi}} C_{\text{я}}}{I_{12} C_{12}};$$

$$K_{M\varphi} = \frac{K_{\dot{\varphi}}}{I_1};$$

$$K_{M\dot{\varphi}} = \frac{K_{\dot{\varphi}} b_1}{I_c C_1}.$$

განტოლებების (193) და (195) შესაბამისად სტრუქტურული სქემა მოცემულია ნახ. 42.



ნახ. 42. სტრუქტურული სქემა

სისტემა (186)–(187) შეგვიძლია ჩავწეროთ სახით:

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 + b_1 \dot{\varphi} + c_1 \varphi = c_{\text{я}} i_{\text{я}}; \quad (196)$$

$$I_2 (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}) - b_1 \dot{\varphi} - c_1 \varphi = 0. \quad (197)$$

ამ განტოლებათა შერეობით ვიღებთ.

$$(I_1 + I_2)\ddot{\phi} - I_2\ddot{\phi} = C_{\text{я}}i_{\text{я}}. \quad (198)$$

განტოლება (197)–ის თანახმად ვწერთ

$$I_2\ddot{\phi} + b_1\dot{\phi} + c_1\phi = I_2\ddot{\phi}_1. \quad (199)$$

ზემოაღნიშნულის თანახმად დავდივართ განტოლებებზე

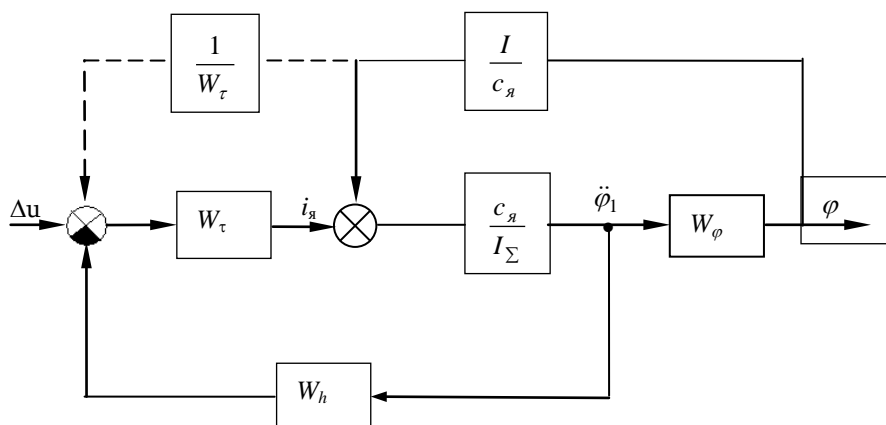
$$\tau \frac{di_{\text{я}}}{dt} + i_{\text{я}} = \Delta u - u_h; \quad (200)$$

$$T_{\text{яу}} \frac{du_h}{dt} + u_h = K_{\dot{\phi}}\dot{\phi}_1; \quad (201)$$

$$(I_1 + I_2)\dot{\phi}_1 = c_{\text{я}}i_{\text{я}} + I_2\ddot{\phi} - M_{c1}. \quad (202)$$

$$I_2\ddot{\phi}_1 + b_1\dot{\phi} + c_1\phi = I_2\ddot{\phi}_1 - M_c. \quad (203)$$

ვაგებთ სტრუქტურულ სქემას (ნახ. 43)



ნახ. 43. სტრუქტურული სქემა

$$W_{\tau} = \frac{K_{\Delta u}}{\tau s + 1};$$

$$W_h = \frac{K_{\dot{\phi}}}{T_{\text{яу}} s + 1};$$

$$W_{\phi} = \frac{I_2}{I_2 s^2 + b_1 s + c_1}.$$

სისტემის მთლიანი გადამცემი ფუნქცია იღებს სახეს:

$$W_0(s) = \frac{\phi(s)}{\Delta u(s)} = \frac{W_{h\tau}(s)W_{\phi}(s)}{1 - W_{h\tau}(s)W_{\phi}(s) \frac{I_2/c_{\text{я}}}{W_{\tau}(s)}}.$$

