

მაკოპირებელი ჩარხის მოთვალთვალე ამპრავის
ჰიდრომექანიკური სისტემის მოდელირება
და დინამიკური გამოკვლევები

გიორგი ზუბიაშვილი

წარმოდგენილია დოქტორის აკადემიური ხარისხის
მოსაპოვებლად

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი
თბილისი, 0175, საქართველო
„_____“ ივლისი, 2013 წელი

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობის ფაკულტეტი

ჩვენ, ქვემოთ ხელისმომწერნი ვადასტურებთ, რომ გავეცანით ზუბიაშვილი გიორგის მიერ შესრულებულ სადისერტაციო ნაშრომს დასახელებით: „მაკოპირებელი ჩარხის მოთვალთვალე ამპრავის ჰიდრომექანიკური სისტემის მოდელირება და დინამიკური გამოკვლევები“ და ვაძლევთ რეკომენდაციას საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობის ფაკულტეტის სადისერტაციო საბჭოში მის განხილვას დოქტორის აკადემიური ხარისხის მოსაპოვებლად.

„_____“ _____ 2013 წ.

ხელმძღვანელი:

სრული პროფესორი თ.მჭედლიშვილი

რეცენზენტები:

1.ტ.მ.დ., სრული პროფესორი

ბ. ბოქოლიშვილი

2.ტ.მ.კ., სსიპ რ. დვალის მანქანათა მექანიკის

ინსტიტუტის უფროსი მეცნ. თანამშრომელი

რ. ფარცხალაძე

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

2013 წელი

ავტორი: ზუბიაშვილი გიორგი

დასახელება: „მაკოპირებელი ჩარხის მოთვალთვალე ამძრავის
ჰიდრომექანიკური სისტემის მოდელირება და დინამიკური გამოკვლევები

ფაკულტეტი: სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობა

ხარისხი: დოქტორი

სხდომა ჩატარდა: „_____“ _____

ინდივიდუალური პიროვნებების ან ინსტიტუტების მიერ
ზემომოყვანილი 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

ტექნოლოგიურ პროცესებს, რომლებიც ხასიათდებიან მნიშვნელოვანი სირთულეებით, მექანიზაციისა და ავტომატიზაციის ხარისხის ამაღლების მხრივ, განეკუთვნება თანამედროვე ტექნიკაში, კერძოდ საავიჯო წარმოებაში, გამოყენებული რთულპროფილიანი ზედაპირის მქონე დეტალების დამუშავება.

თანამედროვე ავეჯის რთულპროფილიანი ზედაპირის მქონე დეტალების დამუშავების მექანიზირებისა და ავტომატიზირებისაკენ სწრაფვამ მიგვიყვანა, მექანიკური კოპირების პირდაპირი მოქმედების და მთლიანი გარე დატვირთვის კოპირის ზედაპირზე პირდაპირი ზემოქმედების რიგი საკოპირე-საფრეზავი და საკოპირე-სახეხი სპეციალიზირებული ჩარხების შექმნის აუცილებლობასთან.

შემუშავებული და შემუშავებაში მყოფი საკოპირე ჩარხების ანალიზი გვიჩვენებს, რომ:

- დღევანდელი დროისათვის შემუშავებული მიმყოლი მექანიზმები და საჩარხო სისტემები სტრუქტურული სქემების და კონსტრუქციების გარკვეული მრავალფეროვნების მიუხედავად შეიძლება შევსებულ იქნენ წარმოებების უფრო ეფექტური ახალი სქემებითა და კონსტრუქციული გადაწყვეტილებებით;
- ჩარხებში გამოყენებული მიმყოლი მექანიზმები განეკუთვნებიან რთულ არაწრფივ არასტაციონარულ დინამიკურ სისტემებს.

განსახილველი მიმყოლი მექანიზმების დამუშავებისა და კვლევების სამუშაოების მიმოხილვა მიგვანიშნებს მათში მიმდინარე დინამიკური პროცესების ანალიზისა და სინთეზის მეთოდებისა და მეთოდიკების ეფექტურობის ამაღლების სამეცნიერო ტექნიკური ამოცანების აქტუალურობაზე.

ნაშრომის მიზანს წარმოადგენს რთულპროფილიანი დეტალების დამამუშავებელი საჩარხო მოწყობილობების ფუნქციონალური შესაძლებლობების თვალსაზრისით ახალი უფრო სრულყოფილი სტრუქტურულად რთული მრავალგანზომილებიანი ჰიდრომექანიკური მოთვალთვალე მექანიზმების სქემების და მოდელების, დინამიკური კვლევის მეთოდებისა და მეთოდიკების შემუშავება, მიმართული განსახილველი მოწყობილობების პროექტირებისა და ექსპლუატაციის მაჩვენებლების ეფექტურობის ამაღლებისაკენ.

დასახული მიზნის მიღწევითვის კვლევის ამოცანებში ჩართულია:

- რთულპროფილიანი დეტალების ხევისათვის განკუთვნილი საჩარხო მოწყობილობების არსებული და მოდიფიცირებული სქემები, მათი აგებისა და დინამიკური კვლევის მეთოდების და მეთოდიკების ანალიზი;
- ავტომატიკის პნევმატური და ჰიდრაულიკური ელემენტებისა და სისტემების შემცველი პირდაპირი კოპირების მოდიფიცირებული სქემების მქონე საჩარხო მოწყობილობების შედარებითი ანალიზი და კვლევის ამოცანების ჩამოყალიბება;
- ჰიდრომექანიკური მოთვალთვალე სისტემის გამოყენება რთულპროფილიანი დეტალების ორკოორდინატიანი კოპირებით დამუშავებისათვის გამიზნული როტორულ-სახეხი ჩარხის ფუნქციონალური და სტრუქტურული აგების საკითხების ანალიზი;

- ორკოორდინატიანი კოპირების საჩარხო სისტემის ელემენტების მოძრაობათა სტრუქტურული მოდელის შემუშავება;
- ჰიდროფიცირებული როტორულ-სახეხ ჩარხში პნევმოცილინდრების ღერძებისა და დასამუშავებელ ზედაპირთან კონტაქტის წერტილების, მმართველი რგოლისა და ჩარხის როტორის ფარდობით მოძრაობების ძირითადი კინემატიკური კანონზომიერებების განსაზღვრა რგოლთან ერთად როტორის წრიულ ბრუნვასა და დასამუშავებელი ნამზადის გრძივ მოძრაობებთან ურთიერთკავშირში;
- მთლიანი სისტემის დინამიკის მოდელში ჰიდრავლიკური ნაწილის მათემატიკური მოდელის ჩართვის სტრუქტურული საკითხის განხილვა და მოთვალთვალე სისტემების დინამიკის მათემატიკური მოდელის აგება;
- როგორც დაფიქსირებული, აგრეთვე მბრუნავი როტორიანი მოთვალთვალე სისტემის კვლევის მეთოდოლოგიის შემუშავება;
- საკვლევი არაწრფივი არასტაციონალური ჰიდრომექანიკური მოთვალთვალე სისტემების პარამეტრული სინთეზის გამოყენებითი თეორიის შემუშავება, ამ თეორიის პრაქტიკული აპრობაცია კონკრეტული საწყისი არარეგულირებადპარამეტრებიან სისტემაზე და შემუშავებული თეორიის შესაძლებლობების ანალიზი.

ნაშრომის სამეცნიერო სიახლე მდგომარეობს:

- ავეჯის მერქნული დეტალების ხეხვით დამუშავებისათვის გამიზნული ორკოორდინატიანი კოპირების ჰიდრომექანიკური მოთვალთვალე სისტემით აღჭურვილი ჩარხის შემუშავებულ ორიგინალურ სქემაში;
- აგების ორიგინალურ კანონზომიერებასა და შემოთავაზებული ჩარხის ჰიდრომექანიკური მოთვალთვალე სისტემის დინამიკის შემუშავებულ მოდელებში;
- დინამიკური კვლევების მიმართ გამოყენებულ ორიგინალურ მეთოდოლოგიურ მიდგომებში და კვლევის მიღებულ შედეგებში.

ნაშრომის პრაქტიკულ ღირებულებას შეადგენენ:

მაკოპირებელი ჩარხის შემოთავაზებული ორიგინალური სქემები, საკვლევი არაწრფივი არასტაციონარული რეგულირების სისტემების მათემატიკური მოდელები, კვლევის მეთოდები და მეთოდოლოგიები, გამიზნული საკვლევი სისტემის პარამეტრების ოპტიმიზაციური შერჩევისაკენ.

შესავალ ნაწილში დასაბუთებულია სადისერტაციო ნაშრომის აქტუალურობა, ჩატარებულია მრავალპროფილიანი ზედაპირების დამამუშავებელი ჩარხებისა და საჩარხო ხაზების აგებისა და კვლევის საკითხების თანამედროვე მდგომარეობის ანალიზი.

გაანალიზებულია სხვადასხვა დანიშნულების რთულპროფილიანი დეტალების ფორმაწარმოქმნისათვის გამოყენებული მექანიკური დამუშავების მეთოდები.

ნაჩვენებია, რომ ჩარხებისა და საჩარხო ხაზების სტრუქტურის თვალსაზრისით ფართო გამოყენება ჰპოვეს როტორულ-სახეხმა მაკოპირებელმა ჩარხებმა და საჩარხო ხაზებმა. არსებულ საჩარხო სისტემებში გამოყენებული მუშა ორგანოების ფარდობით მოძრაობათა სქემების შემდგომი ფუნქციონალური სრულყოფის თვალსაზრისით შემუშავებულია ორკოორდინატიანი კოპირების ფარდობითი მოძრაობების სტრუქტურული სქემა და მასზე დაყრდონით ჰიდრომექანიკური

მოთვალთვალე სისტემით აღჭურვილი მრუდწირულ-ფასონური ზედაპირების კოპირებისათვის გამიზნული როტორულ-სახეხი ჩარხი. ნამზადის, სახეხი პნევმოცილინდრების, მოთვალთვალე რგოლის და მაკოპირებელი ჩარხის როტორის ფარდობით მოძრაობათა კინემატიკის ანალიზის საფუძველზე მიღებულია სახეხი პნევმოცილინდრების ღერძების მდებარეობათა არაწრფივი ფუნქციები, ჩარხის როტორის კუთხურ მოძრაობასთან და ნამზადის გრძივი მიმართულებით მიწოდებასთან დაკავშირებული მოთვალთვალე რგოლისა და როტორის ფარდობით გადაადგილებათა კინემატიკური კანონზომიერებები.

მაკოპირებელ მიმყოფ და დინამიკურ პროცესებში ფარდობით მოძრაობათა ანალიზის საფუძველზე გამოვლენილია დინამიკის აღწერისათვის საჭირო განზოგადოებული კოორდინატები. აგებულია კინეტიკური, პოტენციალური ენერგიების, დისიპაციურ ფუნქციისა და განზოგადებულ ძალთა გამოსახულებები. მიღებულია მოთვალთვალე რგოლის დინამიკის მათემატიკური მოდელი.

საკვლევი სისტემის მოთვალთვალე ამძრავის ჰიდრავლიკური ნაწილის დინამიკის აღწერისათვის გამოყენებული იქნა ძალთა ბალანსისა და სითხის ხარჯების ცნობილი განტოლებები აგებული იქნა მთლიანი მოთვალთვალე სისტემის დინამიკის მათემატიკოსი მოდელი.

დინამიკის შემუშავებული მათემატიკური მოდელების ხარისხობრივი ანალიზის შედეგად შემოთავაზებულია საკვლევი ორრეჟიმიანი მოთვალთვალე ჰიდრომექანიკური სისტემის სინთეზის გამოყენებითი თეორია, აგებული სტაციონარული სისტემის პარამეტრულ სინთეზზე მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით და დინამიკური მდგრადობის პირობის შემოტანაზე არაწრფივ არასტაციონარულ სისტემაში.

თავის მხრივ სტაციონარული სისტემის სინთეზის ძირითადი პროცედურებია: „სასურველი პროცესის გაწრფივებული მოდელის“ პარამეტრული სინთეზი და გარდამავალი პროცესების მიახლოება არაწრფივ და წრფივ სისტემებში.

საკვლევი სისტემის მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით სინთეზის მეთოდის პროცედურათა რეალიზაციისათვის შემუშავებული იქნა მეთოდები: სასურველი პროცესების შემოტანისა, საძიებელი პარამეტრების შერჩევისა და მდგრადობის პირობის შემოტანისა.

ჩატარებულმა საანგარიშო გამოკვლევებმა გვიჩვენეს საკვლევი სისტემის ინჟინრული სინთეზის შემუშავებული თეორიის პრაქტიკული ეფექტურობა.

Abstract

The engineering processes that are characterized by significant difficulties in terms of improving the degree of mechanization and automation, belongs to applied in modern technology, particularly in the furniture industry, processing of details having complex profile surfaces.

Trend to mechanization and automation of having complex profile surfaces details of modern furniture leads to the necessity of development of specialized direct action copy-milling and copy-planning machines for mechanical copying direct action and full external load templet on surface of templet.

The analysis of developed and being under development copy machines shows that:

- Despite the some variety of developed nowadays follow-up mechanisms and machine tools system's structural layouts and designs, they would be added by more effective new schemes and constructive solutions;
- Applied in the machine tools follow-up mechanisms are belonging to complex nonlinear dynamical non-stationary systems.

The review of considered follow-up mechanisms development and research work shows on actuality of scientific and technical objectives of improving the efficiency of analysis and synthesis methods and methodologies of ongoing in them dynamic processes.

The **objective of work** is presented in terms of functional capabilities of machine tools devices for processing of complex profile details to develop the new structurally more perfect multidimensional hydro-mechanical follow-up mechanisms schemes and models, development of dynamic research methods and methodologies aimed at increasing the effectiveness of the considered equipment design and operational parameters.

For the **achievement of objective** in the research tasks are including:

- existing and modified schemes of intended for complex profile details grinding machine tools equipment, the analysis of their construction and dynamic research methods and methodologies;
- comparative analysis of having direct copying modified schemes machine tools equipment of containing an automatic pneumatic and hydraulic elements and systems and formulation of research objectives;
- analysis of issues of functional and structural construction of application of hydro-mechanical follow-up system in aimed for processing of complex profile details on two-coordinate copying rotor - grinding machine tools;
- development of structural model of two-coordinate copying machine tool system's elements movements;
- definition of main kinematic regularities of pneumatic cylinder's axes and contact points at the processes surface, control link and machine tool's rotor relative movements in hydraulic rotor-grinding machine tools in interaction with link at rotor circular motion and processed work-piece longitudinal movements;
- in the dynamics model of full system the consideration of structural issue of involving of mathematical model of hydraulic part and construction of dynamics mathematical model of follow-up systems;
- development of research methodologies for fixed as well as for rotational rotary follow-up systems;

- the development of applied theory of considered nonlinear nonstationary hydro-mechanical follow-up systems parametric synthesis, practical approbation of this theory on initial uncontrolled systems and possibility of developed theory analysis.

The **scientific novelty of work** includes:

- development of original scheme of equipped with follow-up hydro-mechanical system two coordinate copying machine tool intended for grinding processing of furniture wood details;
- the original regularities of construction and the proposed machine tools hydro-mechanical follow-up system dynamics in developed models;
- Application of original methodological approaches in the dynamical studies and obtained results of researches.

The **practical value of work** includes:

The offered original schemes of copying machine tool, the mathematical models of considered nonlinear non-stationary control systems, research methods and methodology, aimed for researched system's parameters optimization selection.

In the **introductory part** are grounded the actuality of dissertational work, is carried out the analysis of recent state of construction and research of machine tools and machining lines for processing of multi-profile surface.

Are analyzed the applied mechanical processing methods for various purposes complex profile details shape formation.

It is shown that in the terms of machine-tools and machining lines structure widely are applied rotor - grinding copying machine tools and machining lines. Applied in the existing machining systems working bodies the schemes of relative movements in the terms of further functional improvement have been developed the structural scheme of relative movements of two coordinate copying and grounded on it equipped with hydro-mechanical follow-up system aimed for processing of curvilinear - shaped surfaces copying rotor - grinding machine. The work-piece, grinding pneumatic cylinders, follow-up link and copying machine rotor's relative movements kinematical analysis are accepted grinding pneumatic cylinders axes positions non-linear functions, related to the machine rotor angular movement and the supply in longitudinal direction of work-piece follow-up link and rotor's relative movement kinematical regularities.

Grounded on the analysis of relative movements of copying follow-up and dynamical processes are revealed required for dynamic description generalized coordinates. Are constructed the expressions of kinetic, potential energies, dissipative function and the generalized forces. Is accepted the follow-up link's dynamics mathematical model.

For the description of considered system's follow-up drive's hydraulic part dynamics are applied the known equations of balance of forces and fluid consumption and was constructed the mathematical model of dynamics of follow-up system.

As the result of qualitative analysis of the developed mathematical models dynamics is proposed the applied theory of synthesis of researched two-mode follow-up hydro-mechanical system, is constructed a based on parametric synthesis of stationary system in accordance with transition process and the introduction of dynamic stability conditions in nonlinear non-stationary system.

In turn the basic procedures for the stationary system synthesis are the following: "desired process linearized model" parametric synthesis and transition processes approximation for nonlinear and linear systems.

In accordance with transition processes in researched systems for the realization of synthesis method's procedures have been developed the following methodologies: introduction of desired processes, selection of desired parameters and condition of stability.

The conducted reporting study shows the practical effectiveness of researched system's engineering synthesis developed theory.

შინაარსი

შესავალი	14
1. ლიტერატურული მიმოხილვა	18
1.1. რთულპროფილიანი დეტალების დამამუშავებელი საჩარხო სისტემების სქემების მიმოხილვა და გამოკვლევის მეთოდების სამუშაოების ანალიზი	18
1.1.1. არსებული და შემოთავაზებული საჩარხო სისტემების სქემების მიმოხილვა	18
1.1.2. მექანიზმების და მანქანების პროექტირებისა და დინამიკური კვლევის სამუშაოების მიმოხილვა	35
2. შედეგები და მათი განსჯა	47
2.1. ჰიდრო და პნევმომოწყობილობებით აღჭურვილი საჩარხო სისტემების სტრუქტურული სქემები	47
2.2. საკოპირე-სახეხი ჩარხის მიმყოფი მექანიზმის დინამიკის მოდელირება	60
2.3. დინამიკის მათემატიკური მოდელები ერთკოორდინატიანი კოპირების რეჟიმში	71
2.4. ჰიდრომექანიკური მიმყოფი სისტემის დინამიკური კვლევა	77
2.4.1. დინამიკური სტრუქტურული სქემები და დინამიკური კვლევის თავისებურებები	77
2.4.2. საკვლევის სისტემის დინამიკური სინთეზი მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით	80
2.6. რთულპროფილიანი ზედაპირების სამკოორდინატიანი კოპირების სისტემა	96
2.7. მაკოპირებელი ჩარხის სამკოორდინატიან მოთვალთვალე სისტემის ელექტროჰიდრავლიკური სტრუქტურა	103
2.8. სამკოორდინატიანი მოთვალთვალე სისტემის დინამიკური ანალიზის მეთოდოლოგიური მიდგომები	108
საერთო შედეგები და დასკვნები	116
ლიტერატურა	119
დანართი	127

ნახაზების ნუსხა

ნახ. 1. წრიული და სწორხაზოვანი კვეთის მქონე დეტალების სახეხი ხაზის ტექნოლოგიური სქემა	25
ნახ. 2. სწორხაზოვანი დეტალების დამამუშავებელი ჩარხის მოთვალთვალე მექანიზმის სქემა	26
ნახ. 3. ცვლადი კვეთის მქონე ძელური დეტალების სახეხი მოთვალთვალე მექანიზმის სქემა	26
ნახ. 4. მრუდხაზოვანი კონტურული დეტალების ხეხვის ტექნოლოგიური სქემა	28
ნახ. 5. ბრტყლადგაღუნული ძელური დეტალების ხეხვისათვის გამიზნული მოთვალთვალე მექანიზმის სქემა	29
ნახ. 6. საკოპირე-სახეხი ჩარხის მიმყოფი მექანიზმის სტრუქტურული სქემა	31
ნახ. 7. მაკოპირებელი-სახეხი მოწყობილობის სტრუქტურული სქემა	33
ნახ. 8. ორკოორდინატიანი კოპირების სახეხი ჩარხი	34
ნახ. 9. პნევმატიკური მიმჭერი მოწყობილობის პრინციპული სქემა	48
ნახ. 10. მაკოპირებელი ჩარხის კინემატიკური სქემა	50
ნახ. 11. ჰიდრომოთვალთვალე მექანიზმის სქემა ბრტყელ-მრუდწირულ ფასონური დეტალებისათვის	52
ნახ. 12. დროსეგული რეგულირების ჰიდროამძრავი მოქმედი დატვირთვებით, არახისტი საყრდენებითა და გაყვანილობით	53
ნახ. 13. მუდმივი წნევის კვების წყაროდან მომუშავე დროსეგული რეგულირების ჰიდროამძრავის სტატიკური მახასიათებლები	55
ნახ. 14. მარტივი ჰიდროცილინდრის სქემა	56
ნახ. 15. ა) ორმხრივჭოკიანი და რეალური მკვეთარა გამანაწილებლიანი ჰიდროცილინდრი; ბ) ჰიდროცილინდრის უგანზომილებო ჰიდრაულიკური სისხსტის დამოკიდებულება დგუმის უგანზომილებო გადაადგილებასთან	57
ნახ. 16. ფარდობით მოძრაობათა კინემატიკის სქემა	61
ნახ. 17. ფარდობით მოძრაობათა კინემატიკის სქემა	72
ნახ. 18. გაწრფივებული სისტემის სტრუქტურული სქემა	79
ნახ. 19. სისტემის სტრუქტურული სქემა	81
ნახ. 20. გარდაქმნილი სტრუქტურული სქემა	82
ნახ. 21. სინთეზის შედეგად მიღებული ფუნქციონალური დამოკიდებულებები: $1 - k_v(z_m)$; $2 - b_{px}(z_m)$; $3 - k_{vH}(z_m)$	93
ნახ. 22. სისტემის საგნობრივი სისშირული მახასიათებლები	94
ნახ. 23. გარდამავალი პროცესების მრუდები	95

ნახ. 24. მაკოპირებელი ჩარხის სივრცითი კინემატიკური სქემა	97
ნახ. 25. მაკოპირებელი ჩარხის კინემატიკური სქემა	98
ნახ. 26. მდებარეობის ელექტრული უკუკავშირიანი ელექტროჰიდრაულიკური მოთვალთვალე ამძრავის პრინციპული სქემა	104
დანართი.	
ნახ. 1. ელექტროჰიდრაულიკური მოთვალთვალე ამძრავის გაწრფივებული მოდელის სტრუქტურული სქემა	127
ნახ. 2. მასით დატვირთული ელექტროჰიდრაულიკური მოთვალთვალე ამძრავის სქემა დამატებითი ელექტრული უკუკავშირით აჩქარებაზე	128
ნახ. 3. მასით დატვირთული ელექტროჰიდრაულიკური მოთვალთვალე ამძრავის სქემა	129

მადლიერება

უპირველეს ყოვლისა მადლობა უფალს შემწეობისათვის.

მსურს გამოვხატო მადლიერება სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობის ფაკულტეტის და განსაკუთრებით № 133 დეპარტამენტის თანამშრომელთა მიმართ, რომლებიც მთელი ჩემი სადისერტაციო თემატიკის კვლევის პერიოდში გვერდში მდგნენ როგორც პროფესიული, ასევე მორალური თვალსაზრისით.

თემატიკის კვლევის პროცესის სწორად წარმართვაში გაწეული განსაკუთრებული ღვაწლისათვის, მსურს გამოვხატო მადლიერება ჩემი ხელმძღვანელის, ტექნიკის მეცნიერებათა დოქტორის, პროფესორ ბ-ნ თამაზ მჭედლიშვილის მიმართ.

შესავალი

სამეცნიერო-ტექნიკური პროგრესის განვითარების თანამედროვე ეტაპი მჭიდრო კავშირშია ეფექტური ტექნოლოგიების დანერგვაზე დაფუძნებული წარმოების სრულყოფაზე და მუშების შრომის გამაუმჯობესებელი, შრომატევადი საწარმოო პროცესების მექანიზირებისა და ავტომატიზირებისათვის საჭირო მაღალმწარმოებლური მოწყობილობების შექმნაზე.

ტექნოლოგიურ პროცესებს, რომლებიც ხასიათდებიან მნიშვნელოვანი სირთულეებით, მექანიზაციისა და ავტომატიზაციის ხარისხის ამაღლების მხრივ, განეკუთვნება თანამედროვე ტექნიკაში, კერძოდ საავეჯო წარმოებაში, გამოყენებული რთულპროფილიანი ზედაპირის მქონე დეტალების დამუშავება.

ცნობილია, რომ მექანიკური დამუშავებით დეტალების რთულპროფილიანი ზედაპირების ფორმაწარმოქმნას აქვს საკმაოდ ფართო ტექნოლოგიური გამოყენება ამ მხრივ საკოპირე მექანიზმების მრუდსაზობრივი (გალუნული და მრუდწირულ-ფასონური) დეტალების მექანიკურად დასამუშავებელი ჩარხებისა და საჩარხო სისტემების შექმნა და შემდგომი სრულყოფა წარმოადგენს მნიშვნელოვან ფაქტორს.

თანამედროვე ავეჯის რთულპროფილიან ზედაპირის მქონე დეტალების დამუშავების მექანიზირებისა და ავტომატიზირებისაკენ სწრაფვამ მიგვიყვანა, მექანიკური კოპირების პირდაპირი მოქმედების და მთლიანი გარე დატვირთვის კოპირის ზედაპირზე პირდაპირი ზემოქმედების რიგი სპეციალიზირებული და საკოპირე-სახეხი სპეციალიზირებული ჩარხების შექმნის აუცილებლობასთან.

შემუშავებული და შემუშავებაში მყოფი საკოპირე ჩარხების ანალიზი გვიჩვენებს, რომ:

- დღევანდელი დროისათვის შემუშავებული მიმყოფი მექანიზმები და საჩარხო სისტემები სტრუქტურული სქემების და კონსტრუქციების გარკვეული მრავალფეროვნების მიუხედავად შეიძლება შევსებულ იქნენ წარმოებების კონკრეტული სახეობებისთვის უფრო ეფექტური ახალი სქემებითა და კონსტრუქციული გადაწყვეტილებებით;

– ჩარხებში გამოყენებული მიმყოლი მექანიზმები განეკუთვნებიან რთულ არაწრფივ არასტაციონარულ დინამიკურ სისტემებს. დრეკად-დისიპაციური და არასტაციონარული კავშირები, დამახასიათებელი განსახილველი მიმყოლი მექანიზმების მექანიკური სისტემებისათვის, განპირობებული დრეკადი მახასიათებლებით და სისტემის ცალკეული რგოლების მდებარეობის არაწრფივი ფუნქციებით, ახდენენ მნიშვნელოვან გავლენას მათში მიმდინარე დინამიკურ პროცესებზე, რომლებიც თავის მხრივ, მთლიანობაში ბევრად განაპირობებენ საჩარხო სისტემების მუშაობის ტექნიკურ მახასიათებლებს.

განსახილველი მიმყოლი მექანიზმების დამუშავებისა და კვლევების სამუშაოების მიმოხილვა მიგვანიშნებს მათში მიმდინარე დინამიკური პროცესების ანალიზისა და სინთეზის მეთოდებისა და მეთოდიკების ეფექტურობის ამაღლების სამეცნიერო ტექნიკური ამოცანების აქტუალობაზე.

ნაშრომის მიზანს წარმოადგენს რთულპროფილიანი დეტალების დამამუშავებელი საჩარხო მოწყობილობების ფუნქციონალური შესაძლებლობების თვალსაზრისით ახალი უფრო სრულყოფილი სტრუქტურულად რთული მრავალგანზომილებიანი ჰიდრომექანიკური მოთვალთვალე მექანიზმების სქემების და მოდელების, დინამიკური კვლევის მეთოდებისა და მეთოდიკების შემუშავება, მიმართული განსახილველი მოწყობილობების პროექტირებისა და ექსპლუატაციის მაჩვენებლების ეფექტურობის ამაღლებისაკენ.

დასახული მიზნის მიღწევისთვის კვლევის ამოცანებში ჩართულია:

- რთულპროფილიანი დეტალების ხევისათვის განკუთვნილი საჩარხო მოწყობილობების არსებული და მოდიფიცირებული სქემების, მათი აგებისა და დინამიკური კვლევის მეთოდების და მეთოდიკების ანალიზი;
- ავტომატიკის პნევმატური და ჰიდრაულიკური ელემენტებისა და სისტემების შემცველი პირდაპირი კოპირების მოდიფიცირებული სქემების მქონე საჩარხო მოწყობილობების შედარებითი ანალიზი და კვლევის ამოცანების ჩამოყალიბება;
- ჰიდრომექანიკური მოთვალთვალე სისტემის გამოყენება რთულპროფილიანი დეტალების ორკოორდინატიანი კოპირებით დამუშავებისათვის

გამიზნული როტორულ-სახეხი ჩარხის ფუნქციონალური და სტრუქტურული აგების საკითხების ანალიზი;

- ორკოორდინატიანი კოპირების საჩარხო სისტემის ელემენტების მოძრაობათა სტრუქტურული მოდელის შემუშავება;
- ჰიდროფიცირებული როტორულ-სახეხი ჩარხში პნევმოცილინდრების დერძებისა და დასამუშავებელ ზედაპირთან კონტაქტის წერტილების, მმართველი რგოლისა და ჩარხის როტორის ფარდობით მოძრაობების ძირითადი კინემატიკური კანონზომიერებების განსაზღვრა რგოლთან ერთად როტორის წრიულ ბრუნვასა და დასამუშავებელი ნამზადის გრძივ მოძრაობებთან ურთიერთკავშირში;
- მთლიანი სისტემის დინამიკის მოდელში ჰიდრაულიკური ნაწილის მათემატიკური მოდელის ჩართვის სტრუქტურული საკითხის განხილვა და მოთვალთვალე სისტემების დინამიკის მათემატიკური მოდელის აგება;
- როგორც დაფიქსირებული, აგრეთვე მბრუნავი როტორიანი მოთვალთვალე სისტემის კვლევის მეთოდის შემუშავება;
- საკვლევი არაწრფივი არასტაციონალური ჰიდრომექანიკური მოთვალთვალე სისტემების პარამეტრული სინთეზის გამოყენებითი თეორიის შემუშავება, ამ თეორიის პრაქტიკული აპრობაცია კონკრეტული საწყისი არარეგულირებადპარამეტრებიან სისტემაზე და შემუშავებული თეორიის შესაძლებლობების ანალიზი.

ნაშრომის სამეცნიერო სიახლე მდგომარეობს:

- ავეჯის მერქნული დეტალების ხეხვით დამუშავებისათვის გამიზნული ორკოორდინატიანი კოპირების ჰიდრომექანიკური მოთვალთვალე სისტემით აღჭურვილი ჩარხის შემუშავებულ ორიგინალურ სქემაში;
- აგების ორიგინალურ კანონზომიერებასა და შემოთავაზებული ჩარხის ჰიდრომექანიკური მოთვალთვალე სისტემის დინამიკის შემუშავებულ მოდელებში;
- დინამიკური კვლევების მიმართ გამოყენებულ ორიგინალურ მეთოდოლოგიურ მიდგომებში და კვლევის მიღებულ შედეგებში.

ნაშრომის პრაქტიკულ ღირებულებას შეადგენენ:

მაკოპირებელი ჩარხის შემოთავაზებული ორიგინალური სქემები, საკვლევი არაწრფივი არასტაციონარული რეგულირების სისტემების მათემატიკური მოდელები, კვლევის მეთოდები და მეთოდიკები, გამიზნული საკვლევი სისტემის პარამეტრების ოპტიმიზაციური შერჩევისაკენ.