აქ:

$$W_{h\tau}(s) = \frac{K_{\Delta u} \cdot c_{\beta}}{\tau s + 1} \cdot I_{\Sigma};$$

$$\begin{aligned} W_0(s) &= \frac{\frac{c_{\beta}}{I_{\Sigma}}(T_{\beta u} s + 1)}{(T_{\beta u} s + 1)(\tau s + 1) + \frac{K_{\phi} c_{\beta}}{I_{\Sigma}}} = \frac{K_{\Delta u} \frac{c_{\beta}}{I_{\Sigma}}(T_{\beta u} s + 1)}{(T_{\beta u} \tau) s^2 + (T_{\beta u} + \tau) s + \left(1 + \frac{K_{\phi} c_{\beta} K_{\Delta u}}{I_{\Sigma}}\right)} = \\ &= K_{\Delta u} \frac{c_{\beta}}{I_{\Sigma}} \frac{T_{\beta u} s + 1}{a_{h\tau} s^2 + a_{h\tau} s + c_{h\tau}}. \end{aligned}$$

აქედან

$$\begin{aligned} W_0(s) &= \frac{\frac{c_{\beta}}{I_{\Sigma}} \frac{T_{\beta u} + 1}{a_{h\tau} s^2 + b_{h\tau} s + c_{h\tau}} \frac{I_2}{I_2 s^2 + b_2 s + c_1}}{1 - \frac{\frac{c_{\beta}}{I_{\Sigma}} I_2 (T_{\beta u} + 1)}{(a_{h\tau} s^2 + b_{h\tau} s + c_{h\tau})(I_2 s^2 + b_2 s + c_1)} \frac{I_2 (\tau s + 1)}{K_{\Delta u}}} = \frac{A_{\Delta\phi}(s)}{B_{\Delta\phi}(s)}. \end{aligned}$$

გამომდინარე ზემოთ მოყვანილიდან:

$$\begin{aligned} B_{\Delta\phi}(s) &= (a_{h\tau} I_2) s^4 + (b_{h\tau} I_2 + a_{h\tau} b_1) s^3 + (c_{h\tau} I_2 + b_1 b_{h\tau}) s^2 + \\ &+ \left(b_1 c_{h\tau} + b_{h\tau} c_1 + \frac{I_2}{c_{\beta} K_{\Delta u}} \right) s + \left(c_{h\tau} c_1 + \frac{I_2}{c_{\beta} K_{\Delta u}} \right) = \\ &= a_{\phi 4} s^4 + a_{\phi 3} s^3 + a_{\phi 2} s^2 + a_{\phi 1} s + a_{\phi 0}. \end{aligned} \quad (n)$$

$$A_{\Delta\phi}(s) = \frac{c_{\beta}}{I_{\Sigma}} I_2 (T_{\beta u} + 1).$$

ანდა ახალ აღნიშვნებში

$$B_{\Delta\phi}(s) = B_4 s^4 + B_3 s^3 + B_2 s^2 + B_1 s + B_0;$$

$$\Delta_{\Delta\phi}(s) = A_1 s + A_0.$$

ვიღებთ მე-4 ხარისხის განტოლებას ცნობილია, რომ მე-4 ხარისხის განტოლებამდე შესაძლია ზოგადი ამონახსნის მიღება [117]. მეოთხე ხარისხის განტოლებას

$$B_4 s^4 + B_3 s^3 + B_2 s^2 + B_1 s + B_0 = 0.$$

გარდაქმნის სახით

$$s^4 + p s^2 + q s + \tau = 0,$$

სადაც:

$$p = \frac{B_3}{B_4};$$

$$q = \frac{B_2}{B_4},$$

$$\tau = \frac{B_0}{B_4}.$$

დამხმარე სიდიდეს λ_* ვეძებთ განტოლებიდან

$$(-q)^2 + 4(2\lambda_* - p)(\lambda_*^2 - \tau) = q^2 + 4[2\lambda_*^3 - (p + 2\tau)\lambda_*^2 + p\tau] = 0.$$

ან:

$$8\lambda_*^3 - 4(p + 2\tau)\lambda_*^2 + (p\tau + q^2) = 0. \quad (n_1)$$

განტოლებას (n_1) ვწერთ სახით

$$\lambda_*^3 + p_\lambda \lambda_* + q_\lambda = 0, \quad (n_2)$$

სადაც

$$P = 4(p + 2\tau);$$

$$q_\lambda = p\tau + q^3.$$

განტოლება (n_2) -ის ამონახსნი იქნება:

$$\lambda_* = \sqrt[3]{-\frac{q_\lambda}{2} + \sqrt{\frac{q_\lambda^2}{4} + \frac{P_\lambda^3}{27}}} - \frac{P_\lambda}{\sqrt[3]{-\frac{q_\lambda}{2} + \sqrt{\frac{q_\lambda^2}{4} + \frac{P_\lambda^3}{27}}}}.$$

ჩვენ გვაინტერესებს ერთ-ერთი ამონახსნი $\lambda = \lambda_*$, მაგალითად მიღებული კუბური და კვადრატული რადიკალების ერთ მნიშვნელობისას.

მიღებული λ_* -ის თანახმად ვწერთ:

$$\alpha = \sqrt{2\lambda_* - P};$$

$$\beta = \sqrt{\lambda_*^2 - \tau}$$

უკანასკნელი დამოკიდებულებების გამოყენებით ვიღებთ მე-2 ხარისხის ორ განტოლებას:

$$s^2 + \alpha s + (\pi_* + \beta) = 0;$$

$$s^2 - \alpha s + (\pi_* - \beta) = 0.$$

რომელთა ამონახსნები წარმოადგენენ საწყისი მე-4 ხარისხის განტოლების ამონახსნებს.

3. დასკვნები

1. საზღვაო გემების კურსისა და მდებარეობის, ძალური დიზელური დანადგარების მუხლა ლილვების ბრუნთა რიცხვის და საბუქსირო ჯალამბარის მართვისა და რეგულირების თანამედროვე დონის ლოკალური სისტემების ანალიზი გვიჩვენებს, რომ უკანასკნელებში ფართო გამოყენება ჰპოვეს რთული სტრუქტურის მქონე მრავალრეჟიმიანმა ელექტროჰიდრავლიკურმა და ელექტრომექანიკურმა ამძრავებმა და ასეთი სისტემის გაანგარიშებისა და პროექტირების საკითხები მათი ოპტიმიზაციური სტრუქტურული და პარამეტრული სინთეზის თვალსაზრისით წარმოადგენენ აქტუალურ სამეცნიერო-ტექნიკურ ამოცანას.
2. საკვლევი რთული სტრუქტურის მქონე სისტემების ცალკეული ელემენტების სტრუქტურული აგების, მათი თავისებურებების, დინამიკური მოდელირების, ანალიზისა და სინთეზის საკითხების გადაჭრის თანამედროვე მდგომარეობის ანალიზი გვიჩვენებს, რომ ამ სისტემათა პროექტირებისა და ექსპლუატაციის ეფექტურობის ამაღლების თვალსაზრისით არსებული მათემატიკური მოდელები, ანალიზისა და დინამიკური სინთეზის მეთოდები და მეთოდები მოითხოვენ მათ შემდგომ განვითარებას.
3. ცნობილი კვლევების ხარისხობრივი და რაოდენობრივი ანალიზი გვიჩვენებს, რომ დინამიკური მოდელირებისა და კვლევების ეფექტურობის ამაღლების თვალსაზრისით საჭიროა სისტემათა ცალკეული ელემენტების უფრო ზუსტი და ადეკვატური მოდელების, ახალი სტრუქტურული ელემენტების, კერძოდ დამატებითი მაკორექტირებელი კონტურებისა და რგოლების, მრავალმასიან მექანიკურ ნაწილში არსებული დრეკადი კავშირების გათვალისწინება და ა.შ. ყოველივე აღნიშნული კი თავის მხრივ დაკავშირებულია ცალკეული ფუნქციონალური ელემენტების შეთანწყობასთან მთლიანი სისტემის მოდელირებისა და კვლევის საკითხებთან.

4. გემის კურსისა და მდებარეობის მართვის სისტემათა ავტომატიზებული ელექტროჰიდრაულიკური და ელექტრომექანიკური ამპრავების ცალკეული ელემენტების და მთლიანობაში სისტემის მათემატიკური მოდელების ანალიზის საფუძველზე შემოთავაზებულია სინთეზის მეთოდოლოგიის აგების მიზანშეწონილობა დამატებითი პარალელური მაკორექტირებელი რგოლების ვარიაციის სქემის შემოტანით მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით სინთეზის ცნობილ მეთოდში.