1. ლიტერატურის მიმოხილვა

1.1. რთულპროფილიანი დეტალების დამამუშავებელი საჩარხო სისტემების სქემების მიმოხილვა და გამოკვლევის მეთოდების სამუშაოების ანალიზი

1.1.1. არსებული და შემოთავაზებული საჩარხო სისტემების სქემების მიმოხილვა

რთულპროფილიანი დეტალები და სხვა რთული ზედაპირების სახეები, გეომეტრიული პარამეტრებისა და ტიპოზმების მიხედვით მზადდება დამამუშავების სხვადასხვა სახეების გამოყენებით [1-7].

წინა ოპერაციებისას მიღებული ზომების სიზუსტის ხარისხისა და გეომეტრიული ფორმების მიხედვით, რთულპროფილიანი დეტალების შემდგომი დამამუშავება ხორციელდება სხვადასხვა სახის მექანიკური მეთოდების გამოყენებით.

ასხვავებენ დეტალების რთულპროფილიანი ზედაპირების ფორმა-წარმოქმნისათვის გამოყენებული მექანიკური დამამუშავების მეთოდების ორ ჯგუფს:

- 1) ზედაპირების დამამუშავებას თავისუფალი კინემატიკური კავშირის სისტემით „დეტალი-მჭრელი-იარაღი“;
- 2) ზედაპირების დამამუშავებას მოცემული კინემატიკური კავშირიანი სისტემით „დეტალი-იარაღი“.

ამ ჯგუფთაგან თითოეული თავის თავში მოიცავს ზედაპირების ფორმაწარმოქმნის უამრავ ხერხს. ზედაპირების დამამუშავება მოცემული კინემატიკური კავშირით „დეტალი-იარაღი“ საშუალებას გვაძლევს მივიღოთ გეომეტრიული ზომების საჭირო სიზუსტე და თავისუფალი კინემატიკური კავშირიანი სისტემის გამოყენებით ზედაპირული ფენის საჭირო სიმქისე და ფიზიკო-მექანიკური მაჩვენებლები.

წარმოებაში ზედაპირების ფორმაწარმოქმნას თავისუფალი კინემატიკური კავშირებით იყენებენ გასაწმენდი განმამტკიცებელი სახეხი და საპრიალებელი ოპერაციებისას, როდესაც ზომებისა და გეომეტრიული ფორმების სიზუსტე ჯდება წინამორბედი ოპერაციის დაშვების ველის საზღვრებში, ან როდესაც ზემოთ ხსენებული

პარამეტრები ტექნიკური პირობებით ნახაზზე აღნიშნული არ არის. წინამორბედ ოპერაციებს შეიძლება წარმოადგენენ ფრეზვა, ჩარხვა და ა.შ.

ზედაპირების ფორმაწარმოქმნას წინასწარმოცემული კინემატიკური კავშირით „დეტალი-იარაღი“ წარმოებაში იყენებენ ისეთი დეტალების დამზადებისას, რომელთა ზომების სიზუსტეები და დეტალების ზედაპირების გეომეტრიული მახასიათებლები წარმოდგენილია ნახაზზე ტექნიკური პირობებით. ამ ჯგუფის კლასიფიცირება შეიძლება აგრეთვე ზედაპირების დამუშავებით მიმყოფი სისტემების გამოყენებით, ან გამოყენების გარეშე.

რთული ზედაპირების დამუშავების მექანიზაციის დასაწყისი შეიძლება მივაკუთვნოთ მე-15 საუკუნეს, როცა პირველად იქნა შექმნილი ხელის მიწოდების მქონე საკოპირე-სახარატო ჩარხები; წყლის ბორბლების, ხოლო შემდგომში ორთქლის მანქანების და ელექტროძრავების გამოჩენამ შესაძლებელი გახადა დამუშავების პროცესების მექანიზირება [1, 2]. თავიდან არსებობდნენ მხოლოდ პირდაპირი მოქმედების მექანიკური კოპირების და კოპირის ზედაპირზე მთლიანი გარეშე დატვირთვის პირდაპირი ზემოქმედების მქონე საკოპირე ჩარხები. შემდგომში (XX საუკუნის დასაწყისიდან) გამოჩნდნენ საფრეზავი, სახარატო, სარანდი, კარუსელური და სახეხი საკოპირე ჩარხები, რომლებშიც ელექტრობის, ჰიდრავლიკის და პნევმატიკის გამოყენებით რეალიზებულია კოპირზე არაპირდაპირი ზემოქმედების მეთოდები.

რთული ზედაპირის მქონე დეტალების დამუშავების საშუალებების დიაპაზონი საკმაოდ მრავალფეროვანია – ეს არის უნივერსალური ჩარხების სპეციალური გამართვებისა და ხელსაწყოების გამოყენება; საკოპირე ჩარხები ხელის, მექანიკური, ელექტრული, ჰიდრავლიკური მართვით; პროგრამული მართვის ჩარხები ბრტყელი და სივრცითი ზედაპირებისათვის [8-10].

პროგრამული მართვის ჩარხებს აქვთ რიგი უპირატესობები საკოპირე ჩარხებთან მიმართებაში: ღია სახის კოპირების დამზადებაზე ხარჯების არარსებობა, მათი რემონტი და შენახვა [11, 12]. პროგრამული მართვის ჩარხების ეკონომიურობა მით უფრო მაღალია, რაც უფრო

რთულია დეტალი, მეტია კვანძების გადაადგილება, მეტია დამუშავების დრო. მაგრამ, მათი მართვის პროგრამის მომზადების გარკვეულმა სირთულეებმა, ბევრი დამცავი და მარეგულირებელი მოწყობილობების არსებობამ და გარკვეული, ასეთი ჩარხების სპეციფიკასთან დაკავშირებული დამატებითი მოთხოვნების არსებობამ, განსაზღვრა საკოპირე ჩარხების ფართოდ გამოიყენება. ლითონდამუშავებაში შეიძლება აღინიშნოს საკოპირე-საფრეზავი ჩარხები შტამპებისა და პრესფორმების, სანიხბავი ხრახნების ფრთების და ჰიდრაულიკური ტურბინების ფრთების დასამუშავებლად [4, 12-14]. ასეთი დანიშნულების ჩარხებს უშვებენ საფრეზავი ჩარხების ჩარხმშენებელი ქარხანა (ქ. სანკტ-პეტერბურგი), საფრეზავი ჩარხების ქარხანა (ქ.ნიუნი-ნიფგოროდი), ფირმა „ეშერ-ვისი“ (Esher-Wyss). ორენბურგი ჩარხმშენებელი ქარხანა უშვებს საკოპირე-სარანდ ჩარხებს. პროგრამული მართვის ჩარხებს შორის უნდა აღინიშნოს კოლიმენსკის მძიმე მანქანათმშენებლობის ქარხანაში გამოშვებული სანიხბავი ხრახნების დამამუშავებელი ჩარხი, ფირმების „კობე“-სა (Kobe Steel Corporation) და „მიცუბისის“ ჩარხები [2].

საკოპირე-სახეს ჩარხებს შორის შეიძლება აღინიშნოს ნიხების დასამუშავებელი ჩარხები, მოდელის ЧШЛН, ЧШБК, УХОЛ, ლენტურ-სახესი ჩარხები განკუთვნილი დიდგაბარიტიანი დეტალების ხეხვისათვის, დიდი დიამეტრის მქონე ბრუნვითი ფასონური სხეულების სპეციალური სახესი ჩარხები, ჩარხი XIII-152 განკუთვნილი წყლის ტურბინის ფრთების ხეხვისათვის.

ხის დამუშავებაში ფართოდ გამოიყენება ჰპოვეს შემდეგი ფირმების საკოპირე-საფრეზავი ჩარხებმა „Reichenbacher“ (გფრ) და „Zucerman“ (ავსტრია) [15].

ფირმა „Reichenbacher“-ის ერთ-ერთ ყველაზე ცნობილ ჩარხს წარმოადგენს ხისტი კოპირით მომუშავე მრავალშპინდელიანი საკოპირე-საფრეზავი ჩარხი.

ცნობილია ШПДБ-3 [6] მოდელის ჩარხი. მოცემული ჩარხი განკუთვნილია მცირე ზომის გამობურცული და შეზნექილი ცილინდრული და კონუსური ზედაპირების მქონე დეტალების გასახესად. ჩარხი აღჭურვილია სახესი დისკოთი და ბაბინით. მუშა შპინდელს გასახეს ნაკეთობაზე ქარგოლის მარცვლებისაგან წარმოქმნილი გრძივი

ნაკაწრების მოცილებისათვის, მინიჭებული აქვს ღერძული რხევები (ოსცილაცია).

ჩარხზე დეტალების დამუშავება ხდება ნამზადების ხელით მიწოდებით და ჩარხის კონსტრუქციული თავისებურებების გამო მასზე შეუძლებელია ხარისხიანად მოხდეს წრიული კვეთის მოღუნული დეტალების დამუშავება. მრეწველობა უშვებს აგრეთვე, ხის დეტალების მრუდხაზიანი ზედაპირების ხეხვისათვის განკუთვნილ ШПЦ-2 [6] მოდელის ჩარხს. ხეხვა წარმოებს წამყვან და ამყობ შკივებზე გადაჭიმული მოძრავი უწყვეტი სახეხი ლენტის მეშვეობით, ყოფილი სსრკ-ს საავეჯო საწარმოებში მერქნისაგან გაღუნული დეტალების დამზადება ყველაგან ხორციელდებოდა ძირითადად ასეთი ტიპის ჩარხებზე, მაგრამ დეტალების ხელით მიწოდება და დამუშავების პროცესში მათი გადაბრუნება ვერ უზრუნველყოფდა სახეხი დეტალების ზედაპირების დამუშავების მაღალ ხარისხს და ხეხვის მაღალ წარმადობას.

სპეციალურად გარდამავალ კვეთის მქონე გაღუნული, სწორხაზოვანი და მრუდხაზოვანი დეტალების, აგრეთვე, წრიული კვეთის მქონე გაღუნული დეტალების ხეხვისათვის მრეწველობა უშვებს ШПФ-2 მოდელის ჩარხს [7]. ჩარხი შედგება სადგარისაგან, რომელზეც დამაგრებულნი არიან პლანსაყელური, გადამტანი სახეხი ლენტები, გადაცემათა კოლოფი, მიმწოდებელი და მიმღები გორგოლაჭები, მიმჭერი უთოების გადამაადგილებელი პლანეტარული მექანიზმი, ელექტრო და პნევმომოწყობილობები, დასამუშავებელი დეტალების მიწოდება და ცენტრირება ხდება მიმწოდებელი და მიმჭერი გორგოლაჭების მეშვეობით.

ხეხვის პროცესში დასამუშავებელი დეტალი გადაადგილდება მბრუნავ პლანსაყელურთან მიმართებაში. ხეხვის მექანიზმი შედგება ღრუ შპინდელზე დამაგრებული პლანსაყელურისა და ორი სახეხი ლენტისაგან. თითოეული სახეხი ლენტი გადაჭიმულია სამ შკივზე, რომელთაგან ერთ-ერთი წამყვანია, მეორე – დამჭიმი, ხოლო მესამე არეგულირებს შკივებიდან ლენტის ჩამოქანებას. სახეხი ლენტის ნაკეთობასთან მიჭერა ხორციელდება პნევმატიკური უთოებით.

საპატენტო ლიტერატურიდან ცნობილია მრავალი მრუდხაზოვანი

და სწორხაზოვანი დეტალების სახეხი ჩარხი [16], რომელიც შეიცავს სახეხ ლენტსა და მიმწოდ გორგოლაჭებიან მბრუნავ მჭიდს, რომელთა შორის ტარდება ფასონური ნამზადი. ჩარხს აქვს ისეთივე ნაკლოვანებები, როგორც ახასიათებს ШПФ-2 მოდელის ჩარხს. ეს არის გაღუნული ნამზადების მიმწოდებელ გორგოლაჭებს შორის გატარების უზრუნველყოფის სირთულე, განსაკუთრებით გორგოლაჭების ერთი წყვილიდან მეორეზე გადასვლისას. დიდი სირთულის მქონე დეტალების დამუშავებისას ხეხვის ხარისხი არადამაკმაყოფილებელია, რაც აიხსნება მბრუნავი ნამზადის ხშირი მოცილებით სახეხი ლენტიდან. გარდა ამისა ჩარხის კონსტრუქციაში არ არის გამორიცხული შივებიდან ნამზადის დამუშავებაზე მიწოდებით გამოწვეული სახეხი ლენტის გადმოვარდნის ალბათობა. ეს ნაკლოვანებები ნაწილობრივ გამოსწორებულია თავისუფალ ლენტთან [17] მრგვალსახეხ ჩარხში, რომელშიც მზიდი ვერტიკალური ლენტი გადაჭიმულია მქნევარას სქემით ჩამოკიდებულ საერთო კავშირის მქონე შივებზე. ქვევითა ნაწილში ლენტი ზამბარებიანი უთოთი მიეჭირება დასამუშავებელ დეტალთან.

მიწოდების მექანიზმი, რომელიც წარმოადგენს ღერძის მიმართ კუთხით დაყენებულ გორგოლაჭებს, ანიჭებს დეტალს ერთდროულად მიწოდებით და ბრუნვით მოძრაობებს. ამ ჩარხზე შესაძლებელია მხოლოდ წრიული წვეთის მქონე ცილინდრული წაგრძელებული დეტალების დამუშავება. გარდა ამისა აქ, მიმწოდებელ გორგოლაჭებს შორის დეტალის გაცურების გამო, არ არის გამორიცხული ამოხეხვის ან დეტალის ზედაპირზე ე.წ. „მიმწვრობის“ წარმოქმნის შესაძლებლობა.

სსგ „lenproeqtmebel“-მა შეიმუშავა რთული კონფიგურაციის მქონე დეტალების სახეხი ჩარხი. აქ ხეხვა წარმოებს უწყვეტი ლენტით; მიწოდება ხორციელდება მიმწოდი დოლით, რომელიც მიყვება მისაწოდებელი დეტალის რთულ პროფილს.

ჩარხის ნაკლად ითვლება ის, რომ მასზე შეუძლებელია ოვალური და მრგვალი ფორმის ნამზადების დამუშავება. გფრ-ის საკოპირე სახეხ ჩარხში, რომელიც აღწერილია ნაშრომში [18] მინიმუმ ერთი ნამზადი და კოპირი მაგრდება ურთიერთპარალელურად ორ მიმჭერ მოწყობილობებს შორის და სინქრონულად მოიყვანება ბრუნვაში. კოპირისა და ნამზადის

სიბრტყეების ორივე მხარეს დამაგრებულია თითო ბრჯენი, რომელთაგან თითოეული შედგება კოპირთან ურთიერთმოქმედი მოხვევადი მზიდი მილისა და ლენტურ-სახეხი თავაკის ან საკოპირე გორგოლაჭის დამჭერისაგან. თითოეული ლენტურ-სახეხი თავაკის შემადგენლობაში შედიან: ამძრავი საკონტაქტო ლილვაკი, მიმმართველი გორგოლაჭი და სხვადასხვა ტიპის აბრაზიული ლენტა. კოპირის არსებობა მოითხოვს დასამუშავებელი დეტალის სრულ შესაბამისობას კოპირთან, რაც გაღუნული დეტალებისათვის მიუღებელია ერთგვაროვანი დეტალების სიმრუდეში დიდი განსხვავებების გამო. იგივე ნაკლი ახასიათებს ფასონური ზედაპირების სახეს ჩარხს [19] (დიდი ბრიტანეთი).

ფირმა „Helma Holland B.V“ უშვებს სახეს ჩარხს TS-65 [20], რომელზედაც შეიძლება დამუშავდეს ოვალური, სფერული, ფასონური დეტალები (სკამის ფეხები, ნაჯახის ტარები და სხვა).

ხეხვა წარმოებს უწყვეტი აბრაზიული ლენტების მეშვეობით, რომლებიც ერთმანეთის პარალელურად განლაგებულნი არიან როტორზე დამაგრებულ შკივებზე. ხსენებული როტორი ახორციელებს დასამუშავებელი ნამზადის მოგორებას. ნამზადის მიწოდება ხდება ხელით, თვითმაცენტრებელი მოწყობილობების დახმარებით გამორთული როტორის შემთხვევაში. წინასწარი ღრეჩო სახეს ლენტებს შორის ეყენდება სპეციალური შკალების მეშვეობით დასამუშავებელი ნამზადის უმცირესი კვეთის მიხედვით.

ჩარხის ნაკლოვანებას წარმოადგენს მასზე კვადრატული და მრავალკუთხიანი ნამზადების დამუშავების შეუძლებლობა.

ჩარხ LA-65-ს აწარმოებს იტალიური ფირმა „Sibo“, [21]. საუბარია წყობილათი აღჭურვილ ჩარხზე, რომელიც განკუთვნილია სწორი, ოვალური და პროფილირებული დეტალების (მაგ. გომერშლილის განივი ჭრილი და ა.შ.) დიდი და საშუალო სერიებით დამზადებისათვის.

ხეხვის ჩატარების მიზნით, ნამზადები ავტომატურად ამოიღება წყობილადან, მაგრდება ცენტრში (ან შევრილებს შორის) და მიეწოდება სახეხი ლენტის გასწვრივ.

ფირმა „Zucherman“ (ავსტრია) და „Reichenbacher“ (გერმანია) უშვებენ აგრეთვე ხისტ კოპირზე მომუშავე სახეს ჩარხებს.

თბილისის სამეცნიერო კვლევითი და საპროექტო საკონსტრუქტორო ინსტიტუტისა და საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის შემოქმედებითი ჯგუფის მიერ, თბილისის სასკოლო ინვენტარის ფაბრიკაში შექმნილი და წარმოებაში დანერგილი იქნა ავეჯის სწორკუთხოვანი და წრიული კვეთის მქონე დეტალების სახეხი ნახევრადავტომატური ხაზი. ხაზის კონსტრუქცია დაცულია რიგი საავტორო უფლებებით (№№ 730542, 806376, 865616, 1054027, 1060425, 1135616).

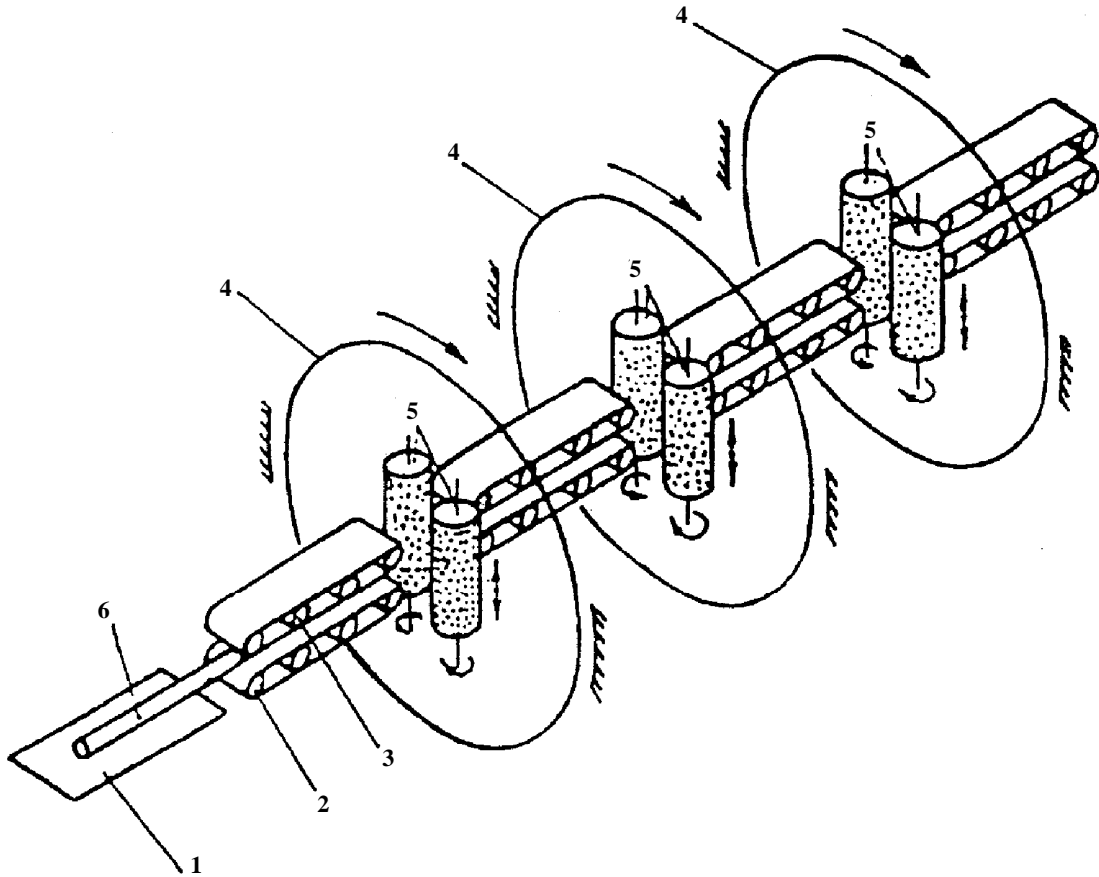
ხაზის ტექნოლოგიური სქემა (ნახ. 1.1) შედგება მაგიდისაგან 1, ტრანსპორტიორისაგან, შედგენილი ამძრავი 2 და მიმჭერი 3 გორგოლაჭების სექციისა და როტორებისგან 4, რომელთაგან თითოეულს აქვს ელასტური პნევმოცილინდრიანი 5 ორი სახეხი ინსტრუმენტი. ეს უკანასკნელნი გამოირჩევიან ისეთი აბრაზიული ზუმფარებით, რომელთა მარცვლოვანობა თანდათანობით მცირდება სახეხი დეტალების 6 სვლის შესაბამისად.

ხაზი მუშაობს შემდეგნაირად: სახეხ პნევმოცილინდრებს და მიმმართველებს შორის ყენდება ღრეჩოები სიმეტრიულად როტორის ბრუნვის ღერძის მიმართ ამძრავი და მიმჭერი გორგოლაჭების სექციები ყენდება ისე, რომ უზრუნველყოფილი იქნას მათ შორის მიწოდებული დეტალის მიჭერა, რომლის სიმეტრიის ღერძი უნდა ემთხვეოდეს როტორის ღერძს.

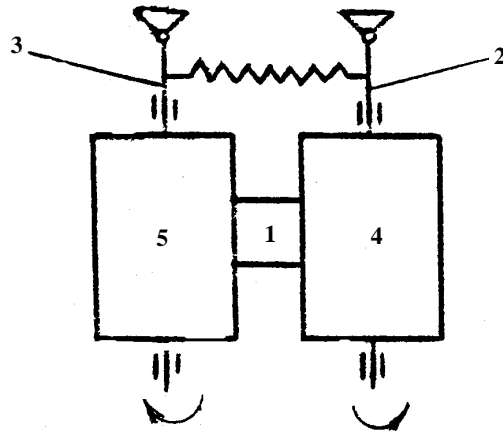
გორგოლაჭები წარიტაცებენ დეტალს და გაათრევენ მას პნევმოცილინდრებს შორის, რომლებიც ბრუნავენ როგორც თავისი ღერძების გარშემო ასევე როტორთან ერთად დეტალის ღერძის მიმართ.

სწორხაზოვანი დეტალების დამუშავებისათვის განკუთვნილი ჩარხის მიმყოლი მექანიზმის სქემა მოყვანილია ნახ. 1.2. მექანიზმი მოიცავს მხრეულებზე 2 და 3 დაკიდებულ პნევმატიკურ სახეხ ცილინდრებს 4 და 5 ნამზადზე 1 პნევმოცილინდრების მიჭერა რეალიზდება ზამბარების მეშვეობით. ნამზადის გრძივი მიწოდება ხორციელდება ნახაზის სიბრტყის მართობული მიმართულებით.

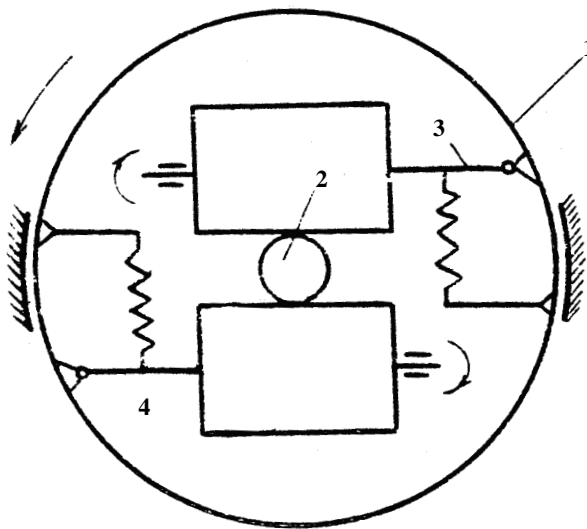
ცვალებადი კვეთის მქონე ძელური ნამზადების ხეხვისათვის გამოზნული ჩარხის მიმყოლი მექანიზმის სქემა (ნახ. 1.3) მოიცავს მბრუნავ როტორს 1 მხრეულებით 3, 4 და თავისი ღერძების ირგვლივ მბრუნავ სახეხ პნევმოცილინდრებს.



ნახ. 1. წრიული და სწორხაზოვანი კვეთის მქონე დეტალების სახეხი ხაზის ტექნოლოგიური სქემა



ნახ. 2. სწორხაზოვანი დეტალების დამამუშავებელი ჩარხის მოთვალთვალე მექანიზმის სქემა



ნახ. 3. ცვლადი კვეთის მქონე ძელური დეტალების სახეხი მოთვალთვალე მექანიზმის სქემა

სახეხი პნევმოცილინდრები შესრულებულია როგორც გასაბერები და დრეკადები, რაც საშუალებას იძლევა შევქმნათ მათ გარსებში ხეხვის პროცესის რეალიზაციისათვის საჭირო წნევა.

როტორის მუშტა მექანიზმი რამკების იძულებითი თანაბარი ქანაობით ახორციელებს მცირე სიჩქარით პნევმოცილინდრების წინსვლით-უკუქცევით ფარდობით მოძრაობას გრძივი მიმართულებით, რაც იძლევა აბრაზიული ზუმფარის მთელი ფართის თანაბარი გამოყენებისა და მისი მუშაობის ხანგრძლივობის გადიდების საშუალებას.

აღწერილი ხაზის ძირითად უარყოფით მხარეს წარმოადგენს ის, რომ მას არ შეუძლია მრუდწირული დეტალების დამუშავება.

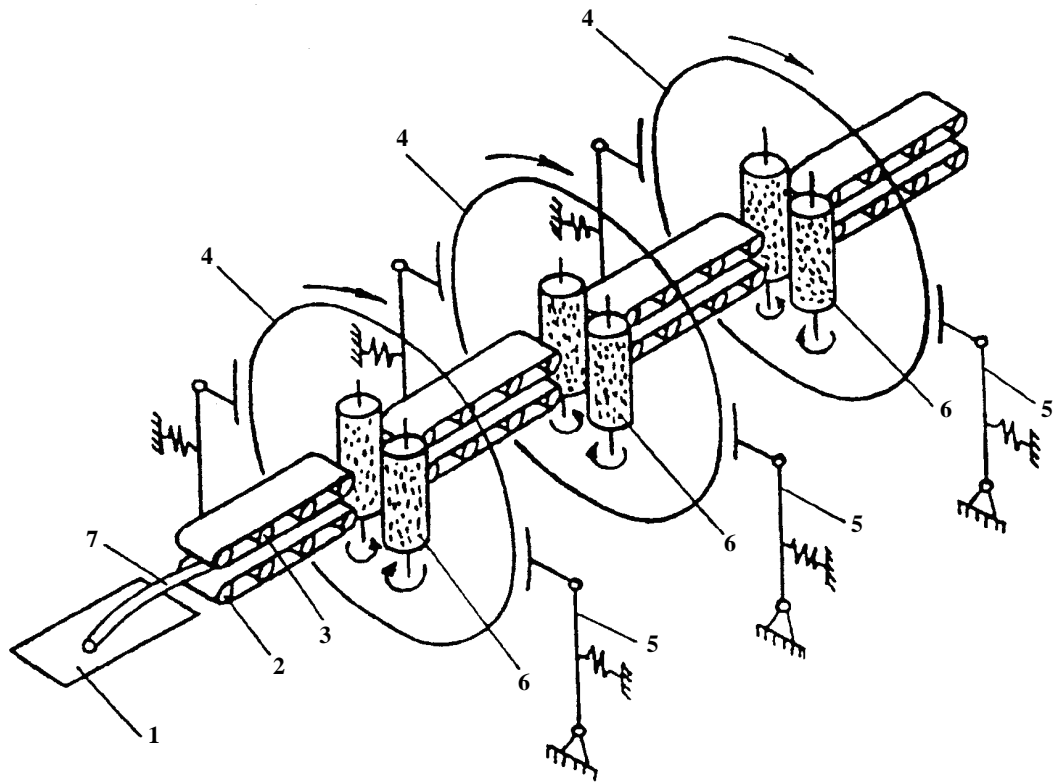
ზემოთ აღწერილი ხაზის ბაზაზე დამუშავებულია და დანერგილია თბილისის გრეხილი ავეჯის კომბინატში ნამზადის მრუდხაზობრივ კონტურზე მიყოლით რეალიზებული ნახევრადავტომატური სახეხი ხაზი (ნახ. 4). [22-290. ახალი კონსტრუქციული გადაწყვეტილებები ამ ხაზში დაცულია საავტორო უფლებებით №№ 624775, 804380, 876379, 929407, 931397, 933396, 990478, 1094725. ხაზში შედის გაღუნული სკამის უკანა ფეხის სფერული შუბლას (ტორეცის) სახეხი მოწყობილობა.

ნახაზზე 4 წარმოდგენილია ხაზის ტექნოლოგიური სქემა, შემდგარი მაგიდისაგან 1, ამძრავ 2 და მიმჭერ 3 გორგოლაჭების სექციანი კონვეიერისა და როტორისაგან 4.

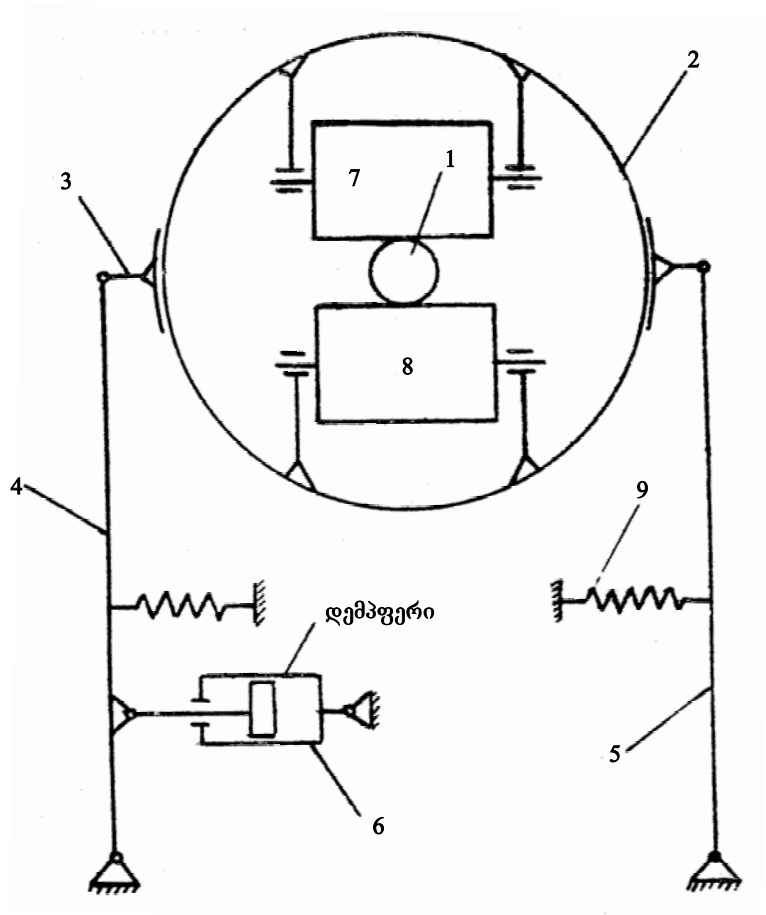
როტორები დაყენებულია მხრეულებზე 5 ქანაობის შესაძლებლობით და თითოეული თავისთავად შეიცავს ორ-ორ სახეხ ინსტრუმენტს აბრაზიულ ზუმფარიანი ელასტიური პნევმოცილინდრით.