შემოთავაზებულია სისტემათა გარდაქმნილი სტრუქტურული სქემები და მათემატიკური მოდელები, რომლებიც იძლევიან რეგულირებად კოორდინატთა გამოსახულებათა მიღების საშუალებას საძიებელ პარამეტრებთან მიმართ წრფივი დამოკიდებულებების სახით, რაც საგრძნობლად ამარტივებს ინტეგრალურ მიახლოებათა პროცედურებს სინთეზის მეთოდში გარდამავალი პროცესების მიხედვით.

5. 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 მამრავლები (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.

6. მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით სინთეზის თეორიის შემუშავებული ზოგადი სქემის და აგრეთვე რეგულირებადი

კოორდინატების სასურველებთან ინტეგრალური მიახლოვების შემადგენელი მათემატიკური მოდელების და პროცედურების გამოყენებით იმავდროული მდგრადობის პირობის შემოტანით აგებულია 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.

7. გემის დიზელური დანადგარის მუხლა ლილვის ბრუნთა რიცხვის სტაბილიზაციის დინამიკური სისტემების მოდელებში ცალკეული ფუნქციონალური ელემენტების, კერძოდ მუხლა ლილვიდან სანიჩზე ხრახნამდის არსებული ტრანსმისიის მოდელების საფუძველზე აგებულია სტრუქტურულად რთული არაპირდაპირი რეგულირების სისტემათა დინამიკის მათემატიკური მოდელები, როგორც ჰიდრომოცულობით, აგრეთვე მექანიკურ ტრანსმისიებთან მიმართებაში. დასაბუთებულია მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით ცნობილი სინთეზის მეთოდის გამოყენების მიზანშეწონილობა საკვლევ სისტემათა შემდგომ დინამიკურ გამოკვლევებში.
8. გემებზე გამოყენებული საბუქსირო ჯალამბარის მარტივ ავტომატიზებული ელექტრომექანიკური სისტემების ცალკეული ფუნქციონალური ელემენტების და მთლიანობაში საკვლევის სისტემის. დინამიკის მათემატიკური მოდელების შემდგომი სრულყოფის თვალსაზრისით. გამოკვეთილად აღნიშნულია მექანიკური გადაცემების და საბუქსირო

გვარლის დრეკადი მახასიათებლების გათვალისწინების მიზანშეწონილობა.

აღნიშნულის გათვალისწინებით შემადგენელი ელემენტების მოდელირებისა და მათი შეთანწყობის საკითხების გათვალისწინებით აგებულია მთლიანი სისტემის დინამიკური მოდელები. მექანიკური ნაწილის მოდელირების საკითხის გადაჭრაში გამოყენებულია მრავალმასიან სისტემიდან ორ და სამმასიან მოდელებზე გადასვლის ორიგინალური მეთოდოლოგია, აგებული წარმოსახვით სიხშირეთა მოდიფიცირებული მახასიათებლების გამოყენებაზე.

აგებულია გარდაქმნილი მოდელები და შემოთავაზებულია დინამიკური კვლევის ორიგონალური მეთოდოლოგია, აგებული რხევითი მდგენელების გამოყოფისა და ანალიზის ორიგონალურ მიდგომებზე.

გამოყენებული ლიტერატურა

1. Фрейдзон И.Р. Судовые автоматизированные электроприводы и системы. Л.: Судостроение, 1988. – 472 с.
2. Фрейдзон И.Р. Математическое моделирование систем автоматического управления на судах. Л.: Судостроение, 1969.
3. Фрейдзон И.Р. Судовые электромеханизмы. Л.: Судпромгиз, 1988. 256 с.
4. Судовые устройства: Справочник / Под ред. М.Н. Александрова, Л.: Судостроение, 1987. 629 с.
5. Судовые электроприводы: Справочник: в 2 т. / Под ред. И.Р. Фрейдзона. Л.: Судостроение, 1983, 610 с.
6. Соболев Г.В. Управляемость корабля и автоматизация судовождения. Л.: Судостроение, 1976. 410 с.
7. Руковишников С.Б. Автоматизированные гребные электрические установки. Л.: Судостроение, 1976. – 296 с.
8. Цыркин М.И. Автоматическое регулирование и управление судовыми дизельными установками. М.: Транспорт, 1962. – 256 с.
9. Хайкин А.Б. Динамика гребных электрических установок. Л.: Морской транспорт, 1962. – 256 с.
10. Крутов В.И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1979. – 615 с.
11. Кринецкий И.И. Регулирование двигателей внутреннего сгорания. М.-К.: Машгиз, 1960. – 192 с.
12. Кац А.М. Автоматическое регулирование скорости двигателей внутреннего сгорания. М.: Машгиз, 1956. – 304 с.
13. Петров В.А. Автоматические системы транспортных машин. М.: Машиностроение, 1974. – 336 с.
14. Справочник судового электротехника. В 3т. / Под ред. Г.И. Еитаенко. Л.: Судостроение, 1980. т. 1-3. 512 с.
15. Артоболевский И.И. Теория механизмов. – М.: Наука, 1967. – 720 с. с ил.
16. Артоболевский И.И. Анализ и синтез механизмов. – М.: Машгиз, 1960. – 212 с.
17. Артоболевский И.И. Курс теории механизмов и машин. – М.: Высшая школа, 1975. – 320 с.
18. Артоболевский И.И., Левитский И., Ческудинов С.А. Синтез плоских механизмов. – М.: Физматгиз, 1959. – 1084 с.
19. Артоболевский И.И., Эдельштейн Б.В. Сборник задач по теории механизмов и машин. – М.: Наука, 1975. – 156 с.
20. Добровольский В.В., Артоболевский И.И. Структура и классификация механизмов. – М.: Изд-во А СССР. 1939. – 66 с.
21. Franke R. Eine vergleichende Schalt und Getriebelehre. Neue Wege der Kinematik Munchen n. Berlin, Oldenburg. 1930.
22. Левитский И. Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1979, 252 с.
23. Левитский И. Колебания в механизмах. – М.: 1981. – 276 с.

24. Черкудинов С.А. Синтез плоских шарнирно-рычажных механизмов. Изд. А СССР. 1959.
25. 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.
26. Тавхелидзе Д.С. Исследование плоских пятизвенных механизмов с двумя степенями подвижности. – Тбилиси, изд. Мецниереба, 1972. – 154 с.
27. Баранов Г.Г. Курс теории механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1975. – 494 с.
28. Кожевников С.И., Есипенко А.И., Раскин Я.М. Механизмы. М.: Машиностроение, 1973. – 584 с., с ил.
29. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уйвер У. Колебания в инженерном деле. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.
30. Цзе Ф.С., Морзе И.Е., Хинка Р.Т. Механические колебания. – М.: Машиностроение, 1966. – 508 с.
31. Юдин В.А., Петроскас Л.В. Теория механизмов и машин. 2-е изд., перераб. и доп. – Высшая школа, 1971. – 403 с.
32. Кудинов В.А. Динамика станков. – М.: 1967. – 356 с.
33. Манжос Ф.М. Деревообрабатывающее оборудование. Машгиз, 1962 – 575 с.
34. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. – М.: Наука, 1980. – 368 с.
35. Диментберг М.Ф. Нелинейные стохастические задачи механических колебаний. – М.: Наука, 1980. – 368 с.
36. 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.
37. თ. მჭედლიძე, ი. ელერდაშვილი, ო. გოგავა, კ. გვაზავა. ჰიდრავლიკური და ელექტროჰიდრავლიკური მაძლიერებლები და ამძრავები. „ტექნიკური უნივერსიტეტი“, თბილისი, 2008. – 173 გვ
38. Нелинейные задачи динамики и точности машин / Под ред. В.А. Вейца – П., Изд-во Ленинград, Ун-та, 1983. – 335 с.
39. Сергеев С.И. Демпфирование механических колебаний. – М.: Физматгиз, 1959. – 407 с.
40. Пальмов В.А. Колебания упруго-пластических тел. - М.: Наука, 1976. – 327 с.
41. Карташев А.П. Рождественский Б.Л. Обыкновенные дифференциальные уравнения и основы вариационного исчисления. – М.: Наука, 1980. – 287 с.
42. Вейц В.Л., Коловский М.З., Когура А.Е. Динамика управляемых машинных агрегатов. – М.: 1984. – 352 с., с ил.
43. Вейц В.Л., Дондошанский В.К., Чиряев В.И. Вынужденные колебания в металлорежущих станках. – М.: Машгиз, 1989. – 286 с.
44. Коловский М.З. Динамика машин. Л.: Машиностроение, 1989. – 263 с.