გაღუნული დეტალების დამუშავებისათვის განკუთვნილი ჩარხის მომყოლი მექანიზმის სქემა (ნახ. 5) ხასიათდება უნიფიკაციის ამადლებული ხარისხით სწორხაზოვანი ძეღური დეტალების დამამუშავებელ ჩარხთან მიმართებაში.

ჩარხის როტორი 2 დაყენებულია მხრეულების 4 და 5 მეშვეობით შესრულებული სახსრული პარალელოგრამის ბარბაცაზე 3. სახეხი პნევმოცილინდრები 7 და 8 დამონტაჟებულია მბრუნავ როტორზე და გააჩნიათ ბრუნვის ცალკე ამძრავები. ზამბარების 9 დანიშნულებაა მექანიზმის წონის ძალთა გაწონასწორება. რხევები ჩახშობისათვის განპირობებულია დემპფერი 6.



ნახ. 4. მრუდხაზოვანი კონტურული დეტალების ხეხვის ტექნოლოგიური სქემა



ნახ. 5. ბრტყლადგაღუნული ძეღური დეტალების ხეხვისათვის გამიზნული მოთვალთვალე მექანიზმის სქემა

გაღუნული დეტალის პროფილი სიმრუდის მიმართ მოთვალთვალე მოძრაობის განხორციელება მიიღწევა როტორებისათვის ჰორიზონტალური გადაადგილებების მინიჭებით მათი მხრეულებზე დაყენების მეშვეობით.

სახეხი პნევმოცილინდრების ნამზადზე მიჭერის საჭირო ძალა მიიღწევა ღრეჩოს სიდიდით ცილინდრებს შორის და მათში არსებული ჰაერის წნევით.

დეტალის მრუდწირული კონტური მიიღწევა ჩარჩოს ქანაობით მხრეულებზე.

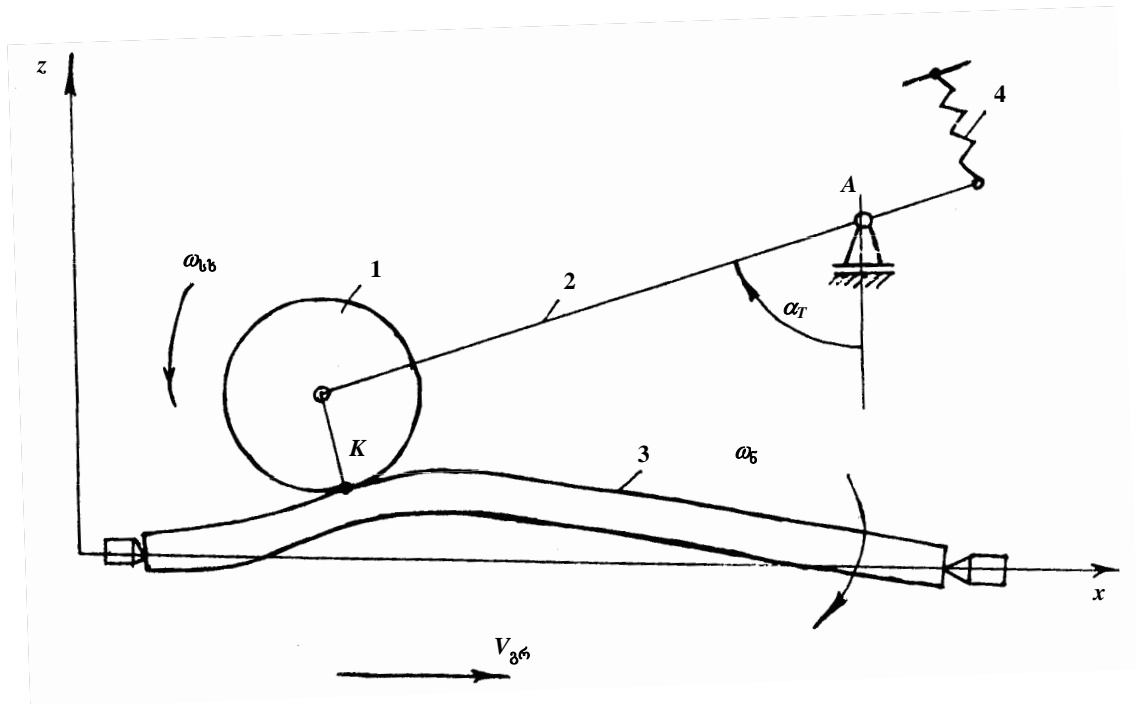
რადგანაც კონვეიერების მიერ გადაადგილებული ნამზადი ხეხვის დროს წარმოადგენს კოპირს, საჩარხო ხაზზე ხორციელდება დიდი ჩაღუნვის ისრის მქონე ნამზადების დამუშავება.

კონვეიერების მიერ გადაადგილებული გაღუნული ნამზადების პროფილის მიმართ სახეხი პრეემოცილინდრების მოთვალთვალე მოძრაობა ხორციელდება პნევმოცილინდრებზე ნამზადის გაღუნული ნაწილის ზემოქმედებით, რაც ხორციელდება ერთი პნევმოცილინდრის მეორე ცილინდრთან შედარებით მეტი დეფორმაციის მიღების შედეგად.

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის „ამძრავთა სისტემების, ჩარხებისა და კომპლექსების“ კათედრაზე, მრავალშპინდელიანი საფრეხი და როტორულ-სახეხი ჩარხების თავისებურებების ანალიზის საფუძველზე შემოთავაზებული იქნა საკოპირე-სახეხი ჩარხის სტრუქტურული სქემა, რომელიც უზრუნველყოფს დასამუშავებელი ზედაპირის მიყოლის პროცესს მისი მბრუნავი გასაბერი სახეხი პნევმოცილინდრებით მოგორების მეშვეობით.

ნახაზზე 6 წარმოდგენილია შემოთავაზებული საკოპირე-სახეხი ჩარხის სტრუქტურული სქემა.

ნახაზზე: 1 სახეხი პნევმოცილინდრია, რომელიც ახორციელებს ჩარხის ხორთუმის 2 წერტილის გარშემო რხევით მოძრაობას, მასზე დამონტაჟებული ძრავით, ამძრავი მექანიზმით და მჭრელი ინსტრუმენტის შპინდელით; $\omega_{\text{ს.ხ.}}$ და $\omega_{\text{წ.}}$ – სახეხი პნევმოცილინდრისა და ნამზადის ბრუნვითი მოძრაობების კუთხური სიჩქარეებია; ∂_T – ხორთუმის კუთხური მოძრაობის კოორდინატა; $V_{\text{გწ.}}$ – სახეხი პრეემოცილინდრის მბრუნავი ნამზადის 3 მიმართ გრძივი მიწოდების სიჩქარე. სახეხ პნევმოცილინდრსა



ნახ. 6. საკოპირე-სახეხი ჩარხის მიმყოლი მექანიზმის სტრუქტურული სქემა

და ნამზადს შორის ძალოვანი ჩაკეტვა რეალიზდება ზამბარა 4-ის მეშვეობით.

ზემოთაღნიშნულის განვითარებით ნახ. 7-ზე წარმოდგენილია მაკოპირებელი-სახეხი მოწყობილობის სქემა, რომლის რეალიზაცია აგებულია სახარატო ჩარხებისათვის დამახასიათებელი ფარდობითი მოძრაობების გამოყენებაზე. ამ სქემაზე ციფრებით 1, 2, 3 და 4 აღნიშნულია იგივე სტრუქტურული ელემენტები, როგორც ნახ. 6-ზე. ციფრით 5 აღნიშნულია ჩარხის სუპორტი. განივი $v_{\gamma 6}$ მოძრაობა ხორციელდება ქვედა ნალოს გადაადგილებებით. განივი ნალოს და მისი გადაადგილების მექანიზმის არსებობა იძლევა საჭრისი იარაღის y ღერძის მიმართულებით ოსცილაციური მოძრაობების განხორციელების საშუალებას.

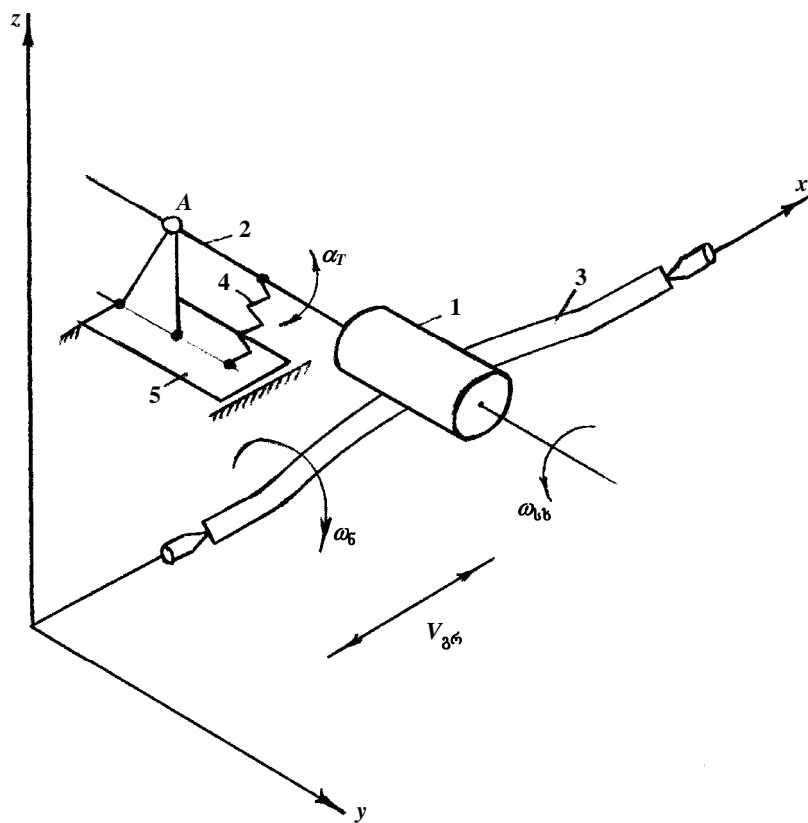
აღსანიშნავია, რომ ნახაზებზე 4-5 მოყვანილი საჩარხო სისტემები შედარებით ზემოთ აღწერილი როტორულ-სახეხი ჩარხებისა საშუალებას იძლევიან განხორციელებილი იყოს მრუდმხარა მრუდწირულ-ფასონური დეტალების ორკოორდინატიანი ხეხვის პროცესი.

აღნიშნული საკითხის მხრივ ზემოთ აღწერილი საჩარხო სისტემებია. ფუნქციონალურ განვითარებას მიეკუთვნება ცვალებად-კვეთიანი მრუდწირული ძელური დეტალების ორკოორდინატიანი კოპირების ჩარხი.

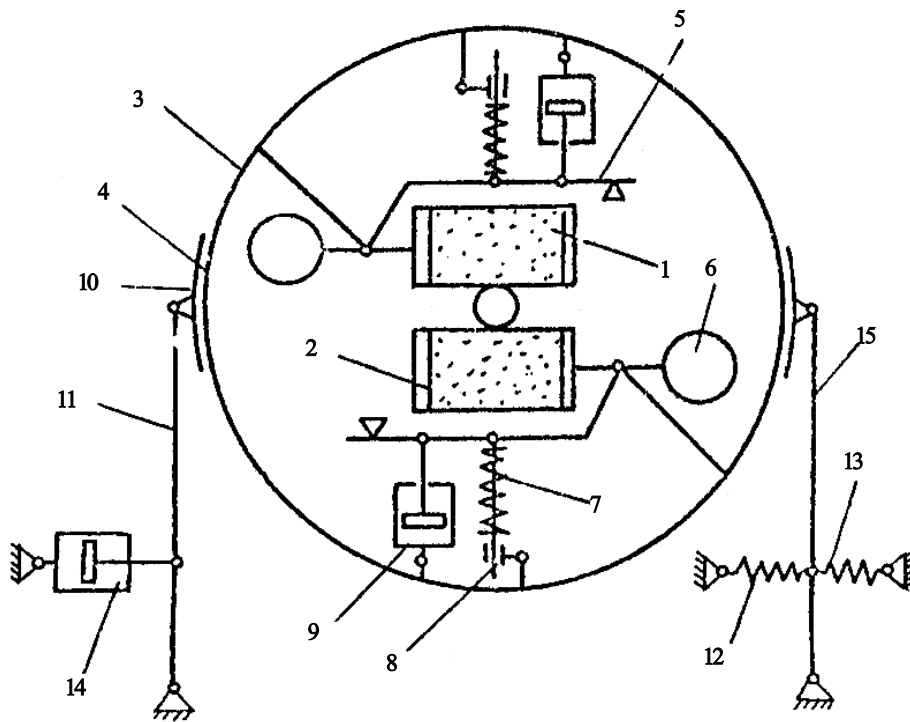
ჩარხის სტრუქტურული სქემა მოყვანილია ნახაზზე 8.

აღსანიშნავია ის, რომ აღნიშნული ჩარხი, როგორც ერთკოორდინატიანი კოპირების ჩარხების ფუნქციონალური განვითარება თავის სტრუქტურაში ახალ ელემენტებთან ერთად მოიცავს წინამორბედი როტორულ სახეხი ჩარხების სტრუქტურულ ელემენტებს.

ჩარხის მუშაობის დროს ზამბარებით 7, 12 და 13 სრულდება მოთვალთვალე მექანიზმების (ესება რთულპროფილიანი ნამზადის ფიგურულ, ერთის მხრივ, და მრუდწირულ, მეორეს მხრივ, კონტურებზე შესაგუებელ მოთვალთვალე მექანიზმებს) დაბრუნება საწყის მდგომარეობაში, ხოლო დემპფერებით 9 და 14 ხორციელდება აღძრული რხევების ჩაქრობა.



ნახ. 7. მაკრობირებელი-სახეხი მოწყობილობის სტრუქტურული სქემა



ნახ. 8. ორკოორდინატიანი კოპირების სახეხი ჩარხი

ხეხვის ტექნოლოგიური პროცესის მიმდინარეობის დროს რთულპროფილიანი დეტალის ფიგურულ კონტურზე შეგუება ჩარხში განხორციელებულია სახით, ერთის მხრივ, და ოთხგოლა მექანიზმის 10, 11, 15 ბარბაცაზე 10 დაყენებული როტორის 3 ქანაობით მხრეულებზე 11 და 15, მეორეს მხრივ, ამასთან აქაც, როგორც წინა განხილული ჩარხების მოთვალთვალე მექანიზმებში, სახეხი ცილინდრების ნამზადზე მიჭერის აუცილებელი ძალა უზრუნველყოფილია კუმშვის ზამბარების 7 და ცილინდრებში ჰაერის წნევის რეგულირებით.

ჩარხის კონსტრუქცია ითვალისწინებს, როგორც ორკოორდინატიან ასევე ერთკოორდინატიან რეჟიმებში მუშაობას.

აღწერილი მაკოპირებელი ჩარხების მწარმოებლურობისა და დამუშავების ხარისხის შემდგომი ამაღლების თვალსაზრისით ერთ-ერთ პრიორიტეტულ მიმართულებას წარმოადგენს აღნიშნული საჩარხო სისტემების აღჭურვა პნევმო და ჰიდროსისტემებით [9, 31-36].

აღნიშნულთან დაკავშირებით აღსანიშნავია პნევმატიკური მიმჭერი მექანიზმების მქონე მრავალშპინდელიანი და ერთკოორდინატიანი

კოპირების ჰიდრომექანიკური სისტემით აღჭურვილი როტორულ-სახეხი ჩარხები [30], რომელთა სტრუქტურული სქემების აღწერა მოცემულია წარმოდგენილი ნაშრომის შემდგომ თავებში.

1.1.2. მექანიზმების და მანქანების პროექტირებისა და დინამიკური კვლევის სამუშაოების მიმოხილვა

ამა თუ იმ დასახული თვისებების დამაკმაყოფილებელი მექანიზმებისა და საჩარხო 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 [37-42] და რ. ფრანკეს [43] ნაშრომებში.

ბრტყელი მექანიზმების სინთეზის საკითხებს და მრავალრგოლიან სახსროვანი მექანიზმების კვლევებს განიხილავენ თავის შრომებში ნ.ი. ლევიტსკი [44, 45] და ს.ა. ჩერკუდინოვი [46].

დ.ს. თავხელიძის, გ.ა. ჯაბუას და ო.ს. ეზიკაშვილის [47, 48] შრომები მიძღვნილია ბრტყელი მექანიზმების კვლევის საკითხებისადმი.

გ.პ. ბარანოვის ნაშრომები [49] მიძღვნილია წინასწარ დასახული პირობების მიხედვით მექანიზმების კვლევისა და პროექტირების საკითხებისადმი, აგრეთვე მრავალსაფეხურიანი კბილანური და რთული პლანეტარული მექანიზმების კინემატიკური კვლევებისადმი.

ს.ნ. კოჟენიკოვის წიგნში [50] 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. ხინკას შრომებში [51-53].

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 [54] 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 [55].

ვ.ლ. ბიდერმანის წიგნში [56] გადმოცემულია წრფივი და არაწრფივი მექანიკური სისტემების რხევების თეორიის საფუძვლები და მანქანათმშენებელი კონსტრუქციების დინამიკური გათვლისთვის საერთო მეთოდების გამოყენება.

მ.ფ. დიმენტბერგის ნაშრომში [57] 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 [58] 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 [59] ძირითადი ყურადღება ექცევა ჰიდრაულიკურ 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 [60]. სასახლვრო 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 [61] 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 [62] აღწერილია

წრფივი ალგებრული სისტემების ეგმ-ზე ამოხსნის თანამედროვე მეთოდები. ნაშრომები [63-65] მიძღვნილია მანქანებში დინამიკური პროცესების შესწავლისადმი.

დინამიკური პროცესების მოდელირების და კვლევის საკითხებისადმი მიძღვნილია პროფესორების დ.დ. თავხელიძისა და ვ.ნ. გოგილაშვილის ნაშრომები [66-69].

ამბრაგთა მექანიკურ სისტემებში, წარმოქმნილი დინამიკური მოვლენების კვლევათა განსაკუთრებულობის თვალსაზრისით, შესაძლოა მათი, სხვადასხვა მოვლენათა სახის კლასიფიცირება.

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 ენერჯის 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 ენერჯის 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 (კენტილატორი, 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 ენერჯიის შენახვის კანონისა, სისტემის კინეტიკური ენერჯიის ნამატი ტოლია მოქმედი ძალების ელემენტარული მუშაობისა

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

ან

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

დიფერენცირებისას ვიპოვიოთ

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

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

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

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

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

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 ენერჯიის შენახვის კანონის დიფერენციალური განტოლება მიიღებს სახეს:

$$J(\varphi) \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \frac{1}{2} \cdot \frac{d}{d\varphi} [d(\varphi)] \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 = M(\varphi, \omega, t) \dots \quad (3)$$

ეს განტოლება ანალოგიურია განტოლებისა (1) სადაც $J(\varphi) = const$ და $M(\varphi, \omega, t) = const$ მივიღებთ

$$J \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = M. \quad (4)$$

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

დრეკადი სისტემების დინამიკის ამოცანები მდგომარეობს თავისებოთა ცვლილებების განსაზღვრაში, რგოლების დინამიკური დატვირთვების მაქსიმალურ მნიშვნელობებში, პერიოდებსა და სისწირულ რხევებში და სისტემის რეზონანსული მდგომარეობის პირობებში. ისევე როგორც ხისტი სისტემებისა, მანქანათა რეალურ სქემებს ცვლიან დაყვანილებით. რიგ შემთხვევებში (შეყურსულ მასათა აშკარა გამოვლინებისას) დაყვანილი სქემა გამოისახება, ერთი ან რამდენიმე თავისუფლების ხარისხის მქონე სისტემის სახით. დაყვანილი მასები, ასევე დრეკადი რგოლების სიხისტეები და მოქმედი გარე ძალები (ასევე მოქმედი), შეიძლება იყვნენ 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 [65, 33, 35, 70-77].

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 [78, 79], 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 სამოდელირება მოწყობილობებით და გამომთვლელი მანქანებით.

არაწრფივ სისტემებში პროცესების მიახლოებითი კვლევისთვის ფართო გამოყენება ჰპოვეს ჰარმონიული გაწრფივების და მასთან

მონათესავე-მცირე პარამეტრების, ჰარმონიული ბალანსის და სხვა მეთოდებმა [73, 81-84].

არაწრფივი სისტემების მიახლოებითი გათვლის მეთოდები, განხილული ი.ა. ორურკის, ვ.ი. სტანკევიჩის, ი.ი. კრინეცკის და სხვათა შრომებში [81-84], 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, სხენებულები მეთოდები საშუალებას გვაძლევენ ვაწარმოთ სისტემის გაანგარიშებები, რომელიმე ერთი სისტემის დინამიკური თვისების მახასიათებელი კონკრეტული კრიტერიუმის დაკმაყოფილების პირობიდან.

სამოდელირებელი მოწყობილობების და ეგმ-ის გამოყენება დასაპროექტებელი სისტემების სქემებისა და პარამეტრების არჩევისათვის, დაფუძნებულია მრავალრიცხოვან მოსინჯვებზე შემუშავებული სქემების პარამეტრების სხვადასხვა შეთანწყობისას. რადგანაც სისტემაში შემავალი ელემენტების პარამეტრების შეთანწყობა ძალიან მრავალგვარია, ხოლო სისტემის სტრუქტურული სქემების რიცხვი ძალზე დიდია, ამიტომ ყველაზე მარტივი გადაწყვეტილების მოძებნა მოითხოვს დროის დიდი რაოდენობის დახარჯვას [84].

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.

ამ მახასიათებელთა გამოყენების საფუძველს წარმოადგენს ის გარემოება, რომ მახასიათებლების საკმაოდ ზუსტი დამთხვევას სისშირეთა მნიშვნელოვან არეში შეესაბამება ორიგინალების დამთხვევა [85, 86, 87].

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

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

$$F^\circ(p) = \frac{b_0 + b_1 p + b_2 p^3}{a_0 + a_1 p + a_2 p^3 + p^3}; \quad (5)$$

$$F^\circ(p) = \frac{b_0 + b_1 p}{a_0 + a_1 p + a_2 p^2} \quad (6)$$

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:

$$F(p, \sigma_j) = \frac{M(p) + \sum_{j=1}^s \sigma_j M_j(p)}{N(p) + \sum_{j=1}^s \sigma_j N_j(p)} = x(t) \quad (7)$$

და

$$F^\circ(p) = \frac{M^\circ(p)}{N^\circ(p)} = x^\circ(t), \quad (8)$$

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

პროცესების ინტეგრალური მიახლოება

$$(p, \sigma_j) \cong F^\circ(p). \quad (9)$$

გაშლილი სახით მიიღებს სახეს

$$M^\circ(p) \sum_{j=1}^n \sigma_j N_j(p) - N^\circ(p) \sum_{j=1}^n \sigma_j M_j(p) = N^\circ(p) M(p) M^\circ(p) N(p). \quad (10)$$

მიღებული (10) გამოსახულების თანახმად ჩაიწერება პირობითი განტოლებები $p = \delta$ აპროქსიმაციათა l კვანძებისათვის.

ნაშრომში [77] რეკომენდირებულია δ_ν სიხშირეთა განთავსება მოცემული გეომეტრიული პროგრესიის

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

თანახმად, რომლის მნიშვნელი $q = 2$.

შემდგომ პირობითი განტოლებები მრავლდება $\lambda_\nu(\delta_\nu)$ ნამრავლზე.

ამ ნამრავლების (წონითი კოეფიციენტების) განსაზღვრისათვის საჭირო თეორიული მიდგომები და მათემატიკური გამოსახულებები აგრეთვე მოყვანილია ნაშრომში [88].

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

ნაშრომებში [89-95] 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 [87]

$$\Phi_g = \int_0^{\tau_g} \varphi_g^2[\bar{x}_i(t); \bar{\varepsilon}(t)] dt, \quad (11)$$

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 [96] მდგრადობის პირობის შემოტანა რეალიზდება სასურველ პროცესებში შემოტანილი კომპლექსური z_m - დროის მასშტაბური კოეფიციენტის ვარიაციის მეშვეობით, მასთან დაკავშირებით შემავალ და გამომავალ კოორდინატებს განვიხილავთ სახით

$$\left. \begin{aligned} & \bar{x}_i \left(\frac{1}{z_m}, t \right) \\ & \bar{\varepsilon}_i \left(\frac{1}{z_m}, t \right) \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

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

არასტაციონარული სისტემების კვლევის საკითხებისადმი მიძღვნილ შრომებში [97-101] აღწერილია კვლევის ესა თუ ის შესაძლო მეთოდები.

პროფესორ თ.თ. მჭედლიშვილისა და მისი სხვადასხვა თანაავტორების ნაშრომებში [102-118] გადმოცემულია არაწრფივი სისტემების კვლევასთან დაკავშირებული საკითხები.

აკადემიკოს რ.შ. ადამიასა და პროფესორ ა.ი. ბეროშვილის ნაშრომები მიძღვნილია ამპრაგთა რთული სისტემების გაანგარიშებისა და კონსტრუირების საკითხებისადმი [119-121].

2. შედეგები და მათი განსჯა

2.1. ჰიდრო და პნევმომოწყობილობებით აღჭურვილი საჩარხო სისტემების სტრუქტურული სქემები

წინა თავში განხილული პნევმატიკური სახეხი იარაღებით აღჭურვილი საჩარხო სქემების ერთ-ერთ მნიშვნელოვან ნაკლს მიეკუთვნება ის, რომ მაკოპირებელი სისტემები მთლიანობაში აგებულია მექანიკური ელემენტების გამოყენებაზე, რაც განაპირობებს ძირითადი და დამხმარე მოძრაობათა მექანიზაციისა და ავტომატიზაციის ხარისხის დაბალ დონეს.

მიმჭერი ზამბარის არსებობასთან დაკავშირებულია (ნახ. 6) მოყვანილ სქემაში კოპირების პროცესში დამატებითი ცდომილების შემოტანა, რაც თავის მხრივ გამოწვეულია მიმჭერი ძალის ცვალებადობით საკმაოდ მნიშვნელოვან ზღვრებში. აღნიშნულთან დაკავშირებით შემუშავებული იყო ნახ. 9-ზე მოყვანილი პნევმატიკური მიმჭერი მოწყობილობით აღჭურვილი მაკოპირებელი ჩარხის სტრუქტურული სქემა.

მოყვანილ სქემაში ზამბარა 4-ის ნაცვლად სახეხი პნევმოცილინდრის მიჭერა დასამუშავებელ ზედაპირზე ხორციელდება პნევმოცილინდრით 4, რომლის დგუში იმყოფება გარკვეული წნევის ზემოქმედების ქვეშ.

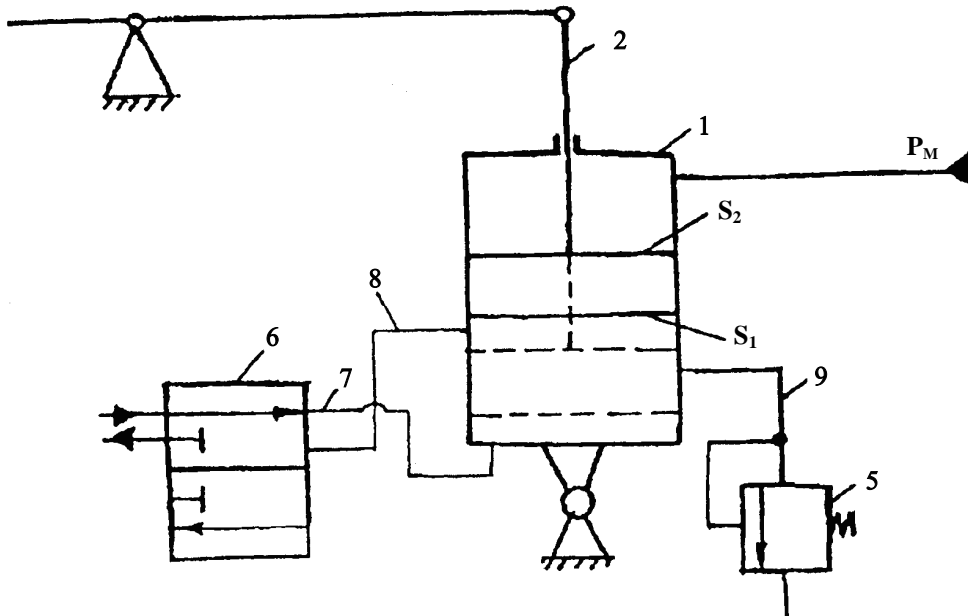
ნახ. 9 მოყვანილია შემუშავებული პნევმატიკური [122, 123, 124] მოწყობილობის სქემა, რომელიც ძალოვანი ჩაკეტვის ფუნქციასთან ერთად აგრეთვე ასრულებს დასამუშავებელ ნამზადებთან და კოპირებასთან მჭრელი იარაღებისა და მაკოპირებელი გორგოლაჭების აჩქარებული მიყვანისა და უკუსვლის ფუნქციებს.

ამ სქემაზე: 1 – პნევმატიკური ცილინდრი, 2 – პნევმოცილინდრის დგუშის ჭოკი, 6 – პნევმოგამანაწილებელი, 5 – გადასაშვები (დაწნევის) სარქველი, 7, 8 და 9 – პნევმოსაზები [123].

სისტემის მუშაობის ძირითადი ციკლები ხორციელდებიან შემდეგნაირად.

1. მჭრელი იარაღებისა და მაკოპირებელი გორგოლაჭების დასამუშავებელ ზედაპირებთან და კოპირებთან მიყვანის პროცესის

რეალიზაციისათვის გამანაწილებელი 6 იმყოფება ნახაზზე მოყვანილ მდებარეობაში. მოძრაობა იწყება დგუშის ნახაზზე წყვეტილი ხაზებით გამოსახული საწყის მდებარეობიდან და მისი მოძრაობა ხორციელდება შემდეგი ეტაპებით:



ნახ. 9. პნევმატიკური მიმჭერი მოწყობილობის პრინციპული სქემა

ა) ჰაერი მიწოდება არხით 7, არხი 9 გადაკეტილია, დგუში აჩქარებულად მოძრაობს ზევით;

ბ) იღება ჰაერის არხი 9, მუშაობაში ერთვება გადასაშვები სარქველი 5, იწყება შენელებული მოძრაობა;

გ) როგორც თუ არა მაკოპირებელი გორგოლაჭი მიეზღინება კოპირს დგუში ჩერდება და გორგოლაჭისა და კოპირის კონტაქტის წერტილში ქმნის გარკვეულ წნევას. ჰაერის ნამატები გადიან გადასაშვები სარქველის 5 გავლით ატმოსფეროში. მიჭერის ძალა განისაზღვრება დამოკიდებულებით

$$F_M = P_K^* S_2 - P_M S_2,$$

სადაც S_1 , P_K^* და S_2 , P_M – შესაბამისად დგუშების ეფექტური ფართობი და წნევები პნევმოცილინდრის უჭოკო და ჭოკიან არეებში, რომელთა მნიშვნელობები განისაზღვრებიან მიჭერის საჭირო პირობიდან.