45. 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.
46. Казак С.А. Динамика мостовых кранов. М.: Машиностроение, 1968, 332 с.
47. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1968. 332 с.
48. Адамия Р.Ш. Оптимизация динамических нагрузок прокатных станов. М.: Металлургия, 1978. – 232 с.
49. Голубенцев А.Н. Интегральные методы в динамике. Киев.: Техніка, 1967. – 350 с.
50. Вейц В.Л., Дондошанский В.К., Чиряев В.И. Вынужденные колебания металлорежущих станков. – М.-Л. 1959. – 285 с.
51. Красников Ю.Д., Хургин З.Я., Нечаевский В.М. и др. Оптимизация привода выемочных и проходческих машин. М.: Недра, 1983. 264 с.
52. Гидравлический следящий привод / Под ред. В.А. Лешенко. – М.: Машиностроение, 1968. – 564 с., с ил.
53. Герц Е.В., Кребник Г.В. Расчет пневмоцилиндров. Справочное пособие. Б.К. – М.: Машиностроение, 1975. – 272 с., с ил.
54. 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.
55. Вульфсон И.И., Коловский М.З. Нелинейные задачи динамики машин. – Л.: Машиностроение, 1968. – 284 с., ил.
56. Вульфсон И.И. Колебания машин с механизмами циклового действия. – Л.: Машиностроение, 1990. – 309 с.
57. Островский М.Я., Чечурин С.Л. Стационарные модели системы автоматического управления с периодическими параметрами. – Л.: Энергоатомиздат, 1989. – 208 с., ил.
58. 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.
59. Воронов А.А. Основы теории автоматического регулирования. Часть II. – Л.: Энергия, Ленинград. отделение, 1965. – 208 с., ил.
60. Красовский А.А., Поспелов Г.С. Основы автоматики и технической кибернетики. – М.-Д.: Госэнергоиздат, 1962. – 600 с., ил.
61. Биссекерский В.А., Попов Е.П. Теория систем автоматического регулирования. – 3-ие изд. – М.: Наука, 1975. – 768 с., ил.
62. Нелинейные системы автоматического управления. / Под общ ред. Е.П. Попова. – М.: Машиностроение, 1979. – 568 с., ил.
63. Кринецкий И.И. Расчет нелинейных автоматических систем. – Киев: Техника, 1968. – 312 с., ил.
64. Орурк И.А. Новые методы синтеза нелинейных и некоторых нелинейных динамических систем. – М.-Л.: Наука, 1965. – 208 с., ил.
65. Анализ и оптимальный синтез на ЭВМ систем управления // Под ред. А.А. Воронова и И.А. Орурка. М.: Наука, 1984. – 344 с.