II საიარაღო ხორთუმების დაშორება ნამზადებისა და კოპირების მიმართ.

გამანაწილებელი 6 აწეულია ზევით:

ა) ჰაერი 8 და 9 არხების გავლით გადის ატმოსფეროში და დგუში ახორციელებს აჩქარებულ მოძრაობის ქვევით;

ბ) ჰაერის არხი 8 გადაკეტილია, ჰაერის გასვლა ატმოსფეროში ხორციელდება 9 არხის და გადასაშვები სარქველის მეშვეობით, დგუშის მოძრაობა ნელდება;

გ) გადაიკეტება არხი 9, რის შედეგადაც ხორციელდება გაძლიერებული დამუხრუჭება ჰაერის ჩაკეტილი მოცულობით.

როგორც ეს იყო აღნიშნული ლიტერატურულ მიმოხილვაში მრგვალი კვეთის დაღუნული დეტალების ხეხვის პროცესის თვალთვალის სიჩქარეზე და შესაბამისად მწარმოებლურობაზე მნიშვნელოვან გავლენას ახდენენ მოთვალთვალე სისტემის მოძრავი ნაწილის მასა, ნამზადის მიწოდების სიჩქარე, როტორისა და სახეხი პნევმოცილინდრების ბრუნვათა სიხშირე, დაკავშირებული მათ გაბარიტებთან, მასებთან და დისბალანსებთან.

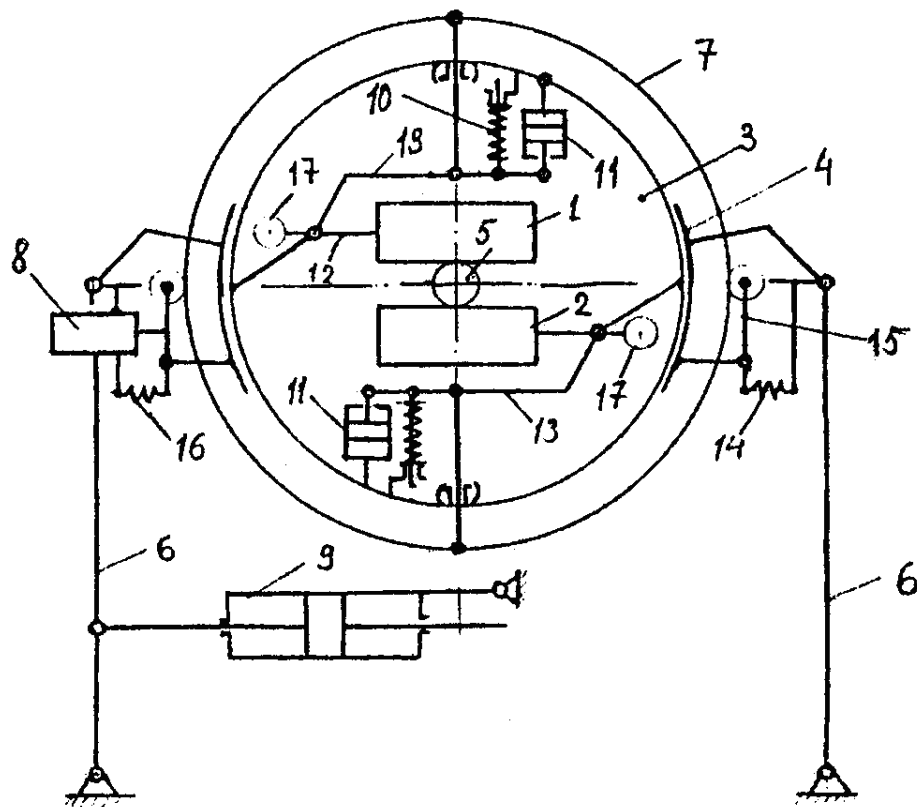
ჩატარებული გამოკვლევები გვიჩვენებენ, რომ მექანიკური მიმყოლი სისტემებით აღჭურვილი შემუშავებული როტორულ-სახეხი ჩარხები საშუალებას იძლევიან შეასრულონ დეტალების დამუშავება საჭირო მაჩვენებლებით მიწოდების რეჟიმებით 0,1 მ/წმ-მდის. ასეთი შეზღუდვები განპირობებულია მაღალი დინამიკური ძალური ზემოქმედებების გაჩენით ამაღლებულ სიჩქარით რეჟიმებზე მუშაობისას, რომლებიც თავის მხრივ განპირობებულია მოძრავი ელემენტების ინერციული მახასიათებლების არსებითი მნიშვნელობებით.

ზემოაღნიშნულიდან გამომდინარეობს მიმყოლი მექანიზმების ჯაჭვებში გაძლიერების ჰიდრაულიკური, ელექტროჰიდრაულიკური და ელექტრომექანიკური მოწყობილობების გამოყენების მიზანშეწონილობა. ამ მიმართულებით წინამორბედ თავში განხილული გაღუნული დეტალების დამამუშავებელი საჩარხო ხაზების ბაზაზე შემუშავებული იქნა ჰიდრაულიკური მიმყოლი ამძრავით აღჭურვილი მაკოპირებელი ჩარხი [123, 125].

უნდა აღინიშნოს, რომ ჩარხმშენებლობაში ჰიდროამძრავმა ჰპოვეს ფართო გამოყენება ავტომატურ ხაზებში და მაკოპირებელ ჩარხებში.

ჰიდროამძრავის გამოყენება განპირობებულია მისი შედარებით

მაღალი საიმედოობით საწარმოო პირობებში, მაღალი სწრაფქმედებით, შესანიშნავი კომპონირებადი თვისებებით, ხაზოვანი გადაადგილებების განხორციელების სიმარტივით, სიჩქარისა და ძალების რეგულირების ფართო დიაპაზონით და სიმარტივით, შემსრულებელი ორგანოების საჭირო მდებარეობაში გაჩერების შესაძლებლობის სიმარტივით, სტანდარტული ელემენტებისა და კვანძების ანაწყოების გამოყენებით, ჰიდრავლიკური ამძრავების და სისტემების კომპანიებისათვის საჭირო ლოგიკური სქემების განხორციელების სიმარტივით [31-35-123].



ნახ. 10. მაკოპირებელი ჩარხის კინემატიკური სქემა

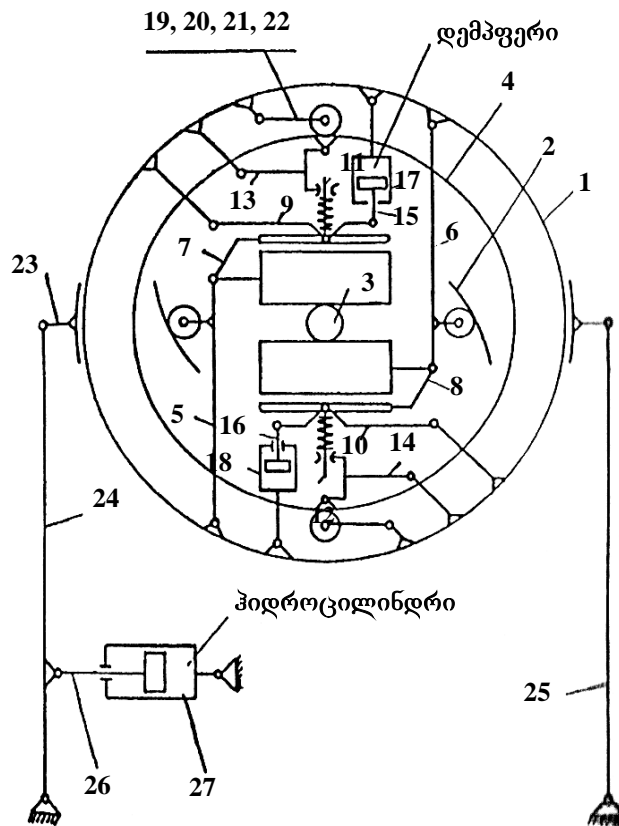
აღნიშნული ჩარხის ძირითადი სტრუქტურული (ნახ. 10) ელემენტებია: სახეხი პნევმოცილინდრები 1 და 2 ბარბაცა 4-ის საკისრებში მბრუნავი როტორი 3 როტორთან ერთად ქმნიან სახსრულ პარალელოგრამს: მიმყოლი (მოთვალთვალე) რგოლი 7 და ერთმანეთთან ზეთის საზებით ურთიერთდაკავშირებული მმართველი ოთხხერვლიანი მკვეთარას 8 და ძალოვანი ჰიდროცილინდრისაგან შემდგარი ჰიდრავლიკური მიმყოლი სისტემა.

სახეხი პნევმოცილინდრები მათ მხრეულებთან ერთად გაწონასწორებულნი არიან საპირწონებით 17. მმართველი მკვეთარა 8 დაყენებულია სახსროვანი პარალელოგრამის ბარბაცზე. სახეხი პნევმოცილინდრები სახსრულად არიან დამაგრებულნი ჩარხის როტორზე და დაზამბარებული არიან შეკუმშვის ზამბარებით 10. დემფერები 11 განპირობებული არიან დამუშავების პროცესში აღძრული რხევების ჩახშობისათვის. დეტალი 5-ის მრუდწირული კონტურის ხეხვა იწარმოებდა შემდგენაირად. როტორის ბრუნვისას ნამზადი 5 თავისი მრუდწირული კონტურით ზემოქმედებს სახეხ პნევმოცილინდრებზე, რომლებიც გადაადგილდებიან რა როტორის ღერძის მიმართ, გადაადგილებენ მხრეულებთან 12 და 13 სახსრულად დაკავშირებულს, 15 ბერკეტების და 14 და 16 ზამბარების მეშვეობით და დაზამბარებულ რგოლს 7. მიმყოლი რგოლის 7 გადაადგილება გადაეცემა ბერკეტებს 15 და შემდგომ მკვეთარას 8 საცეცხლე, რომელიც თავის მხრივ მართავს განსახილველი ჩარხის ნამზადის გაღუნული ღერძის მიმართ ჩარხის როტორის მიმყოლი მოძრაობების განმხორციელებელ ჰიდროცილინდრის 9 დგუშის გადაადგილებებს.

აღწერილი ჰიდროფიცირებული ჩარხის შემდგომი ფუნქციონალური და შესაბამისად სტრუქტურული სრულყოფის თვალსაზრისით ნაშრომში შემოთავაზებულია მრუდწირულ-ფასონური დეტალების ჰიდროფიცირებული როტორულ-სახეხი ჩარხი, რომლის სტრუქტურული სქემა მოყვანილია ნახ. 11 [128, 129].

ნახ. 11: 1 – საჩარხო როტორი, 2 – სახეხი პნევმოცილინდრების ღერძული გადაადგილებების მუშტა მექანიზმი, 5, 6 და სახეხი ცილინდრების მექანიზმის მხრეულები, 7, 8, 4 – სპეციალური რგოლი, რომელიც სახსრულად დაკიდულია ბერკეტული მექანიზმების მეშვეობით 13, 14, 19-22 ჩარხის როტორზე, 23 – მქნევარა, 24 და 25 – მქნევარები, რომლებზედაც სახსრულად დაკიდულია მქნევარა 23. რგოლი 4 ჰორიზონტალური მიმართულებით (23 მქნევარას სიბრტყის გასწვრივ) ზემოქმედებს ბერკეტული გადაცემის მეშვეობით მოთვალთვალე მკვეთარაზე, რომელიც დამაგრებულია მქნევარა 23-ზე. ეს მკვეთარების სისტემა ზეთსადენების მეშვეობით დაკავშირებულია ჰიდრაგლიკურ ცილინდრთან 27, რომელიც დგუშის კოჭით დაკავშირებულია მხრეულთან

24. დემპფერი 17 და 18 განკუთვნილია სახეხი ცილინდრების მექანიზმის რხევების ჩასახშობად.



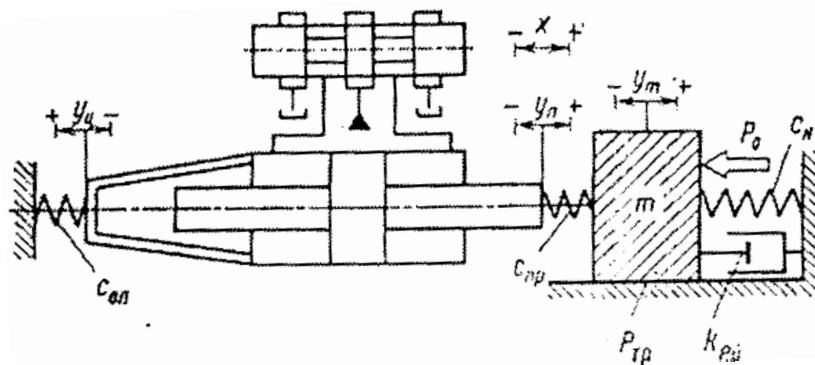
ნახ. 11. ჰიდრომთვალთვალე მექანიზმის სქემა ბრტყელმრუდწირულ ფასონური დეტალებისათვის

უნდა აღინიშნოს, რომ ნაშრომში [129] მოყვანილია ჩარხის მოდიფიცირებული სტრუქტურული სქემა. ამ სქემაზე მაკოპირებელი რგოლი 4 არ ასრულებს ბრუნვით მოძრაობებს, რითაც აღმოფხვრილია ამ რგოლის გაუწონასწორებლობით გამოწვეული ჰიდროსისტემის რხევითი მოძრაობები.

როგორც ზემოთ აღნიშნულია ჰიდროსისტემის ძირითად ელემენტებს წარმოადგენენ ჰიდრაულიკური მკვეთარა და ჰიდროცილინდრი. აღნიშნული სისტემის სტრუქტურული და ფუნქციონალური თავისებურებების ანალიზის თვალსაზრისით.

ნახ. 12 მოყვანილია დროსელური რეგულირების ჰიდროამპრავი, რომელიც მუშაობს მუდმივი წნევის წყაროდან, ე.ი. $p_{II} - p_H - p_{ca} = const$ [31, 99].

ნახ. 12-ზე არ არის ნაჩვენები კვების სისტემა, რადგან მის თავისებურებებს აქვს მნიშვნელოვანი ენერგეტიკული მახასიათებლების ანალიზის დროს. ასეთი ჰიდროამძრავის, კერძოდ, ჰიდროცილინდრის, მახასიათებლები განისაზღვრება როგორც ჰიდროგამანაწილებლის და ჰიდროამძრავის პარამეტრებით, აგრეთვე დატვირთვის სახით და საყრდენის და მილგაყვანილობის სიხისტის. ჰიდროძრავებზე მოქმედებენ სხვადასხვა ძალები. მათ შორის მნიშვნელოვანი ძალა $P_m = m \frac{dy^2}{dt^2}$, რომელიც გამოწვეული დატვირთვის მასის აჩქარებით. ბლანტი ხახუნით გამოწვეული ძალა $P_y = k_{py} \frac{dy}{dt}$; დატვირთვის სიხისტით გამოწვეული ძალა $P_c = c_n y$; კონტაქტური ხახუნის ძალა $P_{TP} = |P_{TP}| \operatorname{sgn} \frac{dy}{dt}$; მუდმივი ძალა P_0 .



ნახ. 12. დროულური რეგულირების ჰიდროამძრავი მოქმედი დატვირთვებით, არახისტი საყრდენებითა და გაყვანილობით

ძალები P_y და P_{TP} ყოველთვის მიმართულია ჭოკის მოძრაობის საწინააღმდეგოდ. ძალები P_c და P_0 შეიძლება მიმართული იყვნენ სხვადასხვა მიმართულებით, რაც განტოლებებში აღნიშნულია შესაბამისი ნიშნით. P_m ძალის ნიშანი დამოკიდებულია დატვირთვის მდგომარეობაზე.

ჰიდროამძრავის შერჩევისა და შეფასებისას ჩვეულებრივ განიხილება სამი სახის მახასიათებლები: სტატიკური (სარეგულირებელი), ენერგეტიკული და დინამიკური.

თუ დროსეღური მართვის ჰიდროამბრაჟი შეიცავს მკვეთარას ტიპის ოთხხვერელიან იდეალურ ჰიდროგამანაწილებელს და ორმხრივ ჭოკიან ჰიდროცილინდრს, თანატოლი დგუშის ეფექტური ფართით f_n მაშინ მისი სტატიკური მახასიათებლების განზოგადოებულ განტოლებას ექნება სახე [31, 34]:

$$v_y = \frac{\mu b x}{f_{\Pi}} \sqrt{\frac{P_{\Pi} - \operatorname{sgn} x \frac{P_y}{f_{\Pi}}}{\rho}} = x k_{v_x} \sqrt{1 - \operatorname{sgn} x \frac{P_y}{f_{\Pi}}}. \quad (13)$$

განტოლებაში (13) შეყვანილია ჩქაროსნული მახასიათებლის დახრილობის კოეფიციენტი:

$$k_{v_x} = \frac{\mu b}{f_{\Pi}} \sqrt{\frac{P_{\Pi}}{\rho}},$$

ეს დახრილობის კოეფიციენტი ახასიათებს დგუშის სიჩქარეს გამანაწილებლის მკვეთარას გადაადგილებასთან უქმი სვლის რეჟიმში.

განტოლება (13) შეიძლება აგრეთვე წარმოდგენილი იყოს განზომილების გარეშე სახით, რისთვისაც ის უნდა გავყოთ უქმი სვლის მაქსიმალურ სიჩქარეზე. თუ $P_y = 0$ $x = x_{\text{მაქ}}$, მაშინ

$$v_y = \bar{x} \sqrt{1 - \operatorname{sgn} \bar{x} \bar{P}_y}. \quad (14)$$

განზომილების გარეშე ძალა, რომელიც მოქმედებს ჭოკზე, უდრის:

$$\bar{P}_y = \frac{\bar{P}_y}{f_{\Pi} P_{\Pi}}.$$

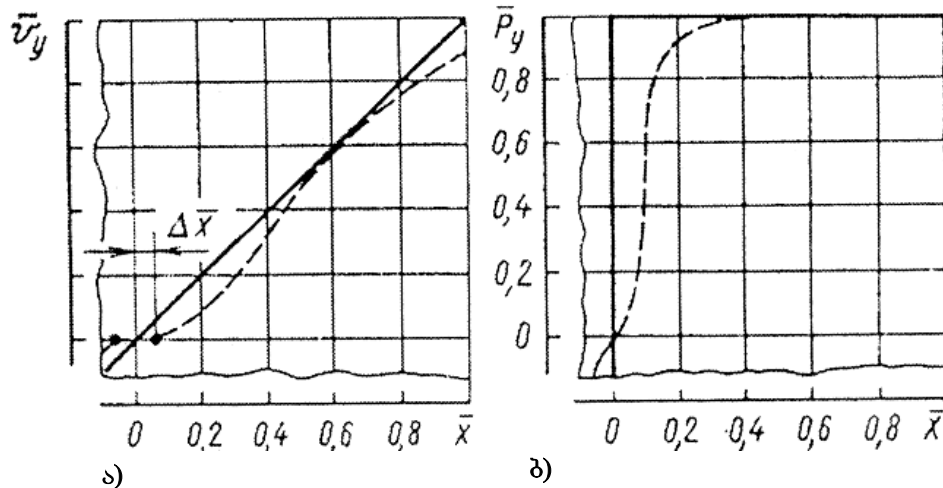
ამრიგად, მახასიათებლიდ გადახრა დამოკიდებულია ჰიდროცილინდრის ჭოკზე მოქმედი ძალის სიდიდეზე და ნიშანზე.

ეს დამოკიდებულება ანალოგიურია იდეალური მკვეთარიანი ოთხხვერელიანი დროსელირებადი ჰიდროგამანაწილებლის (ნახ. 13) განზოგადოებული სტატიკური მახასიათებლისა.

იდეალური ჰიდროამბრაჟის (ჰიდროგამანაწილებელი და ჰიდროცილინდრი ხახუნის გარეშე) ჩქაროსნული მახასიათებელი ნაჩვენებია (ნახ. 13, ა), უწყვეტი ხაზით. რეალურ ამბრაჟში (ნახ. 13, ა) წყვეტილი ხაზი კონტაქტური ხახუნის და მკვეთარას და გამანაწილებლის მასრას შორის არსებული დრეჩოს გამო ჩქაროსნული მახასიათებელს აქვს მდორე მრუდის სახე. ეს მრუდი იწყება არა კოორდინატთა

საწყისი წერტილიდან არამეს აბსცისის ღერძზე მდებარე წერტილიდან. სიდიდე $\Delta \bar{x}$ განსაზღვრავს რეალური ჰიდროამპრავის ჩქაროსნული მახასიათებლის არამგრძნობელობის ზონას. ფორმულაში (14) სიჩქარე \bar{v}_y გავუტოლოთ ნულს, მაშინ მივიღებთ იდეალური ჰიდროამპრავის ძალოვანი მახასიათებლის განტოლებას

$$\operatorname{sgn} \bar{x} \bar{P}_y = 1.$$



ნახ. 13. მუდმივი წნევის კვების წყაროდან მომუშავე დროსეულური რეგულირების ჰიდროამპრავის სტატიკური მახასიათებლები

იდეალური და რეალური ჰიდროამპრავების ძალოვანი მახასიათებლები (შესაბამისად უწყვეტი და წყვეტილი ხაზები) ნაჩვენებია (ნახ. 13, ა, ბ). ძალოვანი მახასიათებლის დახრილობა განპირობებულია ვარდნილი მახასიათებლის სახით ე.ი. მკვეთარას და მასრას შორის ღრეჩოს სიდიდით. ზოგ შემთხვევაში სიჩქარის პროპორციული მართვის ჰიდროამპრავებში გამოიყენება ერთკოჭიანი ჰიდროცილინდრები.

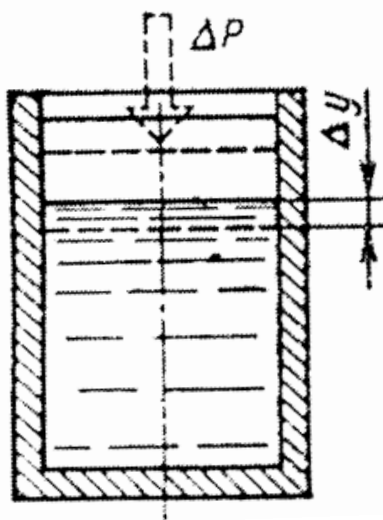
ჰიდროამპრავის დინამიკა უნდა განხილული იქნას მუშა სითხის კუმშვადობის გათვალისწინებით. კუმშვადობას განაპირობებს სითხეში არგახსნილი აირები. მუშა სითხის კუმშვადობას განაპირობებს ჰიდრაულიკური სიხისტე.

განვიხილოთ მარტივი ჰიდროცილინდრის სქემა (ნახ. 14).

ჰიდროცილინდრი შეიცავს აბსოლუტურად ხის კედლიან ცილინდრს და მჭიდროდ მორგებულ დგუშს. მათ მიერ შემოსაზღვრული მოცულობა

შეესებულება კუმშვადი სითხით. თუ ღეუშის ფართობი f , იმოქმედებს ძალა ΔP , მაშინ სითხის და აირის დრეკადობის გამო ღეუში გადაადგილდება სიდიდით Δy . მოცულობითი დრეკადობის მოდული განისაზღვრება

$$E = \frac{V\Delta P}{\Delta V}.$$



ნახ. 14. მარტივი ჰიდროცილინდრის სქემა

ამ შემთხვევაში $\Delta p = \frac{\Delta P}{f_{\Pi}}$ და $\Delta V = f_{\Pi} \Delta y$

მაშინ $E = \frac{V\Delta P}{f_{\Pi}^2 \Delta y}$ ან $\frac{\Delta P}{\Delta y} = \frac{E f_{\Pi}^2}{V}$.

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

$$C_3^1 = \frac{E f_{\Pi}^2}{V}. \quad (15)$$

განვიხილოთ ორმხრივ ჭოკიანი ჰიდროცილინდრი, რომელიც მიერთებულია (ნახ. 15) ოთხხერტიანი რეალურ დროსელირებად ჰიდროგამანაწილებელთან, რომლის მკვეთარა იმყოფება ნეიტრალურ მდგომარეობაში. თუ ღერძული გადახურვები და ყველა ოთხი სარკმლის

სივანე ერთნაირია, მაშინ ჰიდროცილინდრის მუშა არეში წნევა P_0 ტოლია და უდრის მიახლოებით კვების წნევის ნახევარს. ამიტომ სითხე იმყოფება შეკუმშულ მდგომარეობაში.

ჰიდროცილინდრის მარცხენა მუშა კამერის სიხისტე ფორმულის

$$(15) \text{ საფუძველზე უდრის } C_{31} = \frac{E f_{\Pi}^2}{V_1}, \text{ მარჯვენა მუშა კამერის სიხისტე კი}$$

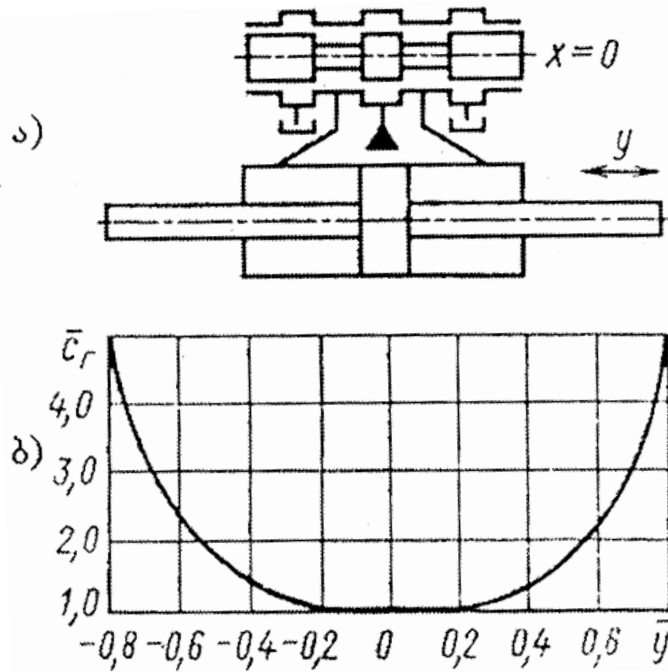
$$- C_{32} = \frac{E f_{\Pi}^2}{V_2}.$$

ორმხრივკოჭიანი ჰიდროცილინდრის ჯამური ჰიდრავლიკური სიხისტე იქნება მარცხენა და მარჯვენა კამერის ჰიდრავლიკური სიხისტის ჯამის ტოლი

$$C_3 = C_{31} + C_{32} = \frac{E f_{\Pi}^2}{V_1} + \frac{E f_{\Pi}^2}{V_2} = E f_{\Pi}^2 \left(\frac{1}{V_1} + \frac{1}{V_2} \right).$$

თუ გავითვალისწინებთ, რომ ყოველი მუშა კამერის მოცულობა შესაბამისად უდრის

$$V_1 = (y_{\text{მსკ}} - y) f_{\Pi}; \quad V_2 = (y_{\text{მსკ}} - y) f_{\Pi}.$$



ნახ. 15. ა) ორმხრივკოჭიანი და რეალური მკვეთარა გამანაწილებლიანი ჰიდროცილინდრი;
ბ) ჰიდროცილინდრის უგანზომილებო ჰიდრავლიკური სიხისტის დამოკიდებულება დგუშის უგანზომილებო გადაადგილებასთან

ჰიდროცილინდრის ჯამური სიხისტის ფორმულა მიიღებს სახეს:

$$C_3 = Ef_{\Pi}^2 \left[\frac{1}{(y_{\text{მავს}} - y)f_{\Pi}} + \frac{1}{(y_{\text{მავს}} + y)f_{\Pi}} \right]. \quad (16)$$

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

ამ შემთხვევაში

$$V_1 = V_2 = C_0 = f_n y_{\text{მავს}}.$$

ამიტომ ფორმულა, რომელიც გვაძლევს ჰიდროცილინდრის უმცირესი ჰიდრაულიკური სიხისტის სიდიდეს, მიიღებს სახეს

$$C_3 = \frac{2Ef_{\Pi}^2}{V_0}. \quad (17)$$

ორმხრივჭოკიანი დგუშის მდებარეობის ჰიდროცილინდრის სიხისტეზე გავლენის ანალიზისათვის მოხერხებულია უგანზომილო ჰიდრაულიკური სიხისტის ცნების გამოყენება. ეს უგანზომილო სიდიდე მიიღება (16) გაყოფით (17)-ზე:

$$\bar{C}_3 = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{1+y} + \frac{1}{1-y} \right). \quad (18)$$

ჰიდროცილინდრის უგანზომილებო ჰიდრაულიკური სიხისტის დამოკიდებულება დგუშის უგანზომილებო გადაადგილებისაგან მოცემულია (ნახ. 15, ბ).

დგუშის ნეიტრალური მდგომარეობიდან მცირე გადაადგილების შემთხვევაში სიხისტე იცვლება უმნიშვნელოდ. შემსრულებელ ჰიდროსახების მოცულობების მიერთება აფართოებს ასეთ არეს.

ჰიდროამძრავის მუშაობაზე გავლენას ახდენს ძალები, რომლებიც მოქმედებენ მართვის ობიექტზე, ამძრავის სიხისტეზე და საყრდენების სიხისტეზე (ნახ. 12).

რეალურ სისტემებში ეს ძალები შეიძლება მოქმედებდნენ ჭოკზე ცალ-ცალკე, ყველა ერთად და ნებისმიერი შეთანწყობით. ამრიგად,

ჰიდროცილინდრის ჭოკზე მოქმედი ჯამური ძალა შეიძლება წარმოდგენილი იყოს, როგორც ძირითადი დატვირთვის ძალების ჯამი:

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

ან

$$P_y = m \frac{d^2 y}{dt^2} + k_{py} \frac{dy}{dt} + c_H y + |P_{TP}| \operatorname{sgn} \frac{dy}{dt} + P_0. \quad (19)$$

ჰიდროამძრავის ხარჯების განტოლება (ნახ. 12) შეიძლება ჩავწეროთ ასეთი სახით (თუ $C_{0II} \rightarrow$ და $C_{IIp} \rightarrow 0$)

$$\mu b x \sqrt{\frac{p_H - \operatorname{sgn} x p}{\rho}} = f \frac{dy}{dt} + \frac{V dp}{2 E dt}. \quad (20)$$

განტოლების მარჯვენა მხარის პირველი წევრი განსაზღვრავს ხარჯს, რომელიც საჭიროა დგუშის გადასაადგილებლად, მეორე წევრი განსაზღვრავს დეფორმაციულ ხარჯს, რაც განპირობებულია სითხის კუმშვადობით.

წნევების განტოლება განისაზღვრება დგუშზე მოდებული დატვირთვით და მისი ეფექტური ფართობით

$$P = \frac{P_y}{f_{II}}. \quad (21)$$

განტოლებების (19), (20) და (21) ერთობლივი გაანგარიშება (17) ფორმულის გათვალისწინებით

$$\frac{\mu b}{f_{II}} \sqrt{\frac{p_{II}}{f_{II}}} = k_{lx} \quad \text{და} \quad \frac{k_{pQ}}{f_{II}} = k_{pv}.$$

გვაძლევს საშუალებას მივიღოთ დროსეღური რეგულირების იდეალური ჰიდროამძრავის დინამიკის ზოგადი განტოლება

$$x k_{lx} c_{\beta} \sqrt{1 - \operatorname{sgn} x \frac{1}{f_{II} p_{II}} \cdot \left(m \frac{d^2 y}{dt^2} + k_{py} \frac{dy}{dt} + c_H y + |P_{TP}| \operatorname{sgn} x \frac{dy}{dt} + P_0 \right)} = -m \frac{d^3 y}{dt^3} + k_{pv} \frac{d^2 y}{dt^2} + (C_{\beta} + C_H) \frac{dy}{dt} + \frac{d}{dt} \left(|P_{TP}| \operatorname{sgn} x \frac{dy}{dt} \right) + P_0. \quad (22)$$

2.2. საკოპირე-სახეხი ჩარხის მიმყოლი მექანიზმის დინამიკის მოდელირება

განხილული მოთვალთვალე სისტემის დინამიკის მათემატიკური მოდელის ასაგებად პირველ რიგში განვიხილავთ ჩარხის მუშა ორგანოების ფარდობითი მოძრაობების კინემატიკას მაკოპირებელი მოძრაობების რეალიზაციის პროცესში [125, 127, 128]. ამასთან დაკავშირებით (ნახ. 12)-ზე წარმოდგენილია პნევმოცილინდრების ფარდობითი მოძრაობების კინემატიკის სქემა, სიბრტყეში, რომელიც პერპენდიკულარულია ნამზადის დერძული გადაადგილების ვექტორისა.

ნახ. 16: 1 – დასამუშავებელი ნამზადი, 2 – სახეხი პნევმოცილინდრი; 3 – მოთვალთვალე რგოლი; O_p და O_k – ნამზადისა და როტორის დერძების მიმდინარე მდებარეობები, რომლებიც ხასიათდება შესაბამისად X_p და X_k კოორდინატებით, უძრავ საკოორდინატო სისტემაში $O_0x_0y_0z_0$, O_k – რგოლის დერძის მიმდინარე მდებარეობა 3; φ – როტორის ბრუნვითი მოძრაობის კუთხური კოორდინატი; α – როტორის დამჭერი მხრეულის მოქანავე მოძრაობის კუთხური კოორდინატი; 4 – მხრეული, რომელიც კინემატიკურად არის დაკავშირებული პნევმოცილინდრების რადიალურ გადაადგილებასთან (მხრეულები 7 და 8 ნახ. 1); 5 – ზამბარა, რომელიც დაყენებულია პნევმოცილინდრებსა და მოთვალთვალე რგოლს შორის კინემატიკურ ჯაჭვში.

მიმდინარე გადაადგილება პნევმოცილინდრის ნამზადთან კონტაქტის წერტილისა y' დერძის მიმართულებით კოორდინატა სისტემის მიმართ გამოისახება დამოკიდებულებით

$$y_k = x_k |\sin \varphi| + r_3, \quad (23)$$

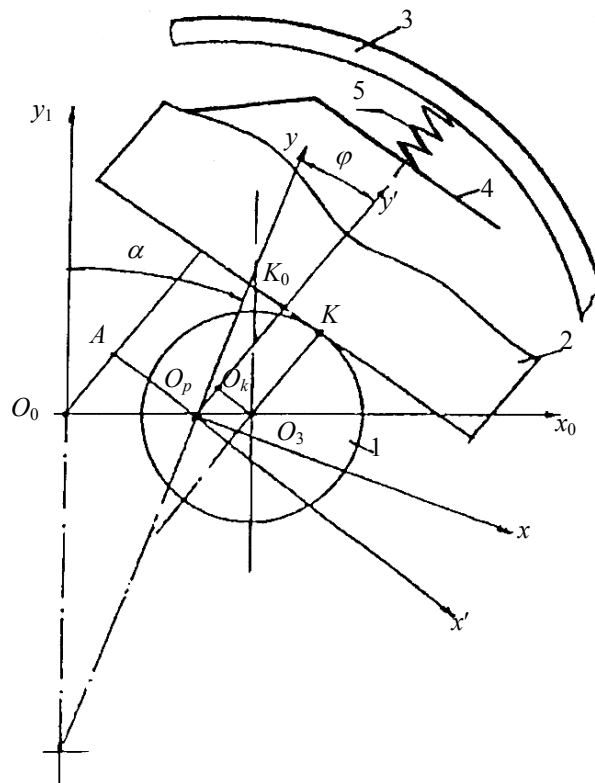
სადაც x_k – K წერტილის კოორდინატაა, ხოლო r_3 – ნამზადის კვეთის რადიუსი.

პნევმოცილინდრების ბრუნვის ცენტრების მდებარეობა გამოისახება შემდეგნაირად [2; 3]

$$y_{u1} = x_{s1} |\sin \varphi| - x_p |\sin \varphi| + (R - \delta_1) \cos \gamma_1 + r_{s1}(x_{k1}); \quad (24)$$

$$y_{u2} = x_{s2} |\sin \varphi| - x_p |\sin \varphi| - (R - \delta_2) \cos \gamma_2 - r_{s2}(x_{k2}), \quad (25)$$

სადაც δ_1 და δ_2 – შესაბამისად არის პირველი და მეორე პნევმოცილინდრების მიმდინარე დეფორმაციები; γ_1 და γ_2 მხრების დახრის კუთხეები პირველი და მეორე პრევმოცილინდრების K_1 და K_2 კონტაქტის წერტილებში; x_{31} და x_{32} – ნამზადის დერძის კოორდინატები K_1 და K_2 კონტაქტის წერტილებში; y_{u1} და y_{u2} – პნევმოცილინდრების ბრუნვის ცენტრების კოორდინატები; R – პნევმოცილინდრის დიამეტრი.



ნახ. 16. ფარდობით მოძრაობათა კინემატიკის სქემა

აქ x_{31} და x_{32} არის ფუნქციები

$$x_{31} = f(x_k) \text{ და } x_{32} = f(x_k)$$

და თავისთავად $r(x_k)$ – განისაზღვრება ნამზადის კვეთის რადიუსი, რომელიც მრუდწირულ-ფასონური ზედაპირების შემთხვევაში არის ცვლად ურთიერთკავშირში კონტაქტის წერტილების K_1 და K_2 დერძულ მდებარეობებთან

თანახმად (24) და (25)

$$\delta_1 \cos \gamma_1 = (x_{31} - x_p) |\sin \varphi| + R \cos \gamma_1 + r_3(x_{k1}) - y_{u1}; \quad (26)$$

$$-\delta_1 \cos \gamma_2 = (x_{32} - x_p) |\sin \varphi| - R \cos \gamma_2 + r_3(x_{k2}) - y_{u2}. \quad (27)$$

უკანასკნელიდან

$$\delta_1 = \frac{1}{\cos \gamma_1} [(x_{31} - x_p) |\sin \varphi| - y_{u1} + R \cos \gamma_1 + r_3(x_{k1})]; \quad (28)$$

$$\delta_2 = \frac{1}{\cos \gamma_2} [-(x_{32} - x_p) |\sin \varphi| + y_{u2} + R \cos \gamma_2 + r_3(x_{k2})]; \quad (29)$$

$$\Pi_\delta = \Pi_{\delta_1} + \Pi_{\delta_2} = \frac{1}{2} C_\delta \delta_1^2 + \frac{1}{2} C_\delta \delta_2^2; \quad (30)$$

$$\frac{\partial \Pi_{\delta_1}}{\partial y_{u1}} = -\frac{C_\delta}{(\cos \gamma_1)^2} [(x_{31} - x_p) |\sin \varphi| + R \cos \gamma_1 + r_3(x_{k1}) - y_{u1}]; \quad (31)$$

$$\frac{\partial \Pi_{\delta_2}}{\partial y_{u2}} = \frac{C_\delta}{(\cos \gamma_2)^2} [-(x_{32} - x_p) |\sin \varphi| + R \cos \gamma_2 + r_3(x_{k2}) + y_{u2}]; \quad (32)$$

$$\frac{\partial \Pi_{\delta_1}}{\partial x_p} = \frac{C_\delta}{(\cos \gamma_1)^2} [(x_{31} - x_p) |\sin \varphi| + R \cos \gamma_1 + r_3(x_{k1}) - y_{u1}] [-|\sin \varphi|]; \quad (33)$$

$$\frac{\partial \Pi_{\delta_2}}{\partial x_p} = \frac{C_\delta}{(\cos \gamma_2)^2} [-(x_{32} - x_p) |\sin \varphi| + R \cos \gamma_2 + r_3(x_{k2}) - y_{u2}] |\sin \varphi|; \quad (34)$$

$$\Pi_{c11} = \frac{1}{2} C_1 (y_{u1} - y_k)^2; \quad (35)$$

$$\Pi_{c12} = \frac{1}{2} C_1 (y_{u2} - y_k)^2; \quad (36)$$

$$\Pi_{c2} = \frac{1}{2} C_1 (y_k |\sin \varphi| - x_p)^2; \quad (37)$$

$$\frac{\partial \Pi_{c2}}{\partial x_p} = C_2 (y_k |\sin \varphi| - x_p) |\sin \varphi|; \quad (38)$$

$$\frac{\partial \Pi_{c2}}{\partial x_p} = -C_2 (y_k |\sin \varphi| - x_p) |\sin \varphi|; \quad (39)$$

$$\frac{\partial \Pi_{c11}}{\partial y_{u1}} = C_1 (y_{u1} - y_k); \quad (40)$$

$$\frac{\partial \Pi_{c12}}{\partial y_{u2}} = C_1 (y_{u2} - y_k); \quad (41)$$

$$\frac{\partial \Pi_{c11}}{\partial y_k} = -C_1 (y_{u1} - y_k); \quad (42)$$

$$\frac{\partial \Pi_{c12}}{\partial y_k} = -C_1(y_{u3} - y_k), \quad (43)$$

სადაც C_δ – პნევმოცილინდრების სიხისტე, C_1 – ზამბარების სიხისტე, რომლებიც დაყენებულია მოთვალთვალე რგოლსა და პნევმოცილინდრების მხრეულებს შორის; C_2 – ზამბარების სიხისტე, რომლებიც მოთავსებულია ჰიდრაულიკური გამანაწილებლის მკვეთარასა და მოთვალთვალე რგოლს შორის; $\Pi_{\delta 1}$, $\Pi_{\delta 2}$, Π_{c11} , Π_{c12} და Π_{c2} – პოტენციური ენერჯიის შემდგენები, განსაზღვრული შესაბამისი დრეკადი ელემენტებით.

ლაგრანჟის მეორე გვარის განტოლების მეშვეობით, ზოგადი ფორმით რგოლის დინამიკის განტოლება (ზემოქმედ მოწყობილობებთან ერთად) დაიწერება ასე:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_\kappa}{\partial \dot{y}_\kappa} \right) - \frac{\partial T_\kappa}{\partial y_\kappa} = - \frac{\partial \Pi}{\partial y_\kappa} - \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{y}_\kappa} + Q_1 + Q_2; \quad (44)$$

$$T_\kappa = \frac{1}{2} m_p (\dot{x}_p)^2 + \frac{1}{2} m_\kappa (\dot{y}_\kappa)^2 + \frac{1}{2} m_{u1} (\dot{y}_{u1})^2 + \frac{1}{2} m_{u2} (\dot{y}_{u2})^2, \quad (45)$$

$$\Phi_\kappa = \frac{1}{2} b_\kappa \left[\frac{d}{dt} (x_p |\sin \phi| - y_\kappa) \right]^2 + \frac{1}{2} b_{u1} (\dot{y}_{u1} - \dot{y}_\kappa)^2 + \frac{1}{2} m_{u2} (\dot{y}_{u2} - \dot{y}_\kappa)^2. \quad (46)$$

T_κ , Π_κ და Φ_κ – შესაბამისად კინეტიკური და პოტენციური ენერჯია და ანალიზებადი სისტემის დისიპატიური ფუნქცია.

აქ

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_\kappa}{\partial \dot{y}_\kappa} \right) - \frac{\partial T_\kappa}{\partial y_\kappa} = - \frac{\partial \Pi_\kappa}{\partial y_\kappa} - \frac{\partial \Phi_\kappa}{\partial \dot{y}_\kappa}; \quad (47)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_\kappa}{\partial \dot{y}_\kappa} \right) - \frac{\partial T_\kappa}{\partial y_{u1}} = - \frac{\partial \Pi_\kappa}{\partial y_{u1}} - \frac{\partial \Phi_\kappa}{\partial \dot{y}_{u1}} + Q_{p1}; \quad (48)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_\kappa}{\partial \dot{y}_{u2}} \right) - \frac{\partial T_\kappa}{\partial y_{u2}} = - \frac{\partial \Pi_\kappa}{\partial y_{u2}} - \frac{\partial \Phi_\kappa}{\partial \dot{y}_{u2}} + Q_{p2}, \quad (49)$$

ხოლო განზოგადოებული ძალების გამოსახულება:

$$Q_{p1} = f_p C_\delta \delta_1 \sin \gamma_1 |\sin \phi|; \quad (50)$$

$$Q_{p2} = f_p C_\delta \delta_1 \sin \gamma_2 |\sin \phi|, \quad (51)$$

$$\gamma_1 = \arctg\left(\frac{\partial f_{31}}{\partial z_k} |\sin \phi|\right),$$

$$\gamma_2 = \arctg\left(\frac{\partial f_{32}}{\partial z_k} |\sin \phi|\right),$$

სადაც f_{31} და f_{32} – პროფილური მრუდების პირობითი აღნიშვნები კონტაქტური წერტილების K_1 და K_2 ფარგლებში; z_k – ნამზადის მოძრაობის გრძივი კოორდინატი; f_p – ჭრის ძალის კოეფიციენტი.

განხილული მაკოპირებელი ჩარხის ჰიდრომექანიკური სისტემის სრული მათემატიკური მოდელის მისაღებად, სამუშაოში მიღებული კანონზომიერებები უნდა იყოს დამატებული მათემატიკური დამოკიდებულებებით, რომლებიც წარმოადგენენ საფუძველს საკვლევი სისტემის ჰიდრავლიკური ნაწილის დინამიკის აღსაწერად.

ჩატარებული გამოკვლევების საფუძველზე, რომლებიც დაკავშირებულია ჩარხის მუშა ორგანოების ფორმის შემქმნელი ფარდობითი მოძრაობების კინემატიკურ ანალიზთან, გამოვლენილია საწყისი მათემატიკური დამოკიდებულებები, რომლებიც წარმოადგენენ განსაზღვრულ საფუძველს დიფერენციალური განტოლებების სისტემას გაშლილი გამოსახულებების მიღებისათვის, რომლებიც აღწერენ მაკოპირებელი ჩარხის მოთვალთვალე სისტემის დინამიკას.

შეგვიძლია გადავიდეთ (47)-(49) განტოლებების გაშლილ ფორმაზე, რომელიც გამოისახება შემდეგი სისტემით:

$$m_{u1}\ddot{y}_{u1} + b_{u1}(\dot{y}_k - \dot{y}_{u1}) + C_\delta \frac{1}{\cos^2 \gamma_1} [(x_{31} - x_p) |\sin \phi| + R \cos \gamma_1 + r(x_{k1}) - y_{u1}] + C_{11}(y_{u1} - y_k) = Q_{p1}; \quad (52)$$

$$m_{u2}\ddot{y}_{u2} + b_{u2}(\dot{y}_{u2} - \dot{y}_k) + C_\delta \frac{1}{\cos^2 \gamma_2} [(x_{32} - x_p) |\sin \phi| + R \cos \gamma_2 + r(x_{k2}) - y_{u2}] + C_{12}(y_{u2} - y_k) = Q_{p2}; \quad (53)$$

$$m_k \ddot{y}_k + b_{u1}(\dot{y}_k - \dot{y}_{u1}) + b_{u2}(\dot{y}_k - \dot{y}_{u2}) + C_{11}(y_k - y_{u1}) + C_{12}(y_k - y_{u2}) + C_2(y_k |\sin \phi| - x_p) |\sin \phi| = 0. \quad (54)$$

ამ განტოლებებში m_{u1} , m_{u2} – მასები, რომლებიც განსაზღვრულია სახეხი პნევმოცილინდრების მასებით და მათზე დაყვანილი ერთობლივად გადაადგილებადი მექანიკური რგოლების მასებით.

გამოსაკვლევი მოთვალთვალე ამპრავის ჰიდრავლიკური ნაწილის დინამიკის განტოლებები [11, 30, 33] სამუშაოების თანახმად შეიძლება დაიწეროს შემდეგნაირად:

$$\frac{d}{dt}F_{zy} + k_{\omega c}\dot{x} = k_{\omega c}k_{v1}\sqrt{1 - \frac{1}{p_n F}(F_{zy} + B_2\ddot{x} + B_1\dot{x})\text{sign}\varepsilon \cdot \varepsilon}, \quad (55)$$

სადაც p_n – სითხის წნევა, რომელიც მოყვანილია მმართველი ოთხღარიან მკვეთარასთან, $k_{\omega c}$ და k_{v1} – შესაბამისად, სისხტის კოეფიციენტები და ჰიდრავლიკური სისტემის დაყვანილი გაძლიერების კოეფიციენტი სიჩქარის მიხედვით; B_1 – კოეფიციენტი, რომელიც აღრიცხავს ბლანტი ხახუნის დანაკარგს ზეთსადენებში, რომლებიც აერთებს მკვეთარულ გამანაწილებელს ჰიდროცილინდრთან; B_2 – კოეფიციენტი, რომელიც აღრიცხავს დანაკარგს ინერციის ძალიდან, გამოწვეულს ამ ზეთსადენებში მოთავსებული სითხისაგან; x – ჰიდროცილინდრის დგუშის გადაადგილების კოორდინატი; F_{zy} – ჰიდროცილინდრის კოჭზე მოდებული ძალა.

თავის მხრივ:

$$F_{zy} = k_r \left(m_p \ddot{x}_p + b_p \dot{x}_p + \frac{\partial \Pi_{\Sigma c}}{\partial x_p} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{x}_p} + Q_{mpx} \right) + F_{mpx} \text{sign} \dot{x}_p, \quad (56)$$

სადაც k_r – როტორის ღერძზე და ძალური პნეუმოცილინდრზე მოდებული ძალების დაყვანის კოეფიციენტი:

$$Q_{mpx} = f_{mp} C_{\delta} (\delta_1 + \delta_2) |\cos \phi| \text{sign} \dot{x}_p; \quad (57)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Pi_{\Sigma c}}{\partial x_p} &= 2C_1 \sin^2 \phi x_p - 2C_1 |\sin \phi| y_k + 2C_2 \sin^4 \phi x_p - \\ &- 2C_2 \sin^2 \phi |\sin \phi| y_k = 2(C_1 \sin^2 \phi + C_2 \sin^4 \phi) x_p - \\ &- 2(C_1 |\sin \phi| + C_2 \sin^2 \phi |\sin \phi|) y_k, \end{aligned} \quad (58)$$

f_{mp} – მშრალი ხახუნის ძალის კოეფიციენტი; m_p – ჩარხის როტორის ღერძზე დაყვანილი გადაადგილებადი ნაწილების მასა; b_p – დემპფირების კოეფიციენტი; F_{mpx} – ხახუნის ძალა ჰიდროცილინდრში და ჩარხის მექანიზმებში, დაყვანილი x_p კოორდინატზე; Φ – დისიპაციური ფუნქცია.

გაშლილი ფორმით გვექნება:

$$\begin{aligned}
 & k_z(m_p\ddot{x} + b_p\dot{x}_p) + \frac{k_{\omega c}}{k_z}\dot{x}_p + k_z\left(\frac{\partial\Pi_{\delta_1}}{\partial x_p} + \frac{\partial\Pi_{\delta_2}}{\partial x_p}\right) + k_z b_p\dot{x}_p + \frac{\partial\Pi_{c_2}}{\partial x_p} = \\
 & = k_{\omega c}k_{v1}\sqrt{1 - \frac{1}{p_n F}(F_{z_u} + B_2\ddot{x} + B_1\dot{x})\text{sign}(y_\kappa - x_p|\sin\varphi|\sin\varphi)} \times \\
 & \times (y_\kappa - x_p|\sin\varphi|)|\sin\varphi|, \tag{59}
 \end{aligned}$$

სადაც

$$\begin{aligned}
 F_{z_u} & = k_r[(m_p\ddot{x}_p + b_p\dot{x}_p)2C_1\sin^2 x_p + 2C_2|\sin^3\varphi|x_p + b_\kappa|\sin\varphi|\dot{x}_p + \\
 & + f_{mp}C_\delta(\delta_1 + \delta_2)|\cos\varphi|\cdot\text{sign}\dot{x}_p - 2C_1|\sin\varphi|y_\kappa 2C_2\sin^2\varphi y_\kappa - b_\kappa\dot{y}_\kappa] = \\
 & = k_r[(m_p\ddot{x}_p + b_p\dot{x}_p)2(C_2\sin^2 x + c_2|\sin^3\varphi|x_p + b_\kappa|\sin\varphi|\dot{x}_p - \\
 & = -2(C_1|\sin\varphi| - C_2\sin^2\varphi)y_\kappa - b_\kappa\dot{y}_\kappa + f_{mp}C_\delta(\delta_1 + \delta_2)|\cos\varphi|\cdot\text{sign}\dot{x}_p + \\
 & + m_p\ddot{x}_p + b_p\dot{x}_p]k_r, \tag{60}
 \end{aligned}$$

F – შემსრულებელი ჰიდროცილინდრის დგუშის ფართობი

$$k_{v1} = k_{p1}k_v$$

k_{p1} – მკვეთარაზე მომქმედი, ბერკეტის გადაცემის რიცხვი; k_v – გაძლიერების კოეფიციენტი ჰიდრაულიკური სისტემის სიჩქარით.

გარდაქმნილი სახით გვექნება:

$$\begin{aligned}
 & k_z m_p \ddot{x}_p + k_z b_p \dot{x}_p + \frac{k_{\omega c}}{k_z} + k_z \left\{ \frac{1}{\cos^2 \gamma_2} [(x_{31} - x_p)|\sin\varphi| + R \cos \gamma_1 + \right. \\
 & \left. + r_3(x_{\kappa 1}) - y_{u1}] (-|\sin\varphi|) + \frac{1}{(\cos^2 \gamma_2)^2} [(x_{31} - x_p)|\sin\varphi| + \right. \\
 & \left. + R \cos \gamma_2 + r_3(x_{\kappa 2}) + y_{u2}] |\sin\varphi| + k_z b_p \dot{x}_p - c_2 (y_\kappa |\sin\varphi|) |\sin\varphi| = \right. \\
 & = k_{\omega c} k_v \sqrt{1 - \frac{1}{p_n F} (F_{z_u} + B_2 \ddot{x} + B_1 \dot{x}) \text{sign}(y_\kappa - x_p |\sin\varphi| \sin\varphi)} \times \\
 & \times (y_\kappa - x_p |\sin\varphi|) |\sin\varphi|. \tag{61}
 \end{aligned}$$

აქვე აღვნიშნავთ, რომ მიღებული მოდელები არაწრფივი არასტაციონარული სისტემისათვის დამატებული უნდა იყოს ტრანსცენდენტური ალგებრული განტოლებებით:

$$z_{\kappa 1} = z_{u01} + (R - \delta_1) \sin \gamma_1; \tag{62}$$

$$z_{\kappa 2} = z_{u02} + (R - \delta_2) \sin \gamma_2, \quad (63)$$

სადაც δ_1 და δ_2 –სახეხი პნევმოცილინდრების მიმდინარე დეფორმაციებია.

შეგვიძლია ჩავწეროთ:

$$\begin{aligned} & k_2 m_p \ddot{x}_p + k_2 b_p \ddot{x}_p + k_{\text{жср}} \dot{x}_p + k_2 b_p \dot{x}_p + C_2 x_p |\sin \phi| + \\ & + k_2 |\sin^2 \phi| \left(\frac{1}{\cos^2 \gamma_1} + \frac{1}{\cos^2 \gamma_2} \right) x_p + k_2 \Delta x_3 + k_2 \Delta R_\gamma |\sin \phi| + \\ & + r_2 \Delta x_{31} + r_2 \Delta R_\gamma |\sin \phi| + k_2 \Delta \tau_{3\kappa} |\sin \phi| - k_2 \frac{|\sin \phi|}{\cos^2 \gamma_1} y_{u1} + k_2 \frac{|\sin \phi|}{\cos^2 \gamma_2} y_{u2} = \\ & = k_{\text{жс}} k_v \sqrt{1 - \frac{1}{p_n F} (F_{24} + B_2 \dot{x} + B_1 \dot{x}) \text{sign}(y_\kappa - x_p |\sin \phi| \sin \phi) \times} \\ & \times (y_\kappa - x_p |\sin \phi|) |\sin \phi|, \end{aligned} \quad (64)$$

$$\Delta x_3 = \frac{|\sin^2 \phi|}{\cos^2 \gamma_1} x_{31} - \frac{|\sin^2 \phi|}{\cos^2 \gamma_2} x_{32}; \quad (65)$$

$$\Delta R_\gamma = R \left(\frac{1}{\cos \gamma_1} - \frac{1}{\cos \gamma_2} \right); \quad (66)$$

$$\Delta r_{3\kappa}(x_\kappa) = \frac{r_3(x_{\kappa 1})}{\cos^2 \gamma_1} - \frac{r_3(x_{\kappa 2})}{\cos^2 \gamma_2}, \quad (67)$$

მიღებული დამოკიდებულებების გამოყენებით ვახორციელებთ დინამიკის გასაშუალებულ და გაწრფივებულ მოდელებზე გადასვლას, რაც წარმოადგენს რთულ არაწრფივი არასტაციონარული სისტემების ეფექტური შესწავლის საფუძველს.

უბირველეს ყოვლისა განვიხილოთ გამოსაკვლევი სისტემის ჰიდრაულიკური ნაწილის არაწრფივი და არასტაციონალური დინამიკის განტოლების გაწრფივების ამოცანა.

გამოსაკვლევი სისტემის ჰიდრაულიკური ნაწილის დინამიკის განტოლებების მარჯვენა ნაწილის, რომელიც ხასიათდება განსაზღვრული ფუნქციონალური დამოკიდებულებებიდან კვადრატული ფესვით, მაკლორენის მწკრივად დაშლის და დაშლის პირველი ორი წევრის დატოვების შემდეგ, გაშლილი სახით შეიძლება დავწეროთ.

მიღებულის გამოყენებით განხილული მაკოპირებელი ჩარხის ჰიდრაულიკური მოთვალთვალე სისტემის დიფერენციალური განტოლებების სრული სისტემა, გარდაქმნების შედეგად დაიწერება შემდეგი ფორმით:

$$m_{u1}\ddot{y}_{u1} + b_{u1}\dot{y}_{u1} + (C_{\delta 1}^* + C_{11})y_{u1} = C_{\delta 1}^*(x_{31} - x_p)|\sin \varphi| + C_{\delta 1}^* \cos \gamma_1 R + r(x_{\kappa 1}) + C_{11}y_{\kappa} + b_{u1}\dot{y}_{\kappa} + Q_{p1}; \quad (68)$$

$$m_{u2}\ddot{y}_{u2} + b_{u2}\dot{y}_{u2} + (C_{\delta 2}^* + C_{12})y_{u2} = C_{\delta 2}^*(x_{32} - x_p)|\sin \varphi| - C_{\delta 2}^* \cos \gamma_2 R - r(x_{\kappa 2}) + C_{12}y_{\kappa} + b_{u2}\dot{y}_{\kappa} - Q_{p2}; \quad (69)$$

$$m_{\kappa}\ddot{y}_{\kappa} + (b_{u1} + b_{u2})\dot{y}_{\kappa} + (C_{11} + C_{12})y_{\kappa} + C_2 y_{\kappa} |\sin^2 \varphi| y_{\kappa} = C_{11}y_{u1} - C_{12}y_{u2} + C_2 x_p |\sin \varphi|; \quad (70)$$

$$k_r m_p \ddot{x}_p + k_r b_p \dot{x}_p + \frac{k_{\text{жс}}}{k_r} \dot{x}_p + b_x(t) \dot{x}_p + C_x(t) x_p + b_{m\ddot{x}}(t) \ddot{x}_p + b_{x\varepsilon}(t) x_p + C_{x\varepsilon}(t) x_p + k_{\text{жс}} k_{v1} \sin^2 \varphi x_p + [k_r f_{mp1} C_{\delta} |\cos \varphi| + F_{mpx}] \frac{d}{dt} (\text{sign} \dot{x}_p) = k_{\text{жс}} k_{v1} |\sin \varphi| y_{\kappa} + b_{xy}(t) \dot{y}_{\kappa} + C_{xy}(t) y_{\kappa} - C_{mp\varepsilon}(t) \text{sign} \dot{x}_p + C_y(t) \dot{y}_{\kappa} + b_{\kappa} \ddot{y}_{\kappa} + k_r \Delta x_3 + k_r \Delta r_3(x_{\kappa}) |\sin \varphi| + k_r \Delta R_{\gamma} |\sin \varphi|, \quad (71)$$

бодолго

$$b_x(t) = 2C_1 \sin^2 \varphi + 2C_2 |\sin^3 \varphi| + b_{\kappa} |\cos \varphi| \dot{\varphi};$$

$$C_x(t) = 2C_1 \sin^2 \varphi + 6C_2 |\sin^3 \varphi| \dot{\varphi};$$

$$C_y(t) = 2(C_2 \sin^2 \varphi + C_1 |\sin \varphi|);$$

$$b_{m\ddot{x}}(t) = A_{m\ddot{x}} \varepsilon(t);$$

$$b_{x\varepsilon}(t) = A_{B\ddot{x}} \varepsilon(t);$$

$$C_{x\varepsilon}(t) = A_{cx} (C_1 \sin^2 \varphi + C_2 |\sin^3 \varphi|) \varepsilon(t);$$

$$b_{xy}(t) = K_b \varepsilon(t);$$

$$C_{xy}(t) = 2K_b b_{\kappa} (C_1 \sin^2 \varphi + C_2 |\sin^2 \varphi|) \varepsilon(t);$$

$$C_{mp\varepsilon}(t) = \frac{k_r k_{\text{жс}} k_v}{2 p_n F} [f_{mp} C_{\delta} (\delta_1 + \delta_2) |\cos \varphi| + F_{mpx}] \varepsilon(t);$$

$$A_{m\ddot{x}} = K_b (m_p + B_2);$$

$$A_{B\ddot{x}} = K_b (B_1 + b_p);$$

$$K_b = \frac{k_r k_{\text{жс}} k_v}{2 p_n F};$$

$$\varepsilon(t) = (y |\sin \varphi| - \sin^2 \varphi x_p);$$

$$C_y(t) = 2(C_2 \sin^2 \varphi + C_1 |\sin \varphi|);$$

$$C_\varphi(t) = f_p C_\delta (\delta_{1\Delta} \sin \gamma_1 + \delta_{2\Delta} \sin \gamma_2) |\sin \varphi| = f_p C_\delta \delta_{\Delta\gamma} |\sin \varphi|.$$

ამის შემდეგ მივიღებთ საკვლევი სისტემის დინამიკის არასტაციონარულ მოდელად, რომელიც არასტაციონარული სისტემების ანალიზის ცნობილი მეთოდების თანახმად ითვალისწინებს გასაშუალებებულ დინამიკურ მოდელებზე გადასვლას.