66. 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.
67. Мchedlishvili Т.Ф., Бокерия Р.А. К синтезу сложных нелинейных систем регулирования. // Металлорежущие станки. Респ. Межведомственный сборник, вып. 10, Киев.: Техника, 1982. – С. 15-19.
68. 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.
69. Михайлов О.П. Автоматизированный электропривод станков и промышленных роботов. М.: Энергия, Машиностроение, 1980. – 304 с.
70. Чиликин М.Г., Ключев В.И., Сандлер А.С. Теория автоматизированного электропривода. М.: Энергия, 1979. – 616 с.
71. Басин А.М., Анисимов В.Н. Гидродинамика судна. Л.: «Речной транспорт», 1961.
72. Федяевский К.К., Соболев Г.В. Управляемость корабля. – Л.: Судостроение, 19++.
73. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М.: Машиностроение, 1987. – 464 с.
74. Т. Mchedlishvili, V. Kiria, K. Amkoladze, R. Diasamidze. On studying of dynamics of electro Hydraulic control systems course and Position of the Vessel // Problems of mechanics, Tbilisi, N 4(45), 2011. p. 114-117.
75. Гегешидзе Э.И., Мchedlishvili Т.Ф., Хведелидзе П.Г. Динамический синтез и комплекс организационно-технических решений для повышения эффективности судовых автоматизированных систем // Комитет ИФТОММа Грузия, Тбилиси, 2008, 329 с.
76. Ниорадзе Г.Г., Мchedlishvili Т.Ф. К синтезу многосвязной системы приводов манипуляционного робота // Georgian Engineering News, Тбилиси, 1999. с. 88-100.
77. Диасамидзе Т.А., Романадзе И.Р., Диасамидзе А.А., Диасамидзе М.Р. К исследованию динамики электромеханической системы управления курсом судна / Транспорт и машиностроение, № 1(23), Тбилиси, 2012. с. 101-106.
78. Мchedlishvili Т.Ф., Романадзе И.А., Диасамидзе Т.А., Чхолария Н.Н. К вопросу оптимизационного синтеза электромеханических следящих приводов по заданным переходным процессам / Труды межд. конференции «Basic paradicms in science and mechology development for 21st SEMINARY», Тбилиси, 2012, с. 199-204.
79. Мchedlishvili Т.Ф., Марсагишвили В.Т., Диасамидзе Т.А., Гвиниашвили З.М. К вопросу оптимизационного синтеза электрогидромеханических систем приводов по заданным переходным процессам / Труды межд. конференции. Тбилиси. Техн. университет, 2012. с. 190-195.
80. Мchedlishvili Т.Ф. Кирия В.И., Романадзе И.Р., Голетиани Г.С. К вопросу динамики электромеханической системы привода с упругими звеньями в механической части // Сборник научных трудов конференции

- «Иновационные технологии и материалы» Техн. университет, Тбилиси, 2011, с. 81-86.
81. Диасамидзе Т.А., Романадзе И.Р., Диасамидзе А.А., Диасамидзе Р.Р. К исследованию динамики электромеханической управления курсом судна / Транспорт и машиностроение, № 1(23), Тбилиси, 2012, с. 101-106.
 82. Мchedlishvili Т.Ф. Научные основы и прикладные задачи синтеза нелинейных систем приводов по заданным переходным процессам. Тбилиси, Технический университет, 2008. – 273 с.
 83. Диасамидзе Т.А., Тавадзе А.Т., Романадзе И.Р., Диасамидзе М.Р. К вопросу динамики судовой системы электромеханической системы привода руля / Транспорт и машиностроение, № 2(277), Тбилиси, 2013. с.71-77.
 84. Ту Ю. Современная теория управления. М.: Машиностроение 1971. – 472 с.
 85. Первозванский А.А. Курс теории автоматического управления. М.: Наука, 1986. – 616 с.
 86. Иванов В.А., Медведев В.С., Чемоданов Б.К., Ющенко А.С. Математические основы теории автоматического регулирования. Том. I. М.: Высшая школа. 1977. – 516.
 87. Соколов Н.И. Аналитический метод синтеза линеаризованных систем автоматического регулирования. – М.: Машиностроение, 1986. – 328 с.
 88. Диасамидзе Р.А., Тавадзе А.Т., Мchedlishvili Т.Ф. К синтезу электрогидравлической системы управления курсом судна // Транспорт, Тбилиси, № 3-4 (47-48), 2012. с. 14-15.
 89. Анализ и оптимальный синтез на ЭВМ систем управления // Под ред. А.А. Воронова и И.А. Огурка. М.: Наука, 1984. – 344 с.
 90. Яворский В.Н., Макшанов В.И., Ермалин В.П. Проектирование нелинейных следящих систем с тиристорным управлением исполнительными двигателями. Л.: Энергия, 1978. – 208 с.
 91. 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.
 92. 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.
 93. 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.
 94. Романадзе И.Р., Капанадзе Т.В., Марсагишвили Л.Г., Накашидзе Н.Р., Ткешелашвили В.Г. К Динамическому синтезу многоконтурной электрогидравлической следящей системы // Транспорт и машиностроение, № 3(31), 2014. с. 15-20.
 95. Двигатели внутреннего сгорания. Конструкция и расчет поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С. Орлина. М.: Машиностроение, 1972. – 462 с.