გასაშუალებებულ მოდელებზე გადასასვლელად შეგვიძლია გამოვიყენოთ შემდეგი დამოკიდებულებები.

$$\cos^2 = 0,5 + 0,5 \cos 2\varphi;$$

$$|\sin \varphi| \approx a_{\varphi s} - a_{\varphi s1} \cos 2\varphi;$$

$$|\cos \varphi| \approx a_{\varphi c} + a_{\varphi c1} \cos 2\varphi;$$

$$|\sin^3 \varphi| \approx a_{\varphi s0} - a_{\varphi s1} \cos 2\varphi a_{\varphi s2} - \cos 4\varphi;$$

$$|\sin^3 \varphi| |\sin \varphi| = 0,375 - 0,5 \cos 2\varphi + 0,125 \cos 4\varphi;$$

$$|\sin^3 \varphi| \sin^2 \varphi = (0,5a_{\varphi s1}^2 + 0,5a_{\varphi s0}) - (0,5a_{\varphi s1} + 0,5a_{\varphi s0} + 0,25a_{\varphi s2}) \cos 2\varphi - \\ - (0,5a_{\varphi s2} - 0,5a_{\varphi s1}^2) \cos 4\varphi + 0,25a_{\varphi s2} \cos 6\varphi,$$

სადაც

$$0a_{\varphi s0} = 0,5a_{\varphi s} + 0,25a_{\varphi s1};$$

$$a_{\varphi s1} = 0,5(a_{\varphi s} + a_{\varphi s1});$$

$$a_{\varphi s2} = 0,5a_{\varphi s1}.$$

ჩატარებული გარდაქმნების საფუძველზე:

$$b_{m\ddot{x}}(t) = A_{m\ddot{x}} a_{\varphi s} y_\kappa - 0,5A_{m\ddot{x}} x_p - A_{m\ddot{x}} a_{\varphi s1} \cos 2\varphi y_\kappa + 0,5A_{m\ddot{x}} \cos 2\varphi x_p; \quad (72)$$

$$b_{\dot{x}\varepsilon}(t) = A_{\dot{x}\varepsilon} a_{\varphi s} y_\kappa - 0,5A_{\dot{x}\varepsilon} x_p - A_{\dot{x}\varepsilon} a_{\varphi s1} \cos 2\varphi + 0,5A_{\dot{x}\varepsilon} \cos 2\varphi; \quad (73)$$

$$C_{x\varepsilon}(t) = A_{cxy0} y_\kappa - A_{cxy1} \cos 2\varphi y_\kappa - A_{cxy2} \cos 4\varphi y_\kappa - A_{cxx0} x_p + \\ + A_{cxx1} \cos 2\varphi x_p - A_{cxx2} \cos 4\varphi x_p - A_{cxx3} \cos 6\varphi x_p; \quad (74)$$

$$b_{\ddot{x}}(t) = a_{bx0} - a_{bx1} \cos 2\varphi - a_{bx2} \cos 4\varphi; \quad (75)$$

$$C_y(t) = C_{y0} - C_{y1} \cos 2\varphi; \quad (76)$$

$$C_x(t) = C_{x0} - C_{x2} \cos 2\varphi - C_{x2} \cos 4\varphi; \quad (77)$$

$$b_{x\dot{y}}(t) = K_\varepsilon b_\kappa (y_\kappa |\sin \varphi| - \sin^2 \varphi x_p) \approx K_\varepsilon b_\kappa \varepsilon_{cp}; \quad (78)$$

$$C_{xy}(t) \approx K_\epsilon \epsilon_{cp} (2C_1 a_{\varphi s} - C_2) + K_\epsilon \epsilon_{cp} (C_2 - 2C_1) \cos 2\varphi; \quad (79)$$

$$C_{mp\epsilon}(t) \approx \frac{1}{2} K_\epsilon [f_{mp} C_\delta \delta_\Sigma a_{\varphi s} + F_{mpx}] \epsilon_{cp}; \quad (80)$$

$$C_y(t) = C_{y0} - C_{y1} \cos 2\varphi; \quad (81)$$

$$C_\varphi(t) = C_{\varphi 0} - C_{\varphi 1} \cos 2\varphi, \quad (82)$$

სადღაც:

$$C_{y0} = 2(0,5C_2 + a_{\varphi c} C_1);$$

$$b_{x0} = C_1 + C_2 a_{\varphi s} + 0,5C_2 a_{\varphi s1};$$

$$b_{x2} = 0,5C_2 a_{\varphi s1};$$

$$A_{cxy0} = A_{cx} (C_1 a_{\varphi s0} + 0,375C_2);$$

$$A_{cxy1} = A_{cx} (C_1 a_{\varphi s1} - 0,5C_2);$$

$$A_{cxx0} = A_{cx} [0,375C_1 + C_2 (0,5a_{\varphi s1}^2 + 0,5a_{\varphi s0})];$$

$$a_{bx0} = C_1 + C_2 a_{\varphi s} + 0,5C_2 a_{\varphi s1} + b_\kappa a_{\varphi c} \dot{\varphi};$$

$$a_{bx1} = C_1 + C_2 (a_{\varphi s} + a_{\varphi s1}) - b_\kappa a_{\varphi c1} \dot{\varphi};$$

$$a_{bx2} = 0,5C_2 a_{\varphi s1};$$

$$C_{y1} = 2(0,5C_2 + a_{\varphi s1} C_1);$$

$$C_{x0} = C_1 + 3b_\kappa (a_{\varphi s} + 0,5a_{\varphi s1}) \dot{\varphi};$$

$$C_{x1} = C_1 - [3a_{\varphi s} + 3a_{\varphi s1}] b_\kappa \dot{\varphi};$$

$$C_{x2} = 1,5a_{\varphi s1} b_\kappa \dot{\varphi};$$

$$A_{cxx1} = A_{cx} [0,5C_1 + C_2 (0,5a_{\varphi s1} + 0,5a_{\varphi s0} + 0,25a_{\varphi s2})];$$

$$A_{cxx2} = A_{cx} C_1 [0,125 - (0,5a_{\varphi s1} - 0,5a_{\varphi s0}^2)];$$

$$A_{cxx3} = 0,25A_{cx} C_2 a_{\varphi s2}.$$

თუკი შემოვიღებთ დამატებით გამარტივებებს, დავწერთ:

$$b_{m\ddot{x}}(t) \approx b_{m\ddot{x}0} = A_{m\ddot{x}} \epsilon_{cp}; \quad (83)$$

$$b_{\ddot{x}}(t) \approx b_{\ddot{x}0} = A_{b\ddot{x}} \epsilon_{cp}; \quad (84)$$

$$C_{x\epsilon}(t) \approx C_{\epsilon x0} - C_{\epsilon x1} - C_{\epsilon x0} \cos 2\varphi + C_{\epsilon x2} \cos 4\varphi, \quad (85)$$

სადღაც

$$C_{\epsilon x0} = A_{cx} \epsilon_{cp} (0,5C_1 - a_{\varphi s0} C_2);$$

$$C_{\alpha 1} = A_{cx} \varepsilon_{cp} (0,5C_1 - a_{\varphi 1} C_2);$$

$$C_{\alpha 3} = A_{cx} \varepsilon_{cp} C_2 a_{\varphi 2}.$$

საბოლოოდ გასაშუალებელი სისტემა შეიძლება დაიწეროს შემდეგნაირად:

$$m_{u1} \ddot{y}_{u1} + b_{u1} \dot{y}_{u1} + C_{*1} y_{u1} = C_{\delta 1}^* x_{\varphi 1} |\sin \varphi| - C_{y1} x_p + C_{p1} (x_{\kappa 1}) + r_3 (x_{\kappa 1}) + C_{11} y_{\kappa} + b_{u1} \dot{y}_{\kappa} + f_p C_{\delta} \delta_{1*} |\sin \varphi|; \quad (86)$$

$$m_{u2} \ddot{y}_{u2} + b_{u2} \dot{y}_{u2} + C_{*2} y_{u2} = C_{\delta 1}^* x_{\varphi 2} |\sin \varphi| - C_{y1}^* x_p - C_{p2} (x_{\kappa 2}) - r_3 (x_{\kappa 2}) + C_{11} y_{\kappa} + b_{u1} \dot{y}_{\kappa} - f_p C_{\delta} \delta_{2*} |\sin \varphi|; \quad (87)$$

$$m_{\kappa} \ddot{y}_{\kappa} + b_{\kappa} \dot{y}_{\kappa} + C_{\kappa} y_{\kappa} = C_{\delta} (f_{\kappa} + f_{\kappa}) |\sin \varphi| - C_{y0} x_p; \quad (88)$$

$$m_p \ddot{x}_p + b_{px} \dot{x}_p + k_{no} \dot{x}_p + (C_{x0} + 0,5k_{\kappa c} k_{v1} - C_{\alpha 0}) x_p + (k_r f_{mp} C_{\delta} \delta_{\Delta \Sigma} a_{\varphi c} + F_{mpx}) \frac{d}{dt} (\text{sign} \dot{x}_p) + \frac{1}{2} K_b (f_{mp} C_{\delta} \delta_{\Delta \Sigma} a_{\varphi c} + F_{mpx}) \varepsilon_{cp} \text{sign} \dot{x}_p = k_{\kappa c} k_{v1} a_{\varphi s} y_{\kappa} + C_{y0} \dot{y}_{\kappa} + b_{\kappa} \ddot{y}_{\kappa}, \quad (89)$$

სადაც

$$C_{\kappa} = 2(C_{\delta} + C_1) + 2C_2 a_{\varphi 3};$$

$$k_{n0} = \frac{k_{\kappa c}}{k_r} + a_{bx}.$$

აქვე აღვნიშნავთ, რომ ყველა მიღებული განტოლებათა სისტემები, როგორც საწყისი, ასევე გასაშუალებელი, საჭიროა ამოხსნილი იქნას შემდეგი სახის ტრანსცენდენტური ალგებრულ განტოლებებთან ერთად:

$$z_{\kappa 1} = z_{u0} + (R - \delta_1) \sin \gamma_1; \quad (90)$$

$$z_{\kappa 2} = z_{u0} + (R - \delta_2) \sin \gamma_2, \quad (91)$$

რაც განსაზღვრული ხარისხით ართულებს მათი დინამიკური ანალიზის ამოცანებს.

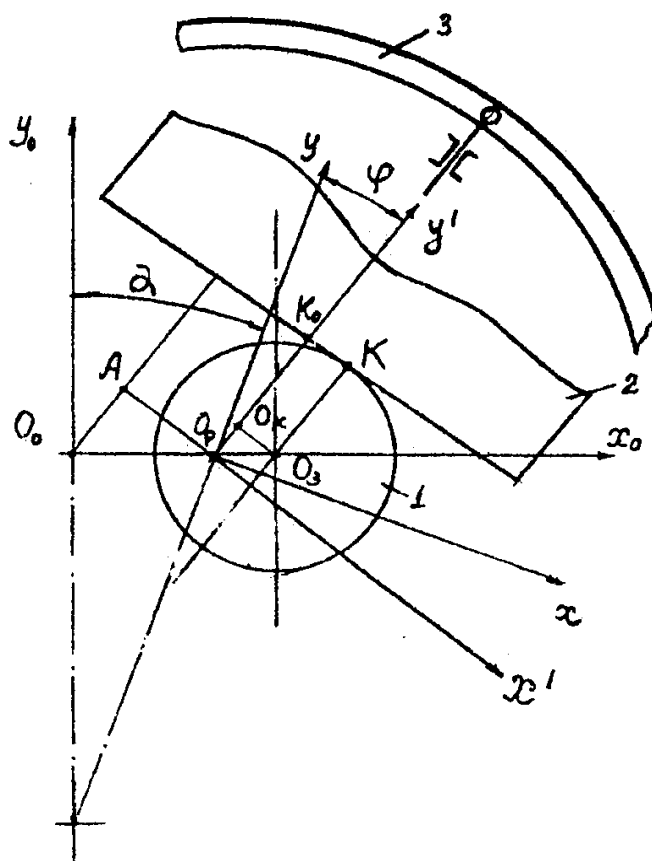
2.3. დინამიკის მათემატიკური მოდელები ერთკოორდინატიანი კოპირების რეჟიმში

საკვლევი ორკოორდინატიანი კოპირების ჩარხის სისტემა (ნახ. 17) არის ორრეჟიმიანი. შეუძლია იმუშაოს როგორც მრუდწირული-

ფასონური დეტალების დამუშავების ორკოორდინატიან, აგრეთვე მუდმივი კვეთის მქონე გაღუნული დეტალების ერთკოორდინატიანი დამუშავების რეჟიმში. უკანასკნელ შემთხვევაში რგოლი 4 ხისტად მაგრდება ბერკეტზე 9.

აღნიშნულთან დაკავშირებით საკვლევი ორკოორდინატიანი სისტემის მათემატიკურ მოდელების ხარისხობრივი ანალიზისათვის ერთკოორდინატიან რეჟიმთან დაკავშირებით მიზანშეწონილად მიგვაჩნია ცნობილი [123, 125, 126] ნაშრომებში მოყვანილი დინამიკური მოდელირების საკითხების კრიტიკული განხილვა.

ნახაზზე 17 მოყვანილია ნაშაადის ღერძული გადაადგილებების ვექტორის მართობულ სიბრტყეში პნევმოცილინდრების, მმართველი რგოლის და როტორის ფარდობითი მოძრაობების კინემატიკის სქემა ჩარხის ერთკოორდინატიანი კოპირების რეჟიმში მუშაობასთან დაკავშირებით.



ნახ. 17. ფარდობით მოძრაობათა კინემატიკის სქემა [126]

ნახაზზე: 1 – დასამუშავებელი ნამზადი; 2 – სახეხი პნევმოცილინდრი; 3 – მოთვალთვალე რგოლი; O_p და O_3 – როტორის და ნამზადის ღერძების მიმდინარე მდებარეობები, რომლებიც კოორდინატთა $O_0x_0y_0z_0$ სისტემაში ხასიათდება კოორდინატებით X_p და X_3 ; O_k რგოლის ღერძის მიმდინარე მდებარეობა; φ – როტორის ბრუნვის კოორდინატი; α – მხრეულების 6 კუთხური მოძრაობის კოორდინატი, კონტაქტი K წერტილის კუთხური გადაადგილება Y ღერძის მიმართულებით გამოისახება დამოკიდებულებით [125, 126]

$$y_k = x_k |\sin \varphi|.$$

პნევმოცილინდრების ბრუნვის ცენტრების მდებარეობები განისაზღვრებიან ასე:

$$y_{u1} = x_{31} |\sin \varphi| + (R - \delta_1) \cos \gamma_1 + r_3; \quad (92)$$

$$-y_{u2} = x_{32} |\sin \varphi| - (R - \delta_2) \cos \gamma_2 - r_3, \quad (93)$$

სადაც δ_1 და δ_2 – შესაბამისად პირველი და მეორე პნევმოცილინდრების მიმდინარე დეფორმაციები; γ_1 და γ_2 – კონტაქტის K_1 და K_2 წერტილებში გამავალი მხების დახრილობის კუთხეები; x_{31} და x_{32} – ნამზადის ღერძის კოორდინატები K_1 და K_2 წერტილებში; y_{u1} და y_{u2} – პნევმოცილინდრების ბრუნვის ცენტრების კოორდინატები; R – პნევმოცილინდრის დიამეტრი.

მეორეს მხრივ კოორდინატთა საწყისი მნიშვნელობები:

$$y_{u1n} = R + r_3 - \Delta_0 + y_k; \quad (94)$$

$$y_{u2n} = R + r_3 - \Delta_0 - y_k; \quad (95)$$

(94) და (95)-ის გათვალისწინებით

$$R - \Delta_0 + y_k = x_{31} |\sin \varphi| + (R - \delta_1) \cos \gamma_1; \quad (96)$$

$$-R + \Delta_0 + y_k = x_{32} |\sin \varphi| - (R - \delta_2) \cos \gamma_2, \quad (97)$$

სადაც Δ_0 – პნევმოცილინდრების წინასწარი დეფორმაციის სიდიდე; y_k – რგოლის ხაზოვანი გადაადგილების კოორდინატი.

(96)-(97)-ის შესაბამისად

$$\delta_1 \cos \gamma_1 = x_{31} |\sin \varphi| + \Delta_0 - y_k - (R - \cos \gamma_1)$$

$$\delta_2 \cos \gamma_2 = x_{32} |\sin \varphi| - \Delta_0 - y_k + R(1 - \cos \gamma_2).$$

უკანასკნელიდან:

$$\delta_1 = \frac{1}{\cos \gamma_1} [x_{31} |\sin \varphi| - y_k + \Delta_0 - R(1 - \cos \gamma_1)]; \quad (98)$$

$$\delta_2 = \frac{1}{\cos \gamma_2} [x_{32} |\sin \varphi| - y_k - \Delta_0 + R(1 - \cos \gamma_1)]; \quad (99)$$

$$\Pi_\delta = \Pi_{\delta 1} + \Pi_{\delta 2} = \frac{1}{2} C_\delta \delta_1^2 + \frac{1}{2} C_\delta \delta_2^2; \quad (100)$$

$$\frac{\partial \Pi_{\delta 1}}{\partial y_k} = C_\delta \frac{1}{\cos^2 \gamma_1} [x_{31} |\sin \varphi| - y_k + \Delta_0 - R(1 - \cos \gamma_1)]; \quad (101)$$

$$\frac{\partial \Pi_{\delta 2}}{\partial y_k} = C_\delta \frac{1}{\cos^2 \gamma_2} [x_{32} |\sin \varphi| - y_k - \Delta_0 + R(1 - \cos \gamma_2)]; \quad (102)$$

$$\Pi_{c1} = C_1 (x_p |\sin \varphi| - y_k)^2; \quad (103)$$

$$\frac{\partial \Pi_{c1}}{\partial x_p} = 2C_1 (x_p |\sin \varphi| - y_k) \sin \varphi; \quad (104)$$

$$\Pi_{c2} = C_2 [(x_p |\sin \varphi| - y_k) \sin \varphi]^2; \quad (105)$$

$$\frac{\partial \Pi_{c2}}{\partial x_p} = 2C_2 (x_p \sin^2 \varphi + y_k |\sin \varphi|) \sin^2 \varphi; \quad (106)$$

$$Q_y = Q_{p1} + Q_{p2}; \quad (107)$$

$$Q_{p1} = f_p C_\delta \delta_1 \sin \gamma_1 |\sin \varphi|; \quad (108)$$

$$Q_{p2} = f_p C_\delta \delta_2 \sin \gamma_2 |\sin \varphi|; \quad (109)$$

$$\gamma_1 = \arctg \left(\frac{\partial f_{31}}{\partial z_k} |\sin \varphi| \right); \quad (110)$$

$$\gamma_2 = \arctg \left(\frac{\partial f_{32}}{\partial z_k} |\sin \varphi| \right), \quad (111)$$

სადაც C_δ – პნევმოცილინდრის სიხისტე; C_1 – ზამბარის 10 სიხისტე (ნახ. 15), C_2 – ზამბარა 14 სიხისტე.

ანალოგიურად

$$\frac{\partial \Pi_{c1}}{\partial x_p} = 2C_1 (x_p |\sin \varphi| - y_k) = 2C_1 |\sin \varphi| x_p - 2C_1 y_k; \quad (112)$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial \Pi_{c2}}{\partial x_p} &= 2C_2(x_p \sin^2 \varphi - y_k |\sin \varphi|) |\sin \varphi| = \\ &= 2C_2 x_p \sin^2 \varphi |\sin \varphi| - 2C_2 \sin^2 \varphi y_k.\end{aligned}\quad (113)$$

ჯამური სახით გვექნება

$$\begin{aligned}\frac{\partial \Pi}{\partial y_k} &= C_\delta \left(\frac{x_{31}}{\cos^2 \gamma_1} + \frac{x_{32}}{\cos^2 \gamma_2} \right) |\sin \gamma| + C_\delta \Delta_0 \left(\frac{1}{\cos^2 \gamma_1} - \frac{1}{\cos^2 \gamma_2} \right) - \\ &- R \left[\frac{(1 - \cos \gamma_1)}{\cos^2 \gamma_1} - \frac{(1 - \cos \gamma_2)}{\cos^2 \gamma_2} \right] - C_\delta \left(\frac{1}{\cos^2 \gamma_1} + \frac{1}{\cos^2 \gamma_2} \right) y_k + \\ &+ 2C_1 |\sin \varphi| x_p - 2C_1 y_k + 2C_2 \sin^2 \varphi |\sin \varphi| x_p - 2C_2 \sin^2 \varphi y_k.\end{aligned}\quad (114)$$

განზოგადოებული ძალების გაშლილი გამოსახულებაა

$$\begin{aligned}Q_{p1} &= f_p C_\delta \delta_1 \sin \gamma_1 |\sin \varphi| = f_p C_\delta \frac{1}{\cos \gamma_1} |\sin \varphi| x_3 + f_p C_\delta \frac{\Delta_0}{\cos \gamma_1} - \\ &- f_p C_\delta \frac{R(1 - \cos \gamma_1)}{\cos \gamma_1} - f_p C_\delta \frac{1}{\cos \gamma_1} y_k;\end{aligned}\quad (115)$$

$$\begin{aligned}Q_{p2} &= f_p C_\delta \delta_2 \sin \gamma_2 |\sin \varphi| = f_p C_\delta \frac{1}{\cos \gamma_2} |\sin \varphi| x_3 + f_p C_\delta \frac{\Delta_0}{\cos \gamma_2} + \\ &+ f_p C_\delta \frac{R(1 - \cos \gamma_2)}{\cos \gamma_2} - f_p C_\delta \frac{1}{\cos \gamma_2} y_k,\end{aligned}\quad (116)$$

სადაც f_p – ჭრის ძალის კოეფიციენტი.

ლაგრანჟის მეორე რიგის განტოლების გამოყენებით მოთვალთვალე რგოლის განტოლება ზოგადი სახით ჩაიწერება ასე:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}_k} \right) - \frac{\partial T}{\partial y_k} = - \frac{\partial \Pi}{\partial y_k} - \frac{\partial \Phi}{\partial y_k} + Q_{p1} + Q_{p2},\quad (117)$$

სადაც

$$\begin{aligned}T &= \frac{1}{2} m_p (\dot{x}_p)^2 + \frac{1}{2} m_k (\dot{y}_k)^2; \\ \Phi_k &= \frac{1}{2} b_k \left[\frac{d}{dt} (x_p |\sin \varphi| - y_k) \right]^2.\end{aligned}$$

ჰიდრავლიკური ნაწილის განტოლება

$$\frac{d}{dt} F_{zu} + k_{\omega c} \dot{x} = k_{\omega c} k_v \sqrt{1 - \frac{1}{p_m F} (F_{zu} + B_2 \ddot{x} + B_1 \dot{x}) \text{sign} \varepsilon \cdot \varepsilon}.\quad (118)$$

შეგვიძლია ჩავწეროთ:

$$F_{z_u} = k_r \left(m_p \ddot{x}_p + b_p \dot{x}_p + \frac{\partial \Pi}{\partial x_p} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{x}_p} + Q_{mpx} \right) + F_{mpx} \text{sign} \dot{x}_p, \quad (119)$$

სადაც k_r – როტორისა და ძალოვანი ჰიდროცილინდრის დერძეზე მოდებული ძალების დაყვანის კოეფიციენტი;

$$Q_{mpx} = f_{mp} C_\delta (\delta_1 + \delta_2) |\cos \phi| \text{sign} \dot{x}_p; \quad (120)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Pi_{\Sigma c}}{\partial x_p} &= 2C_1 \sin^2 \phi x_p - 2C_1 |\sin \phi| y_\kappa + 2C_2 \sin^4 \phi x_p - \\ &- 2C_2 \sin^2 \phi |\sin \phi| y_\kappa = 2(C_1 \sin^2 \phi + C_2 \sin^4 \phi) x_p - \\ &- 2(C_1 |\sin \phi| + C_2 \sin^2 \phi |\sin \phi|) y_\kappa, \end{aligned}$$

f_{mp} – მშრალი ხახუნის ძალის კოეფიციენტი; m_p – გადასაადგილებელი ნაწილების მასა, დაყვანილი ჩარხის როტორის დერძე; b_p – დემფერების კოეფიციენტი; F_{mpx} – x_p კოორდინატზე დაყვანილი ხახუნის ძალა ჰიდროცილინდრში და ჩარხის მექანიზმებში; Φ – დისიპაციური ფუნქცია.

გაშლილი ფორმის განტოლებათა სისტემა იღებს სახეს:

$$\begin{aligned} m_\kappa \ddot{y}_\kappa + b_\kappa \dot{y}_\kappa + 2(C_\delta + C_1) y_\kappa + 2C_2 |\sin \phi| y_\kappa &= C_\delta (f_{31} + f_{32}) |\sin \phi| - \\ - 2C_2 \sin^2 \phi x_p - 2C_1 |\sin \phi| x_p - f_p C_\delta \delta_1 \sin \gamma_1 |\sin \phi| &+ f_p C_\delta \delta_2 \sin \gamma_2 |\sin \phi|, \end{aligned} \quad (121)$$

$$\begin{aligned} k_r (m_p \ddot{x}_p + b_p \dot{x}_p) + \frac{k_{\text{жс}}}{k_r} \dot{x}_p + k_r (2C_1 \sin^2 \phi + 2C_2 |\sin^3 \phi| + b_\kappa |\cos \phi| \dot{\phi}) x_p &+ \\ + k_r (2C_1 \sin 2\phi \dot{\phi} + 6C_2 \sin^3 \phi \dot{\phi}) x_p + \left[k_r f_{mp} C_\delta \delta_{\Delta \Sigma} (\cos \phi) \frac{d}{dt} (\text{sign} \dot{x}_p) \right. &+ \\ + \frac{d}{dt} (F_{mpx} \text{sign} \dot{x}_p) \left. \right] - 2k (C_1 |\sin \phi| + C_2 \sin^2 \phi |\sin \phi|) \dot{y}_\kappa - &- \\ - 2k_2 (C_1 |\cos \phi| \dot{\phi} + C_2 \sin 2\phi |\sin \phi| \dot{\phi} + C_2 \sin^2 \phi |\cos \phi|) \dot{y}_\kappa = &= \\ = k_{\text{жс}} k_{v1} \sqrt{1 - \frac{1}{P_n F} (F_{z_u} + B_2 \ddot{x} + B_1 \dot{x}) \text{sign} (y_\kappa - x_p |\sin \phi| |\sin \phi|)} \times &\times \\ \times (y_\kappa - x_p |\sin \phi|) |\sin \phi|, & \quad (122) \end{aligned}$$

სადაც

$$F_{z_u} = k_r [(m_p \ddot{x}_p + b_p \dot{x}_p) 2C_1 \sin^2 \phi x_p + 2C_2 |\sin^3 \phi| x_p + b_\kappa |\sin \phi| \dot{x}_p +$$

$$\begin{aligned}
& + f_{mp} C_\delta (\delta_1 + \delta_2) |\cos \varphi| \cdot \text{sign} \dot{x}_p - 2C_1 |\sin \varphi| y_k - 2C_2 \sin^2 \varphi y_k - b_k \dot{y}_k] = \\
& = k_r [(m_p \ddot{x}_p + b_p \dot{x}_p) 2(C_2 \sin^2 \varphi + C_2 |\sin^3 \varphi| x_p + b_k |\sin \varphi| \dot{x}_p - \\
& - 2(C_1 |\sin \varphi| - C_2 \sin^2 \varphi) y_k - b_k \dot{y}_k + f_{mp} C_\delta (\delta_1 + \delta_2) |\cos \varphi| \cdot \text{sign} \dot{x}_p + \\
& + m_p \ddot{x}_p + b_p \dot{x}_p] k_r, \tag{123}
\end{aligned}$$

p_n – ოთხთვალა მმართველ მკვეთარასთან მოყვანილი სითხის წნევა; F – შემსრულებელი ჰიდროცილინდრის დგუშის ფართი:

$$k_v = k_{p1} k_v;$$

k_{p1} – მკვეთარაზე ზემომქმედი ბერკეტის გადაცემის ფარდობა; k_v – ჰიდრაულიკური სისტემის გაძლიერების კოეფიციენტი სიჩქარის მიმართ.

პარაგრაფის ბოლოს შეგვიძლია აღვნიშნოთ, რომ წინა პარაგრაფში ორკოორდინატიან სისტემასთან მიმართებაში მიღებული განტოლებები გარკვეული შეზღუდვების შეტანის შემდეგ შეგვიძლია გამოვიყენოთ ერთკოორდინატიანი კოპირების შემთხვევაშიც.

2.4. ჰიდრომექანიკური მიმყოლი სისტემის დინამიკური კვლევა

2.4.1. დინამიკური სტრუქტურული სქემები და დინამიკური კვლევის თავისებურებები

ზემოთ მიღებული მათემატიკური მოდელები, შეესაბამება სამუშაო რეჟიმს მბრუნავი როტორით. მუშაობის რეჟიმში, როდესაც როტორი დაფიქსირებულია საქმე გვაქვს რეგულირების სტაციონარულ სისტემასთან. ამ მიზნისათვის აუცილებელია გამოყენებული იქნეს შემდეგი საწყისი წინამორბედ ამოცანებთან შედარებით გარკვეულ წილად სახეცვლილი გამოსახულებები

$$\frac{\partial \Pi_{\delta_1}}{\partial y_{u1}} = \frac{1}{\cos^2 \gamma_1} [(x_s - x_p) + R \cos \gamma_1 - r_s - y_{u1}] C_\delta; \tag{124}$$

$$\frac{\partial \Pi_{\delta_2}}{\partial y_{u2}} = \frac{1}{\cos^2 \gamma_2} [-(x_s - x_p) + R \cos \gamma_2 - r_s - y_{u1}] C_\delta; \tag{125}$$

$$\frac{\partial \Pi_{c_2}}{\partial y_k} = C_2 (x_k - x_p); \tag{126}$$

$$\frac{\partial \Pi_{c_2}}{\partial x_p} = -C_2(x_k - x_p); \quad (127)$$

$$\frac{\partial \Pi_{c_{11}}}{\partial y_{u1}} = C_1(y_{u1} - y_k); \quad (128)$$

$$\frac{\partial \Pi_{c_{12}}}{\partial y_{u1}} = C_1(y_{u2} - y_k). \quad (129)$$

სისტემის განტოლებებში წარმოიქმნებიან წევრები

$$2(C_1 + C_2)\dot{x}_p - 2(C_1 + C_2)\dot{y}_k; \quad (130)$$

$$2b_k\ddot{x}_p - 2b_k\ddot{y}_k; \quad (131)$$

$$\frac{k_{\omega c} k_{v1}}{p_n F} \varepsilon(C_1 + C_2)x_p; \quad \frac{k_{\omega c} k_{v1}}{p_n F} (C_1 + C_2)\varepsilon y_k.$$

$$\frac{k_{\omega c} k_{v1}}{2p_n F} (m_p + B_2)\varepsilon \ddot{x}_p \quad \text{და} \quad \frac{k_{\omega c} k_{v1}}{2p_n F} B_1\varepsilon \dot{x}_p. \quad (132)$$

წინაგადმოცემულის გათვალისწინებით სტაციონარული სისტემის დინამიკის განტოლებები დაიწერება შემდეგნაირად:

$$m_{u1}\ddot{y}_{u1} + b_{u1}\dot{y}_{u1} + C_{u2}y_{u2} = C_{\delta 2}^*x_3 - C_{\delta 1}^*x_p + C_{\delta} + C_1y_k + b_{u1}\dot{y}_k + f_p C_{\delta} \delta_{1*}; \quad (133)$$

$$m_{u2}\ddot{y}_{u2} + b_{u2}\dot{y}_{u2} + C_2y_{u2} = C_{\delta 2}^*x_3 - C_{\delta 2}^*x_p + (C_{\kappa} - r_{32})C_{\delta} + C_1y_k + b_{u2}\dot{y}_k + f_p C_{\delta} \delta_{1*}; \quad (134)$$

$$\begin{aligned} m_{px}\ddot{x}_p + (b_{px} + 2b_{\kappa})\dot{x}_p + [k_{\omega c x} + 2(C_1 + C_2)]x_p + \frac{k_{\omega c} k_{v1}}{p_n F} (m_p + B_2)\varepsilon \dot{x}_p + \\ + \frac{k_{\omega c} k_{v1}}{p_n F} B_1\varepsilon \dot{x}_p + k_{\omega c} k_{v1}x_p + \frac{k_{\omega c} k_{v1}}{p_n F} (C_1 + C_2)x_p^2 + \frac{k_{\omega c} k_{v1}}{p_n F} (C_1 + C_2)y_k x_p + \\ + F_{mpx} \frac{d}{dt}(\text{sign}\dot{x}_p) + \frac{F_{mpx} k_{\omega c} k_{v1}}{p_n F} \text{sign}\dot{x}_p = k_{\omega c} k_{v1}y_k + \frac{k_{\omega c} k_{v1}}{p_n F} (C_1 + C_2)x_p y_k + \\ + \frac{k_{\omega c} k_{v1}}{p_n F} (C_1 + C_2)y_k^2 + 2(C_1 + C_2)\dot{y}_k + 2b_{\kappa}\dot{y}_k. \end{aligned} \quad (135)$$

განხილული განტოლებების გაწვრივებულ ფორმას აქვს შემდეგი სახე:

$$m_{u1}\ddot{y}_{u1} + b_{u1}\dot{y}_{u1} + C_{*1}y_{u1} = C_{\delta}^*x_{g1} - C_{\delta}^*x_p + (C_{R1} + r_{31})C_{\delta} - C_1y_k - b_{u1}\dot{y}_k; \quad (136)$$

$$m_{u2}\ddot{y}_{u2} + b_{u2}\dot{y}_{u2} + C_{*1}y_{u2} = C_{\delta}^*x_3 - C_{\delta}^*x_p + (C_{R2} + r_{32})C_{\delta} - C_2y_k - b_{u2}\dot{y}_k; \quad (137)$$

$$m_{\kappa}\ddot{y}_{\kappa} + b_{\kappa}\dot{y}_{\kappa} + C_{\kappa}y_{\kappa} = C_{u1}y_{u1} - C_{u2}y_{u2} - C_2\dot{x}_p - C_2y_k; \quad (138)$$

$$m_{px}\ddot{x}_p + (b_{px} + 2b_k)\dot{x}_p + [k_{\text{жсх}} + 2(C_1 + C_2)]x_p + k_{\text{жс}}k_{v1}x_p = k_{\text{жс}}k_{v1}y_k + 2(C_1 + C_2)\dot{y}_k + 2b_k\ddot{y}_k. \quad (139)$$

უკანასკნელი განტოლება გამსხვილებული ფორმით შეიძლება წარმოდგენილი იქნეს ასე:

$$m_{px}\ddot{x}_p + b_{pk}\dot{x}_p + k_{px}x_p + k_{\text{жс}}k_{v1}x_p = k_{\text{жс}}k_{v1}y_k + C_{k1}\dot{y}_k + 2b_k\ddot{y}_k, \quad (140)$$

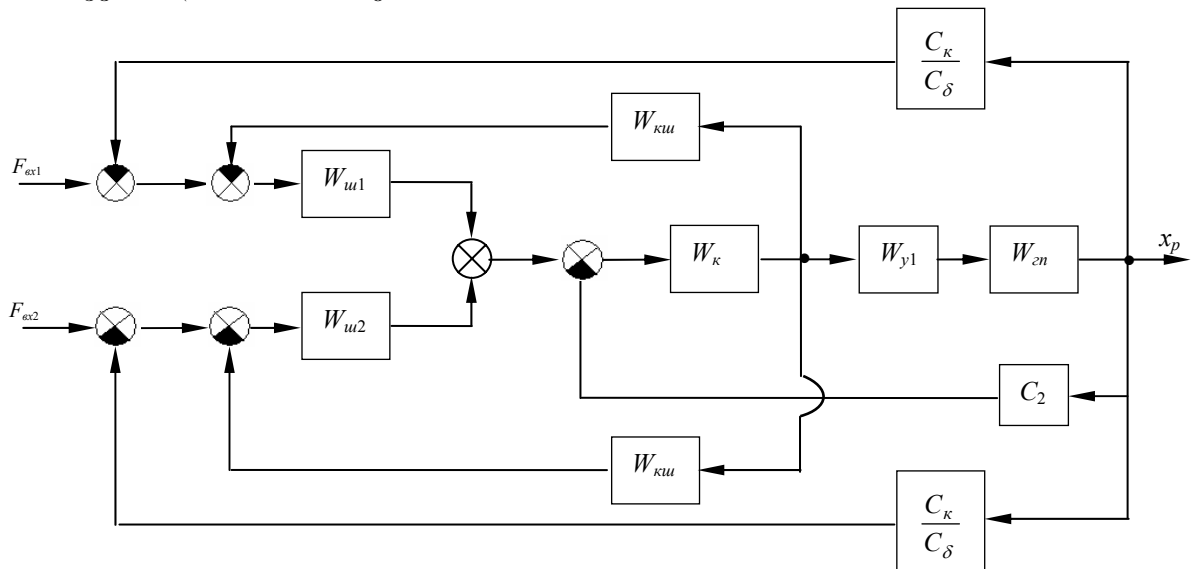
სადაც

$$C_{k1} = (2C_1 + C_2);$$

$$b_{pk} = b_{px} + 2b_k;$$

$$k_{px} = k_{\text{жсх}} + 2(C_1 + C_2).$$

გაწორფიებული სტაციონარული სისტემის სტრუქტურული სქემა მოყვანილია ნახ. 18-ზე.



ნახ. 18. გაწორფიებული სისტემის სტრუქტურული სქემა

აქ:

$$F_{ax1} = C_{\delta}^* x_{31} + (C_{R1} + r_{31})C_{\delta};$$

$$F_{ax2} = C_{\delta}^* x_{32} - (C_{R1} + r_{32})C_{\delta};$$

$$W_{u1}(s) = \frac{1}{m_{u1}s^2 + b_{u1}s + C_{*1}};$$

$$W_{u2}(s) = \frac{1}{m_{u2}s^2 + b_{u2}s + C_{*}};$$

$$W_{ku}(s) = b_u s + C_1.$$

$$W_{\kappa}(s) = \frac{C_u}{m_{\kappa}s^2 + b_u s + C_{\kappa}};$$

$$W_{y1}(s) = k_{\text{жс}} k_{v1} + C_{\kappa 1} s + 2b_{\kappa} s^2;$$

$$W_{\Gamma c}(s) = \frac{1}{m_{px} s^3 + b_{px} s^3 + k_{px} s + k_{\text{жс}} k_{v1}};$$

$$W_{y1}^*(s) = K^* + C_{k1} + 2b_k s;$$

$$K^* = k_{\text{жс}} k_{v1} + \frac{2k_{\text{жс}} k_{v1} \varepsilon_0}{p_n F} (C_1 + C_2).$$

დინამიკის მათემატიკური მოდელების სტრუქტურული და პარამეტრული შედარება გვაჩვენებს, რომ დაძაბულობისა და დინამიკური მდგრადობის თვალსაზრისით სტაციონარული სისტემა გასაშუალებულისაგან განსხვავებით არის უფრო დაძაბული.

ამასთან დაკავშირებით მიღებული მოდელების გამოყენებით შეიძლება შემოთავაზებული იქნეს შემდგომი კვლევების სტრუქტურა, რომელიც დამყარებულია პარამეტრული სინთეზის პროცედურის რეალიზაციაზე სტაციონარული მოდელების გამოყენებით სინთეზის მეთოდის თანახმად მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით და შემდგომი დაზუსტებით არაწრფივ მოდელებზე.

2.4.2. საკვლევის სისტემის დინამიკური სინთეზი მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით

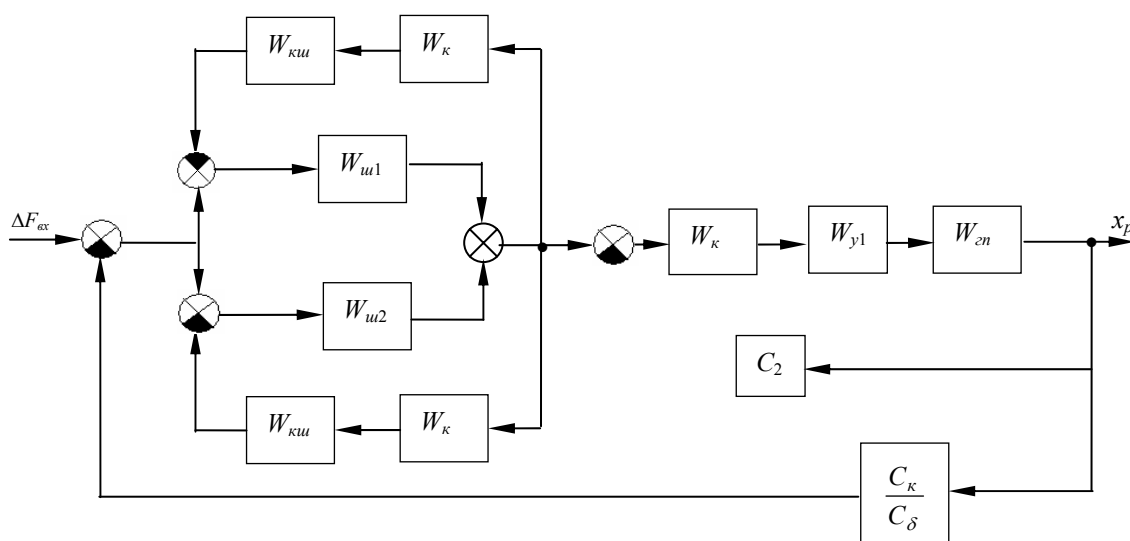
წინამდებარე გამოკვლევების რეზულტატების ანალიზი [131, 132], საშუალებას იძლევა შეჯამებითი სახით გაკეთდეს დასკვნა, რომ მიღებული მოდელების გამოყენებით შეიძლება ჩამოყალიბებული იქნეს დინამიკური გამოკვლევების თანმიმდევრობა, რომელიც აგებულია:

1. გაწრფივებული სტაციონარული სისტემის პარამეტრული სინთეზზე, რომელიც ითვალისწინებს ამ სისტემის ინტეგრალურ მიახლოებას „სასურველი პროცესის სისტემის“ მოდელთან;
2. პროცესების ინტეგრალური მიახლოება არაწრფივ სისტემაში გაწრფივებულ სტაციონარულ სისტემაში;
3. გამოსაკვლევი სისტემის მდგრადობის ანალიზი [134].

გამოსაკვლევი სისტემის პარამეტრული სინთეზის ამოცანის რეალიზაციისათვის მისი სტაციონარული გაწრფივებული მოდელის მიმართ სინთეზის ცნობილი მოცემული გარდამავალი პროცესების მეთოდის გამოყენების საფუძველზე, შემოთავაზებულია გამოსაკვლევი მოთვალთვალე სისტემის შესავალზე საფეხურებრივი ზემოქმედების კინემატიკური სქემა, რომელიც რეალიზებულია ნამზადის გრძივი ღერძის საფეხურებრივი გადაადგილების მეშვეობით განივი მიმართულებით, ე.ი. x -ღერძის გასწვრივ. განიხილება გადაადგილებელი საწყისი მდებარეობების მიმართ ფარდობითი მოძრაობები. აქვე აღვნიშნავთ, რომ პრინციპიალური მიდგომით შეიძლება დაშვებული იქნას

$$|\Delta F_{\text{ex}}| = |\Delta F_{\text{ex}2}|.$$

ამ შემთხვევაში სისტემის სტრუქტურული სქემა იღებს სახეს, რომელიც მოყვანილია ნახ. 19-ზე.



ნახ. 19. სისტემის სტრუქტურული სქემა

შემდგომი გამოკვლევების ჩატარებისათვის პირველ რიგში გამოვავლენთ გადაცემის ფუნქციების საწყის მათემატიკურ გამოსახულებებს, რომლებიც გაწრფივებული სისტემების სინთეზის პროცედურებში გამოიყენება მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით.

ნახ. 19-ის თანახმად განხილვაში შემოგვაქვს გადაცემის ფუნქციები:

$$W_u(s) = \frac{C_\theta}{ms^2 + B_u s + C_{u*}}; \quad (141)$$

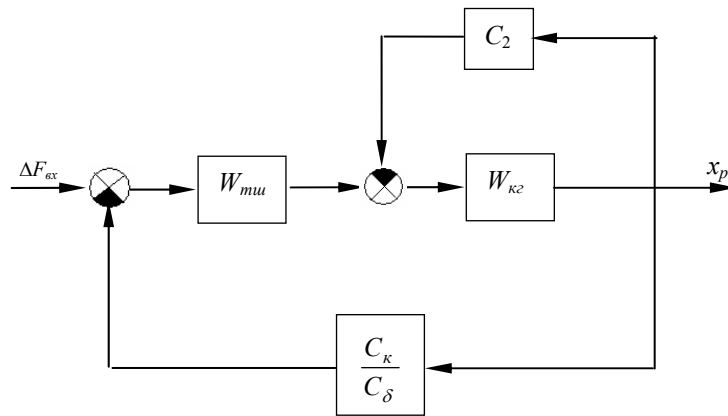
$$W_{ku}(s) = B_u s + C_{u1}; \quad (142)$$

$$W_\kappa(s) = \frac{C_{ku}}{m_\kappa s^2 + b_\kappa s + C_\kappa}, \quad (143)$$

აქვე აღნიშნულია, რომ ყველა მოყვანილი დამოკიდებულებები, რომლებიც მიღებულია u_1 და u_2 განტოლებების შეკრების საფუძველზე უფრო გაზრდილი ფორმით გადავიფაროთ ნახ. 20-ზე მოყვანილი სტრუქტურულ სქემაზე, რომელის შესაბამისად დავწერთ გადაცემის ფუნქციებს

$$W_{\kappa z}(s) = W_{\kappa 1} \cdot W_{y1} W_{\kappa z} = \frac{C_{ku}(k_v K_{1*} + C_{\kappa 1} + 2b_\kappa s)}{(m_\kappa s^2 + b_\kappa s + C_\kappa)(m_{px} s^3 + b_{px} s^2 + k_{px} s + k_{\kappa c} k_{v1})}; \quad (144)$$

$$W_{mu}(s) = \frac{C_\theta}{(m_\Sigma s^2 + B_u s + C_{u*})(m_\kappa s^2 + b_\kappa s + C_\kappa) + C_{ku}(B_u + C_{u1})}. \quad (145)$$



ნახ. 20. გარდაქმნილი სტრუქტურული სქემა

ან გაშლილი ფორმით:

$$W_{\kappa z}(s) = \frac{C_{ku}(C_{\kappa 1} + k_v K_{1*}) + 2C_{ku} b_\kappa s}{a_{5\kappa z} s^5 + a_{4\kappa z} s^4 + a_{3\kappa z} s^3 + a_{2\kappa z} s^2 + a_{1\kappa z} s + a_{0\kappa z}} = \frac{A_{\kappa z}(s)}{B_{\kappa z}(s)}; \quad (146)$$

$$W_{mu}(s) = \frac{C_B}{a_{4mu} s^4 + a_{3mu} s^3 + a_{2mu} s^2 + a_{1mu} s + a_{0mu}} = \frac{C_B}{B_{mu}(s)}; \quad (147)$$

აქ

$$\begin{aligned}
 a_{5\kappa 2} &= m_{pe} m_{\kappa}; \\
 a_{4\kappa 2} &= b_{px} m_{\kappa} + m_{px} b_{\kappa}; \\
 a_{3\kappa 2} &= b_{px} m_{\kappa} + b_{px} b_{\kappa} + m_{px} C_{\kappa}; \\
 a_{2\kappa 2} &= (k_{\text{жс}} k_{\text{v}} m_{\kappa} + k_{px} b_{\kappa} + b_{px} C_{\kappa}); \\
 a_{1\kappa 2} &= (k_{\text{жс}} k_{\text{v}} b_{\kappa} + b_{px} C_{\kappa}); \\
 a_{0\kappa 2} &= k_{\text{жс}} k_{\text{v}} C_{\kappa}; \\
 b_{\kappa 2 1} &= 2C_{\kappa u} (C_{\kappa 1} + k_{\text{v}} K_{1*}); \\
 a_{4\mu u} &= m_{\Sigma} m_{\kappa}; \\
 a_{3\mu u} &= B_{u} m_{\kappa} + m_{\Sigma} m_{\kappa}; \\
 a_{2\mu u} &= C_{u*} m_{\kappa} + B_{u} m_{\kappa} + m_{\Sigma} C_{\kappa}; \\
 a_{1\mu u} &= C_{u*} b_{\kappa} + B_{u} C_{\kappa} + C_{\kappa u} B_{u}; \\
 a_{0\mu u} &= C_{u*} C_{\kappa} + C_{\kappa u} C_{u*}.
 \end{aligned}$$

თავის მხრივ ჩაკეტილი კონტურის გადაძვება ფუნქცია უკუკავშირით დაიწერება ასე:

$$\begin{aligned}
 W_{\kappa 2}(s)_0 &= \frac{W_{\kappa 2}(s)}{1 + C_2 W_{\kappa 2}(s)} = \\
 &= \frac{B_{\kappa 2 1} s + b_{\kappa 2 0}}{a_{5\kappa 2} s^5 + a_{4\kappa 2} s^4 + a_{3\kappa 2} s^3 + a_{2\kappa 2} s^2 + a_{1\kappa 2} s + a_{0\kappa 2} + C_2 b_{\kappa 2 1} s + C_2 b_{\kappa 2 0}} = \\
 &= \frac{b_{\kappa 2 1} s + b_{\kappa 2 0}}{a_{5\kappa 2} s^5 + a_{4\kappa 2} s^4 + a_{3\kappa 2} s^3 + a_{2\kappa 2} s^2 + (a_{1\kappa 2} s + C_2 b_{\kappa 2 1} s) s + (a_{0\kappa 2} + C_2 b_{\kappa 2 0})}; \quad (148)
 \end{aligned}$$

გამოსაკვლევი სისტემის გადაცემის ფუნქცია მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$W_0(s) = \frac{W_{\mu u}(s) W_{\kappa}(s) W_{\kappa 2}(s)_0}{1 + C_{\kappa \delta} W_{\mu u}(s) W_{\kappa}(s) W_{\kappa 2}(s)_0}. \quad (149)$$

გამოსაკვლევი სისტემის სრულ გადაცემ ფუნქციას, გაშლილი ფორმით ექნება შემდეგი სახე:

$$W_o(s) = \frac{x_p(s)}{F_{\text{ex}}} = \frac{W_{\mu u}(s) \cdot W_{\kappa}(s) \cdot W_{\kappa 2}(s)}{1 + C_{\kappa \delta} \cdot W_{\mu u}(s) \cdot W_{\kappa}(s) \cdot W_{\kappa 2}(s)} =$$

$$= \frac{B_2 s + B_1 s + B_0}{(a_{5\kappa_2} s^5 + a_{4\kappa_2} s^4 + a_{3\kappa_2} s^3 + a_{2\kappa_2} s^2 + a_{1\kappa_2} s + a_{0\kappa_2^*})(a_{4\mu} s^4 + a_{3\mu} s^3 + a_{2\mu} s^2 + a_{1\mu} s + a_{0\mu^*}) + C_{\kappa\sigma} C_B b_{\kappa_2} s + C_{\kappa\sigma} C_B b_{\kappa_2\sigma}}, \quad (150)$$

სადაც $C_{\kappa\sigma} = \frac{C_{\kappa}}{C_{\sigma}}$.

ელემენტარული გარდაქმნების ჩატარების შემდეგ (150)

გამოსახულების მნიშვნელი დაიწერება ასე:

$$a_{29} s^9 + a_{28} s^8 + a_{27} s^7 + a_{26} s^6 + a_{25} s^5 + a_{24} s^4 + a_{23} s^3 + a_{22} s^2 + a_{21} s + 1 = B(s), \quad (151)$$

სადაც

$$a_{29} = \frac{a_{29}^*}{a_{20}^*};$$

$$a_{28} = \frac{a_{28}^*}{a_{20}^*};$$

$$a_{27} = \frac{a_{27}^*}{a_{20}^*};$$

$$a_{26} = \frac{a_{26}^*}{a_{20}^*};$$

$$a_{25} = \frac{a_{25}^*}{a_{20}^*};$$

$$a_{24} = \frac{a_{24}^*}{a_{20}^*};$$

$$a_{23} = \frac{a_{23}^*}{a_{20}^*};$$

$$a_{22} = \frac{a_{22}^*}{a_{20}^*};$$

$$a_{21} = \frac{a_{21}^*}{a_{20}^*};$$

$$a_{29}^* = a_{5\kappa_2} a_{4\mu};$$

$$a_{28}^* = a_{4\kappa_2} a_{4\mu} + a_{5\kappa_2} a_{3\mu};$$

$$a_{27}^* = a_{3\kappa_2} a_{4\mu} + a_{4\kappa_2} a_{3\mu} + a_{5\kappa_2} a_{2\mu};$$

$$a_{26}^* = a_{2\kappa_2} a_{4\mu} + a_{3\kappa_2} a_{3\mu} + a_{4\kappa_2} a_{2\mu} + a_{5\kappa_2} a_{1\mu};$$

$$\begin{aligned}
a_{z5}^* &= a_{1\kappa z} a_{4mu} + a_{2\kappa z} a_{3mu} + a_{3\kappa z} a_{2mu} + a_{4\kappa z} a_{1mu} + a_{5\kappa z} a_{0mu} \\
a_{z4}^* &= a_{0\kappa\kappa} a_{4mu} + a_{1\kappa z} a_{3mu} + a_{2\kappa z} a_{2mu} + a_{3\kappa z} a_{1mu} + a_{4\kappa z} a_{0mu} ; \\
a_{z3}^* &= a_{0\kappa\kappa} a_{3mu} + a_{1\kappa z} a_{2mu} + a_{2\kappa z} a_{1mu} + a_{3\kappa z} a_{0mu} ; \\
a_{z2}^* &= a_{0\kappa\kappa} a_{2mu} + a_{1\kappa z} a_{2mu} + a_{2\kappa z} a_{0mu} ; \\
a_{z1}^* &= a_{0\kappa\kappa} a_{1mu} + a_{1\kappa z} a_{0mu} + a_{0\kappa z} a_{0mu} ; \\
a_{z0}^* &= a_{\kappa z} a_{0mu} + C_{\kappa\delta} C_B b_{\kappa z0} .
\end{aligned}$$

შემდგომი ამოცანა დაკავშირებულია პარამეტრული სინთეზთან გამოსახულება (150)-ის გამოყენებით, სადაც ვარირებულის სახით k_v და b_{px} პარამეტრებს, რომლებიც წარმოადგენენ გაძლიერების კოეფიციენტი სიხარით და დემფირების კოეფიციენტს გამოსაკვლევი სისტემის ჰიდრავლიკური ნაწილის ფორმულაში.

გაწრფივებული სტაციონარული სისტემის „წრფივი სასურველი პროცესის სისტემის“ პარამეტრული სინთეზისათვის გამოყენებულ იქნას სინთეზის ცნობილი მეთოდი მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით.

სასურველი პროცესის ხარისხში შერჩეული იქნა ფუნქცია

$$x_{p\kappa}(p) = \frac{A_0 \left(\frac{a_{x1}}{2} z_m p + 1 \right)}{a_{x0} z_m^2 p^2 + a_{x1} z_m + 1} = \frac{M^0(p)}{N^0(p)} A_0 - A_1 e^{-\frac{u_1}{z_m}} + A_1 e^{-\frac{u_2}{z_m}} , \quad (152)$$

სადაც p – კარსონის ოპერატორი, z_m – დროის მასშტაბური კოეფიციენტი, $A_1 = 0,5A_0$.

დასმული ამოცანის ამოსახსნელად პარამეტრული სინთეზის შემთხვევაში მოცემული გარდამავალი პროცესების სინთეზის თანახმად ვწერთ კოორდინატების საწყის ტოლობას

$$x_p(p) \approx x_{p\kappa}(p) .$$

გაშლილი სახით გვექნება

$$W_{mu}(s) W_{\kappa z}(s)_0 - C_{\kappa\delta} x_{p\kappa}(s) \approx x_{p\kappa}(s) , \quad (153)$$

სადაც $x_{p\kappa}(s)$ – სასურველი კოორდინატის გამოსახულება $x_p(t)$, გარდამავალი მრუდისათვის, რომელიც რეალიზებულია ერთეული საფეხურებრივი შემავალი ზემოქმედების შემთხვევაში.

ტოლობა (153)-ს გადავწეროთ შემდეგი სახით:

$$\frac{K_{kv}k_v + A_v(s)}{B_v(s) + k_v B_{v1}(s) + b_{\nu c} B_{px}(s)} W_{mu}(s) \approx C_{\kappa\delta} x_{p\kappa c}(s) + x_{p\kappa c}(s). \quad (154)$$

აქ

$$B_{vs}(s) = a_{2\kappa z} s^5 + m_{pr} b_{\kappa} + m_{px} c_{\kappa};$$

$$B_{v1}(s) = k_{\nu c} m_{\kappa} s^2 + k_{\nu c} b_{\kappa} s + k_{\nu c} C_{\kappa};$$

$$B_{px}(s) = m_{\kappa} s^4 + (m_{\kappa} + b_{\kappa}) s^2 + C_{\kappa} s^2 + C_{\kappa} s.$$

(154) ტოლობის გარდაქმნისას მივიღებთ:

$$[K_{kv}k_{\kappa} + A_v(s)]W_{mu}(s) \approx (C_{\kappa\delta} + 1)x_{p\kappa c}(s)[B_v(s) + B_{vq}(s)k_{\kappa} + B_{px}(s)b_{\nu c}].$$

აბ

$$\begin{aligned} & [K_{kv}k_{\kappa z}(s) - (C_{\kappa\delta} + 1)x_{p\kappa c}(s)B_{v1}(s)]k_{\nu} - (C_{\kappa\delta} + 1)x_{p\kappa c}(s)B_{px}(s)b_{\nu c} + \\ & + [A_v(s)W_{mu}(s) - (C_{\kappa\delta} + 1)x_{p\kappa c}(s)B_{v1}(s)] = 0. \end{aligned} \quad (155)$$

გამსხვილებული სახით ვწერთ:

$$\Phi_1(s)k_{\nu} + \Phi_2(s)b_{\nu c} = \Phi_0(s), \quad (156)$$

სადაც

$$\Phi_1(s) = (C_{\kappa\delta} + 1)B_{v1}(s)x_{p\kappa c}(s) - k_{kv}W_{\kappa z}(s); \quad (157)$$

$$\Phi_2(s) = (C_{\kappa\delta} + 1)B_{px}(s)x_{p\kappa c}(s); \quad (158)$$

$$\Phi_0(s) = A_v(s)W_{\kappa z}(s) - (C_{\kappa\delta} + 1)B_v(s)x_{p\kappa c}(s). \quad (159)$$

შემოგვაქვს განხილვაში წარმოსახვითი სისწირეები $\delta = j\omega$, წონითი კოეფიციენტები λ_m და ვიხილავთ პირობითი განტოლებების სისტემა [96, 135, 136].

$$\lambda_{mv} \Phi_1(\delta_{\nu}, z_m)k_{\nu l} + \lambda_{mv} \Phi_2(\delta_{\nu}, z_m)b_{\nu c} = \lambda_{mv} \Phi_0(\delta_{\nu}, z_m), \quad (160)$$

$$\nu = 1, 2, 3, \dots, \ell.$$

მნიშვნელობებს δ_{ν} და λ_m -თვის გამოვითვლით [135] და [136] სამუშაოებში მოყვანილი დამოკიდებულებების თანახმად.

ასეთი სახით მიღებული პირობითი განტოლებების სისტემას დავამუშავებთ უმცირეს კვადრატთა მეთოდით და მივიღებთ:

$$D_1^{(1)}b_{\nu c} + D_2^{(1)}k_{\nu} = D_0^{(1)}; \quad (161)$$

$$D_1^{(2)}b_{\nu c} + D_2^{(2)}k_{\nu} = D_0^{(2)}, \quad (162)$$

სადაც

$$D_1^{(1)} = \sum_{i=1}^{\ell} (\lambda_{mv} \Phi_1)^2;$$

$$D_1^{(2)} = \sum_{i=1}^{\ell} (\lambda_{mv}^2 \Phi_2 \Phi_1);$$

$$D_0^{(1)} = \sum_{i=1}^{\ell} (\lambda_{mv}^2 \Phi_0 \Phi_1);$$

$$D_1^{(2)} = D_2^{(1)};$$

$$D_2^{(2)} = \sum_{i=1}^{\ell} (\lambda_{mv} \Phi_2)^2;$$

$$D_0^{(2)} = \sum_{i=1}^{\ell} (\lambda_{mv}^2 \Phi_0 \Phi_2).$$

მიღებული ნორმალური განტოლებების საანგარიშო სისტემის თანახმად განვსაზღვრავთ საძიებელ პარამეტრებს b_{ac} და k_{ac} .

აქვე აღვნიშნავთ, რომ მიღებული დამოკიდებულებების გამოყენებისას ვარირებულების სახით შეიძლება აღებული იქნენ ასევე პარამეტრები b_k და b_u დინამიკურ რგოლებში.

გამოსაკვლევ სისტემაში მდგრადობის პირობების შემოტანის პროცედურის რეალიზაციისათვის განვიხილავთ სისტემის მახასიათებელ განტოლებებს.

იმის გამო, რომ საქმე გვაქვს მე-9 ხარისხის მახასიათებელ განტოლებასთან მდგრადობის სინთეზისათვის ვისარგებლოთ უწყვეტი სტაციონარული სისტემის დინამიკური მდგრადობის ანალიზის ცნობილი მეთოდით, კერძოდ [8] სამუშაოში მოყვანილით.

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

$$\lambda_i = a_{i-1} a_{i+2} / a_i a_{i+1}, \quad i = 2, \overline{n-2}. \quad (163)$$

ჩვენი შემთხვევისათვის გვექნება:

$$\lambda_1 = a_{20} a_{23} / a_{21} a_{22}; \quad \lambda_2 = a_{21} a_{24} / a_{22} a_{23};$$

$$\lambda_3 = a_{22} a_{25} / a_{23} a_{24}; \quad \lambda_4 = a_{23} a_{26} / a_{24} a_{25};$$

$$\lambda_5 = a_{24} a_{27} / a_{25} a_{26}; \quad \lambda_6 = a_{25} a_{28} / a_{26} a_{27};$$

$$\lambda_7 = a_{26} a_{29} / a_{27} a_{28}.$$

საკვლევი სისტემის მდგრადობისათვის საკმარისია, რომ სრულდებოდეს ტოლობა:

$$\lambda_i < \lambda^* \approx 0,465, \quad \forall i = \overline{1, n-2}; \quad (164)$$

$$\lambda_i + \lambda_{i+1} < \lambda^{**} \approx 0,89, \quad \forall i = \overline{1, n-3}; \quad (165)$$

$$\lambda_i + \lambda_{i+1} + \lambda_{i+2} < 1, \quad \forall i = \overline{1, n-4}; \quad (166)$$

$$\lambda_i < (1 - \lambda_{i-1})(1 - \lambda_{i+1}), \quad \forall i = \overline{2, n-3}. \quad (167)$$

გარდამავალი პროცესების აგებისათვის გაწრფივებულ სისტემაში ვიყენებთ გამომავალი $x(t)$ კოორდინატის ზემოთ მიღებულ გამოსახულებას

$$x(s) = \frac{b_2 s^2 + b_1 s + 1}{a_9 s^9 + a_8 s^8 + a_7 s^7 + a_6 s^6 + a_5 s^5 + a_4 s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + 1}. \quad (168)$$

გადავდივართ ამპლიტუდურ-ფაზურ მახასიათებელზე, რისთვისაც (168) გამოსახულებაში s ოპერატორის ნაცვლად შემოგვაქვს არგუმენტი $j\omega$, სადაც ω – წრიული სიხშირე და j – წარმოსახვითი ერთიანია.