96. Теория двигателей внутреннего сгорания. Рабочие процессы / Под ред. Н.Х. Дьяченко. М.: Машиностроение, 1974. – 554 с.
97. Крутов В.И., Рыбальченко А.Г. Регулирование турбонаддува ДВС. М.: Высшая школа, 1978. – 212 с.
98. Мchedlishvili Т.Ф., Нарсия Д.М., Тавадзе А.Т. Динамика и регулирование систем приводов с многозвенными механизмами. Тбилиси. Комитет ИФТоММа Грузии, 2009. – 267 с.
99. Романадзе И.Р., Мквзришвили В.Т., Анджапаридзе Т.Н., Диасамидзе Р.А. К построению модели динамики системы регулирования с гидрообъемной трансмиссией // Транспорт и машиностроение, № 1(20), Тбилиси, 2011, с.90-96.
100. Петров В.А. Автоматические системы транспортных машин. М.: Машиностроение, 1974. – 336 с.
101. Петров В.А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин. М.: Машиностроение, 1988. – 248 с.
102. Мchedlishvili Т.Ф. О синтезе систем приводов в определенной области внешних воздействий // Сообщ. АН ГССР, т. 118, № 2, Тбилиси, 1985, с. 113-136.
103. Хведелидзе Л.Б., Хведелидзе П.Г., Гелашвили О.Г., Мchedlishvili Т.Ф. К вопросу синтеза системы непрямого регулирования двигателей внутреннего сгорания. // Транспорт, № 2(26), Тбилиси, 2007, с. 9-16.
104. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М.: Машиностроение, 1987. 140-149 с.
105. Банах Л.Я. Упрощение расчетных схем динамических систем. // В кн. Колебания и динамическая прочность элементов машин. М.: Наука, 1976. с. 39-46.
106. Хведелидзе П.Г., Гелашвили О.Г., Мchedlishvili Т.Ф. Некоторые оптимизационные подходы к повышению эффективности морских перевозок // Транспорт, № 1(21), Тбилиси, 2006. с. 31-32.
107. Mchedlishvili Т., Balamtsarashvili Z. To question of dynamic processes and synthesis in drives mechanical systems // Problems of Mechanism, Tbilisi, 2010, N 1(38), pp. 49-52.
108. Лудченко Е.Ф., Кондрашин В.Т., Чепуров М.В. Справочник судоводитель. Одесса, Маяк, 1989. – 143 с.
109. Mchedlishvili, Navrosashvili В. To question of construction of approximating models for mechanical systems of drives with elastion joint // Problems of Mechanism. Tbilisi, 2008, N 1(30), pp. 62-66.
110. Мchedlishvili Т.Ф., Гратишвили Г.С., Чубинидзе М.Г. К определению параметров аппроксимационных моделей для сложных многомассовых систем // Транспорт и машиностроение, Тбилиси, 2009, № 1, с. 138-145.
111. Огурк И.А. Новые методы синтеза нелинейных и некоторых нелинейных динамических систем. – М.-Л.: Наука, 1965. – 208 с., ил.
112. Огурк И.А.П., Осипова Л.А. Синтез параметров нелинейных систем методом ортогональных проекций // Автоматика и телемеханика, 1978. № 8. с. 5-15.

113. Зенков Р.Л., Ивашков И.И., Колобов Л.Н. Машины непрерывного транспорта. М.: Машиностроение, 1987. – 432 с.
114. Машины непрерывного транспорта // Под ред. В.И. Плавинского. М.: Машиностроение, 1969. 720 с.
115. Мchedlishvili T.F., Tavkhelidze D.D., Kobakhidze D.I. Schemes, models and dynamic studies of mechanisms of suspension of wagons and drive devices of cable roads. Izd-vo «Tech. universitet». Tbilisi, 2013. 124 s.
116. Капустин К.Я. Плавающие буровые установки и буровые суда. М.: Недра, 1974. 320 с.
117. Ляпин Е.С., Евсеев А.Е. Алгебра и теория чисел. М.: Просвещение, 1978. 448 с.