ვიღებთ ამპლიტუდურ-ფაზურ მახასიათებელს

$$x(j\omega) = \frac{A(j\omega)}{B(j\omega)}. \quad (169)$$

უკანასკნელის გამოყენებით ვაგებთ საკვლევი სისტემის საგნობრივ-სიხშირულ მახასიათებელს

$$P(\omega) = \operatorname{Re}[x(j\omega)] = \frac{R_A(\omega)R_B(\omega) - I_A(\omega)I_B(\omega)}{R_B^2(\omega) + R_A^2(\omega)}, \quad (170)$$

სადაც

$$R_A(\omega) = 1 - b_2 \omega^2;$$

$$I_A(\omega) = b_1 \omega;$$

$$R_B(\omega) = 1 - a_2 \omega^2 + a_4 \omega^4 + a_6 \omega^6 + a_8 \omega^8;$$

$$I_B(\omega) = a_1 \omega + a_3 \omega^3 + a_5 \omega^5 + a_7 \omega^7 + a_9 \omega^9$$

$R_A(\omega)$ და $R_B(\omega)$ – წარმოსახვითი ნაწილები.

შემდგომი ამოცანა – ინტეგრალური მიახლოება პროცესებისა არაწრფივ და გაწრფივებულ სისტემებში. ამის მიზნისათვის ვიყენებთ ფუნქციონალს განხილვადი სისტემის ჰიდრავლიკური ნაწილის დინამიკის არაწრფივი განტოლების ამონახსნისაგან

$$\Phi = \int_0^{\tau} \varphi_n [x_p(t); \varepsilon(t)], \quad (171)$$

სადაც

$$\begin{aligned} \varphi_n [x_p(t); \varepsilon(t)] = & m_p \ddot{x}_p + b_p \dot{x}_p + \\ & + k_{\kappa} \dot{x}_p + H_{\ddot{x}}(t) - k_v \mathbf{F}(p_n; F, \bar{x}_p, \bar{\varepsilon}); \end{aligned} \quad (172)$$

$$\mathbf{F}(p_n; F; \bar{x}_p, \bar{\varepsilon}) = H_{F\varepsilon} \bar{\varepsilon}_{xp};$$

$$H_{F\varepsilon} = \frac{k_{\kappa}}{2} \left[\sqrt{1 - \frac{1}{p_n F} (F_{z\mu} + B_2 \ddot{x}_p + B_1 \dot{x}_p)} \operatorname{sign} \bar{\varepsilon}_{xp} \right]; \quad (173)$$

\bar{x}_p და $\bar{\varepsilon}$ – არაწრფივი სისტემისათვის შერჩეული „სასურველი პროცესის წრფივი სისტემის“ კოორდინატები; τ – მიახლოებათა დროის ინტერვალი.

არაწრფივი ფუნქციის $H_{\ddot{x}}(t)$ გათვალისწინებას ფუნქციონალში განხორციელება ნაშრომში [138] მოყვანილი მეთოდით.

საკითხის ზოგადი დასმით სინთეზირებად პარამეტრს k_v ვეძებთ განტოლებიდან

$$\frac{\partial \Phi}{\partial k_v} = 0. \quad (174)$$

ეს განტოლება განშლილი სახით ჩაიწერება ასე

$$\int_0^{\tau - \tau_{\varepsilon 0}} [m_p \ddot{x}_p + b_p \dot{x}_p + k_{\kappa} \dot{x}_p + H_{\ddot{x}} - H_F \bar{\varepsilon}_{xp} k_v] H_{F\varepsilon} \bar{\varepsilon}_{xp} dt = 0. \quad (175)$$

გამოსახულება $\bar{\varepsilon}_{xp}(t)$ ვსაზღვრავთ როგორც $x_p^0(t)$ -ს წრფივ დეფორმაციას. აქ $x_p^0(t)$ არის სისტემის სასურველი გამომავალი კოორდინატი.

აღნიშნულთან დაკავშირებით ვიღებთ ტოლობას

$$\bar{\varepsilon}_{xp}(t) = m_{px} \ddot{x}_p + b_{\kappa}^* \dot{x}_p + k_{no}^* \dot{x} + C_{okc}^* \bar{x}_p. \quad (176)$$

გამოთვლითი ოპერაციების გამარტივების მხრივ დამოკიდებულების (176) ამოხსნისათვის ვწერთ პირობით განტოლებათა სისტემას

$$m_p \ddot{x}_p(t_j) + b_p \dot{x}_p(t_j) + k_{\kappa} x_p + H_{\ddot{x}}(t_j) \bar{\varepsilon}_{xp} k_v = 0; \quad (177)$$

$$i = 0, 1, \dots, n_1;$$

$$n_1 = \frac{\tau_{\varepsilon 0}}{\Delta t};$$

აქ Δt არის დროის ბიჯი საინტერპოლაციო წერტილთა შორის.

პირობით განტოლებათა სისტემას ვამუშავებთ უმცირეს კვადრატთა მეთოდით და გადავდივართ ნორმალურ განტოლებაზე.

$$k_v \sum_{i=1}^n \left\{ [H_{F_1}(t_i) \bar{\mathcal{E}}_{xp}(t_i)]^2 + \sum_{n_1+1}^m [H_{F_\varepsilon}(t_j) \bar{\mathcal{E}}_{xp}(t_j)]^2 \right\} =$$

$$= \sum_{j=1}^m [m_p \ddot{x}_p(t_j) + b_p \dot{x}_p(t_j) + k_{xc} \dot{x}_p(t_j) + H_{\dot{x}}(t_j)] \bar{\mathcal{E}}_{xp}(t_j) H_{F_1}(t_j). \quad (178)$$

რომლის ამოხსნით ვიღებთ k_{vh} -ის სასურველ მნიშვნელობას.

რაც შეეხება არასტაციონარული სისტემის დინამიკური მდგრადობის კვლევის საკითხებს ჩვენის აზრით ყველაზე მიზანშეწონილ მიდგომას წარმოადგენს ანალიზი ბონჯიორნოს მატრიცული კრიტერიუმის გამოყენებით [139], რომელიც საშუალებას გვაძლევს სისტემისათვის

$$\frac{dy}{dt} \{y\} = A(t)y, \quad (179)$$

სადაც $A(t)$ – პერიოდული კოეფიციენტების კვადრატული მატრიცაა,

y – მდგომარეობის ვექტორია, მივიღოთ მდგრადობის საკმარისი პირობები.

ბონჯიორნოს კრიტერიუმის გამოყენებისათვის $A(t)$ პერიოდულ მატრიცას წარმოადგენენ შემდეგი სახით

$$A(t) = A_0 + \tilde{A}(t), \quad (180)$$

სადაც A_0 და $\tilde{A}(t)$ – მუდმივი და ცვლადი შემადგენელებია.

იძულებითი მოძრაობების კვლევისთვის შეიძლება დავეყრდნოთ ნაშრომებში (164) მოყვანილ თანამიმდევრულ მიახლოებების მეთოდებს.

თანამიმდევრობითი მიახლოების მეთოდის გამოყენების ობიექტად ვირჩევთ არაწრფივ მოდელს, რომელიც მატრიცული ფორმით შეიძლება ჩავწეროთ შემდეგნაირად:

$$A\{\ddot{x}\} + B(x)\{\dot{x}\} + c(x)\{x\} = \{Q\}; \quad (181)$$

სადაც $\{x\} = [\varphi_b, \varphi, z_{k_1}]^T$ – განზოგადოებული კოორდინატების ვექტორ-სვეტია;

$\{Q(x)\} = [\varphi_b, \varphi, F_0]^T$ – განზოგადოებული ძალების ვექტორ-სვეტია,

ასევე არაწრფივად დამოკიდებულ განზოგადებულ $\{x\}$ კოორდინატებზე;

$B(x)$, $c(x)$ – განზოგადებულ კოორდინატებზე არაწრფივად დამოკიდებული მატრიცებია.

სისტემას (182) განვიხილავთ შემდეგი სახით:

$$A\{\ddot{x}\} + B_0\{\dot{x}\} + C_0\{x\} = \{Q_*\} - \tilde{B}(x)\{\dot{x}\} - \tilde{C}(x)\{x\} + \tilde{Q}(x), \quad (182)$$

სადაც B_0 , C_0 და \tilde{B} , \tilde{C} – შესაბამისი მატრიცების მუდმივი და ცვლადი შემდეგნებია.

ვიღებთ, რა გასაშუალებული სისტემის ამონახსნს, როგორც პირველ მიახლოებას, შემდგომ მიახლოებითებს ვეძებთ განტოლებებიდან

$$A\{\ddot{x}^{(i+1)}\} + B_0\{\dot{x}^{(i+1)}\} + C_0\{x^{(i+1)}\} = \{Q\} - \tilde{B}(x^{(i)})\{\dot{x}^{(i)}\} + \tilde{C}(x^{(i)})\{x^{(i)}\}; \quad (183)$$

სადაც $x^{(i+1)}$ და $x^{(i)}$ – შესაბამისად $(i+1)$ და i -ს მიახლოებებია.

ზემოთმოყვანილი მატრიცული დამოკიდებულებების გამოყენებით მდგრადობის ანალიზი შეიძლება ავარით გასაშუალებული მოდელების გამოყენებაზე მ.ზ.კოლოვსკის ვიბრომდგრადობასთან შეთავსებით, ანალოგიურად, როგორც ეს მოყვანილია ნაშრომში [123].

სინთეზის შემოთავაზებული მეთოდის აპრობაციისათვის ვატარებთ კონკრეტულ საანგარიშო გამოკვლევებს. ამისათვის სასურველი პროცესის საწყის პარამეტრებად იქნა არჩეული $u_1 = 30 \frac{1}{\sqrt{g}}$ და

$u_2 = 40 \frac{1}{\sqrt{g}}$. ამასთან ერთად თვით საკვლევი სისტემასთან მიმართებაში

არარეგულირებადი პარამეტრების მნიშვნელობებად იქნა შერჩეული

$$C_\delta = 4200 \frac{6}{g}, \quad C_1 = 2100 \frac{6}{g}, \quad C_2 = 2100 \frac{6}{g}; \quad b_\kappa = 510 \frac{6}{g}, \quad k_{\text{oc}} = 10^8 \frac{6}{g}, \quad m_\kappa = 12 \text{ კგ.}$$

$$m_p = 200 \text{ კგ.}$$

ამ მნიშვნელობათა გამოყენებით რეგულირებადი $x(t)$ კოორდინატის გამოსახულება იღებს სახეს

$$X(s) = \frac{11,5 \cdot 10^{-3} s^2 + 2,01 \cdot 10^{-3} s + 1}{0,001 \cdot 10^{-3} s^9 + 0,08 \cdot 10^{-3} s^8 + \cdot 10^{-3} s^7 + 1,76 \cdot 10^{-3} s^6 + 2,07 \cdot 10^{-3} s^5 + 55,6 \cdot 10^{-3} s^4 + 48,6 \cdot 10^{-3} s^3 + 21,7 \cdot 10^{-3} s^2 + 2,47 \cdot 10^{-3} s + 1}$$

გაწრფივებული „სასურველი პროცესის სისტემის“ სინთეზის საფუძველზე მიღებული იქნა სინთეზირებადი k_{vt} k_{px} პარამეტრების

მნიშვნელობები გამოსახულნი ურთიერთკავშირში კომპლექსურ z_m პარამეტრთან.

ეს დამოკიდებულებები მოყვანილია ნახ. 21.

სადაც: $k_{yt}(z_m)$ ფუნქციის და 2 კი $b_{px}(z_m)$ ფუნქციის ამსახველი მრუდები. ამავე ნახაზზე მრუდით 3 მოყვანილია არაწრფივ სისტემასთან მიმართებაში ჩატარებული გაანგარიშებები.

გაწრფივებული სისტემის დინამიკური მდგრადობის ანალიზისათვის ვიყენებთ λ_i კიეფიციენტები [137].

ფარდობა თანამიმდევრობას

$$a_{n-2}/a_n, a_{n-3}/a_{n-1}, a_{n-4}/a_{n-2}, \dots, a_1/a_3, a_0/a_2. \quad (184)$$

ჩვენს სისტემასთან მიმართებაში, როდესაც $z_m=1,4$ თანამიმდევრობა (183) აისახება ციფრებით 710; 250; 100; 30; 10; 0,5; 0,1. რადგანაც ეს თანამიმდევრობა კლებადია ციფრი 2-ზე მეტჯერ არის ნაკლები სისტემა მდგრადი.

როდესაც $z_m=0,8$ თანამიმდევრობა (184) იღებს სახეს

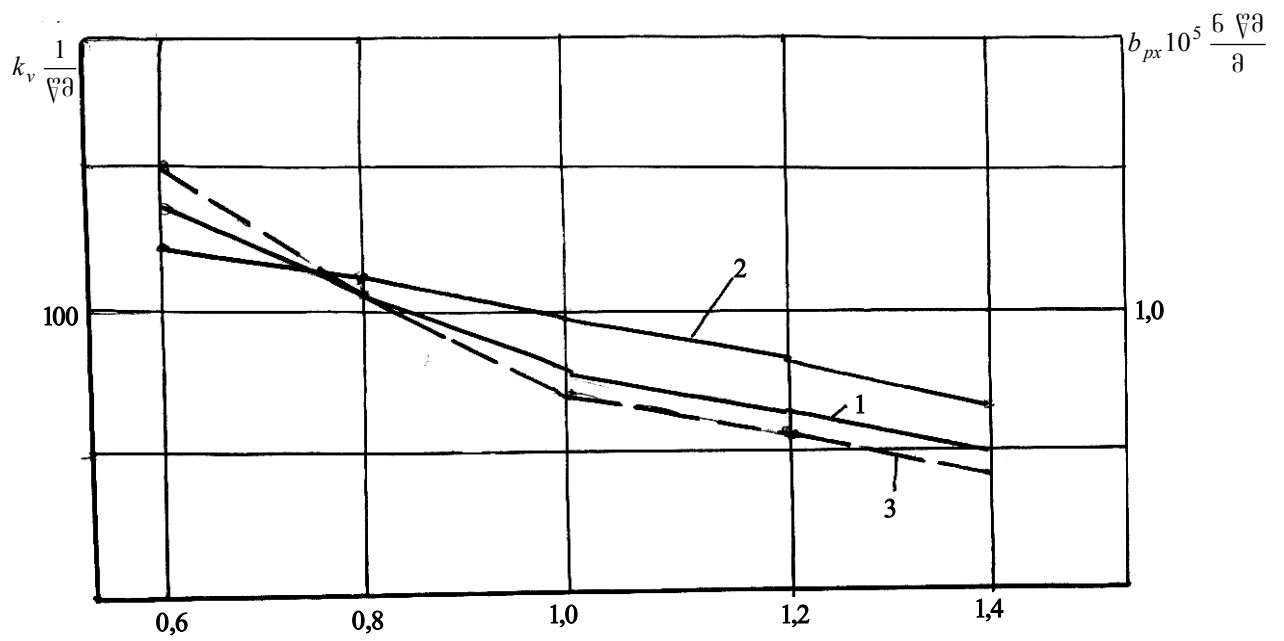
$$312, 201, 110, 30, 15, 0,6, 0,48, 0,08$$

λ_i -ს ზუსტი მნიშვნელობებია $\lambda_i=0,1; 0,2; 0,3; 0,5; 0,04, 0,8, 0,046$. ყველა წევრი არ არის 0,465 ნაკლები, ამიტომ უნდა გამოვთვალოთ λ_i -ს ორი მეზობელი წევრების ჯამი.

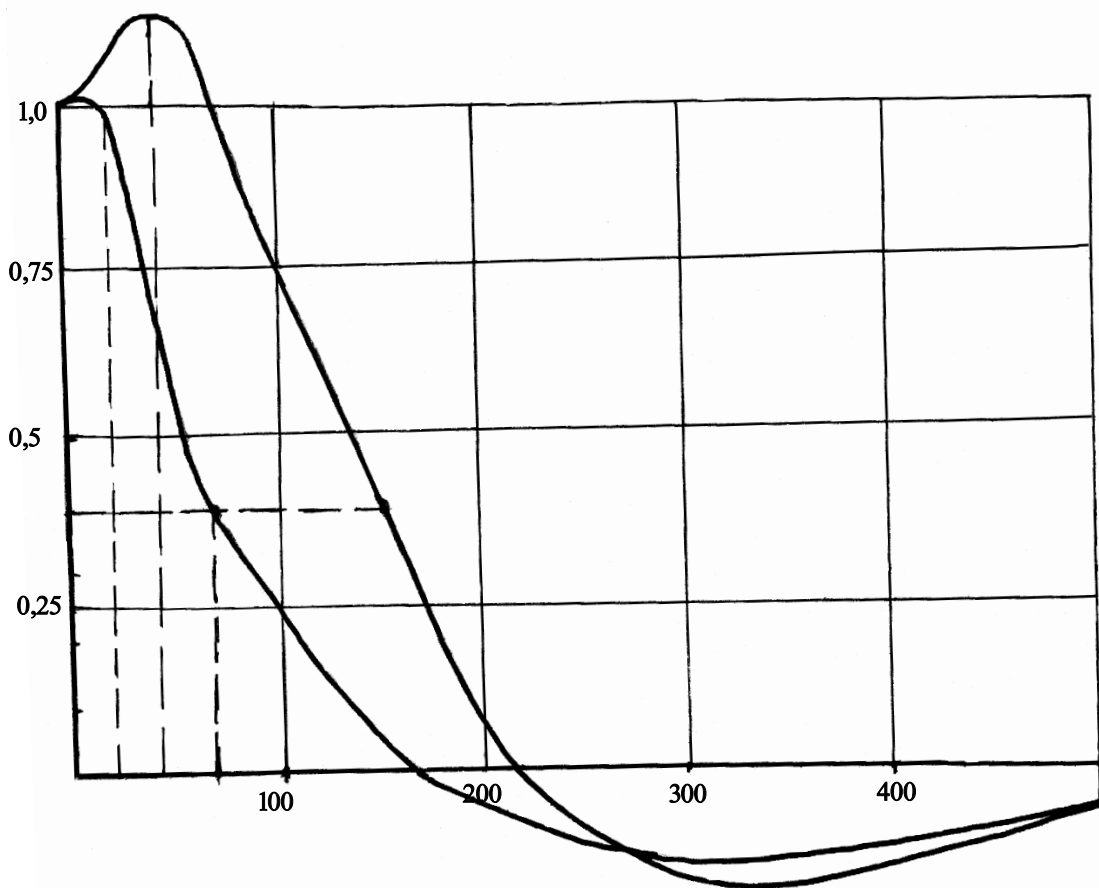
ვიღებთ თანამიმდევრობას: 0,85; 0,79; 0,75; 0,54; 0,87, 0,246. ყველა ჯამი არის 0,89-ზე ნაკლები, ე.ი. სისტემა მდგრადია.

გადავდივართ გარდამავალი მრუდების აგებაზე, საფუძვლად ვიღებთ ამპლიტუდურ-ფაზურ მახასიათებელს

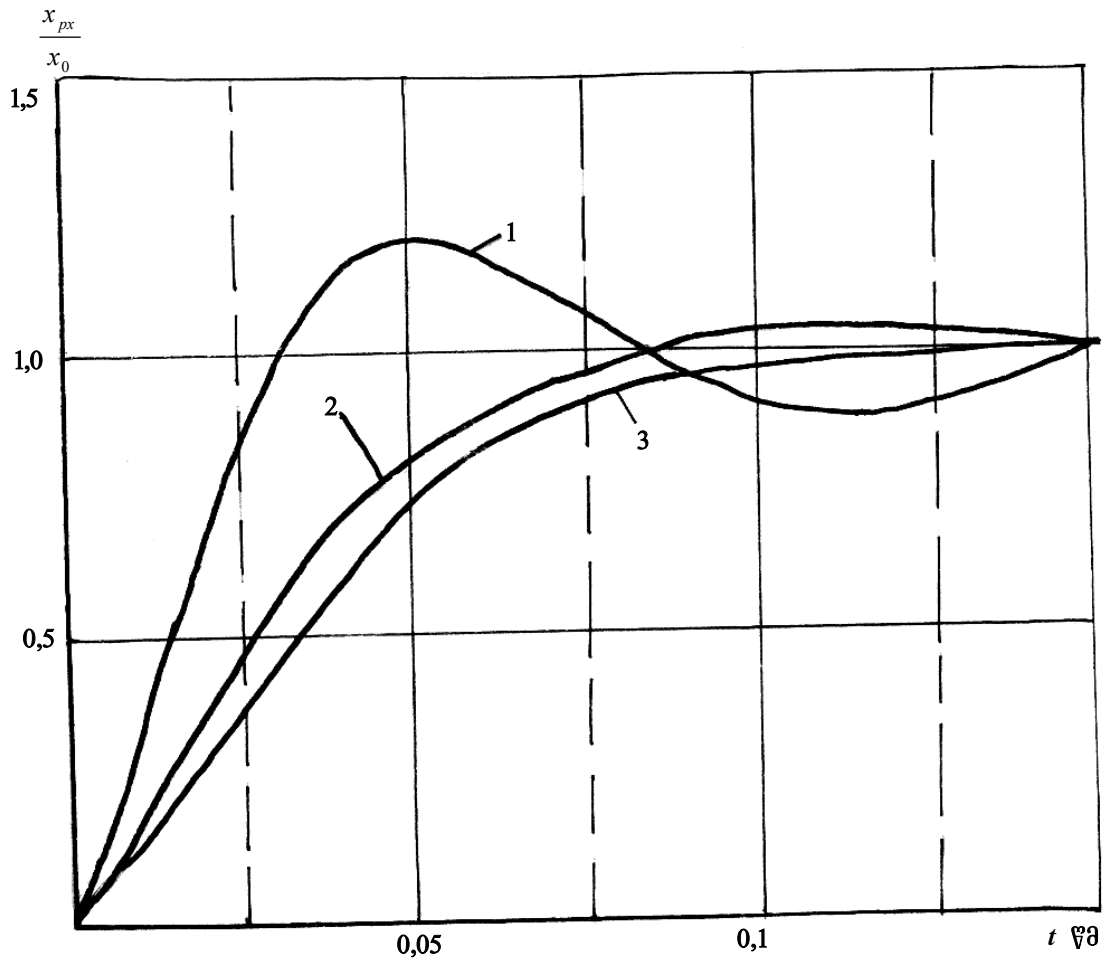
$$X(u\omega) = \frac{2,101 \cdot 10^{-3} j\omega + 1}{0,001 \cdot 10^{-3} j\omega^9 + 0,03 \cdot 10^{-3} j\omega^8 - 0,3 \cdot 10^{-3} j\omega^7 - 1,76 \cdot 10^{-3} j\omega^6 + 2,07 \cdot 10^{-3} j\omega^5 + 55,6 \cdot 10^{-3} j\omega^4 - 48,6 \cdot 10^{-3} j\omega^3 - 21,7 \cdot 10^{-3} j\omega^2 + 2,47 \cdot 10^{-3} j\omega + 1.}$$



ნახ. 21. სინთეზის შედეგად მიღებული ფუნქციონალური
 დამოკიდებულებები: 1 - $k_v(z_m)$; 2 - $b_{px}(z_m)$;
 3 - $k_{vh}(z_m)$



ნახ. 22. სისტემის საგნობრივი სისწორული მასასიათებლები



ნახ. 23. გარდამავალი პროცესების მრუდები

საგნობრივი მახასიათებლის (183) გამოყენებით ვაგებთ გარდამავალი პროცესების მრუდებს [78, 79, 140].

ნახ. 22-ზე მოყვანილია საგნობრივი სიხშირულ მახასიათებლების მრუდები (მრუდები 1 და 2), რომლებიც შეესაბამებიან z_m -ის მნიშვნელობებს 0,6 და 1,0.

თვით გარდამავალი პროცესების მრუდები კი მოყვანილია ნახ. 23. აქ მრუდები 1 და 2 შეესაბამებიან დროის მასშტაბური კოეფიციენტის $z_m=0,6$ და $z_m=1,0$, 3 – სასურველი პროცესის მრუდია.

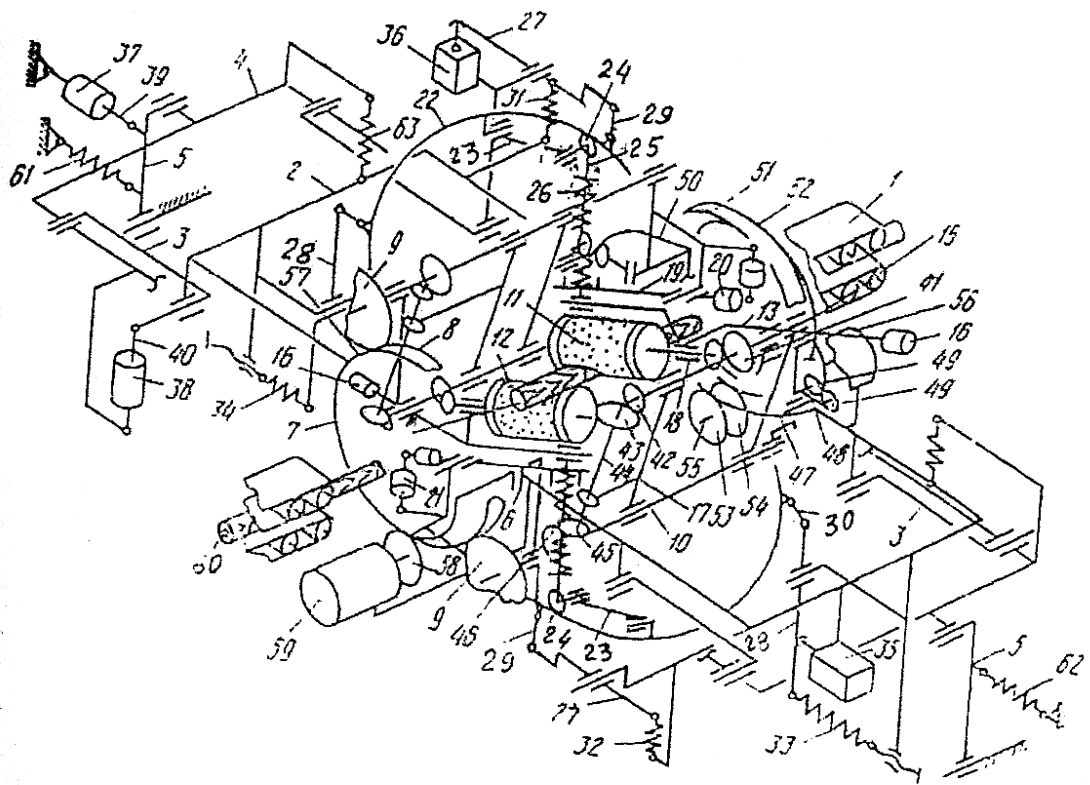
მოყვანილი გარდამავალი პროცესების მრუდები ერთის მხრივ გვიჩვენებენ მათ სიახლოვეს სასურველთან და მეორეს მხრივ იმას, რომ მიღებული სინთეზირებადი პარამეტრები გარდამავალი პროცესების მრუდებთან შეთანწყობაში გვაძლევენ სინთეზირებადი პარამეტრების შერჩევის საშუალებას გარდამავალი პროცესების საჭირო მახვენებლების მიღების პირობიდან გამომდინარე.

2.5. რთულპროფილიანი ზედაპირების სამკოორდინატიანი კოპირების სისტემა [129]

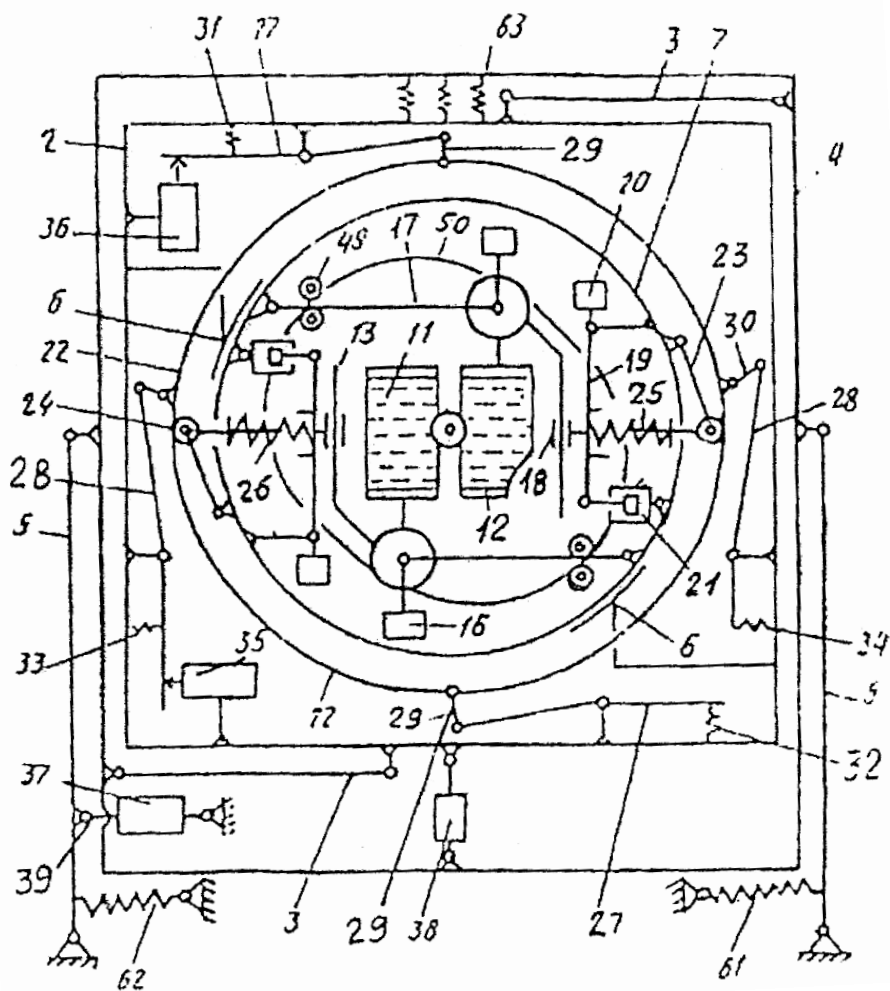
ნაშრომში განხილული მაკოპირებელი საჩარხო სისტემების შემდგომი სტრუქტურული და ფუნქციონალური განვითარების თვალსაზრისით შემუშავებულია სამკოორდინატიანი მაკოპირებელი საჩარხო სისტემა, რომელიც იძლევა ორ სიბტყეში გაღუნული მრუდწირულ-ფასონური დეტალების ხეხვით დამუშავების პროცესის რეალიზაციის საშუალებას [129].

ნახ. 24-ზე მოყვანილია ჩარხის კინემატიკური სქემა აქსონომეტრიაში, ხოლო ნახ. 25-ზე – ჩარხის სქემა წინხედში.

ჩარხი შეიცავს ტრანსპორტიორებს 1, შიგა 2 და გარე 4 ჩაკეტილ ოთხრგოლებს, რომლებშიც შიგა ოთხრგოლა მხრეულებით 3 სახრულად დაკავშირებულია გარე ოთხრგოლასთან 4, რომლის მხრეულები 5 სახრულად უკავშირდებს სადგარს. შიგა ოთხრგოლაზე წრიულ მიმმართველებში 6 დამონტაჟებულია როტორი 7, რომელზედაც თავისუფლად არის დასმული კბილა თვალი 8. კბილა თვალი 8 მოდებულია კბილა თვლებთან 9, რომელიც დასმულია როტორზე 7



ნახ. 24. მაკოპირებელი ჩარხის სივრცითი კინემატიკური სქემა



ნახ. 25. მაკობირებელი ჩარხის კინემატიკური სქემა

დაყენებულ ლილვზე 10. როტორი ბრუნვის დროს ზიდავს ორ სახეს ცილინდრს 11 და 12, რომელთა ღერძები დაყენებულია შტანგების 13 საკისრებში და ზიდავენ მათზე ხისტად დამაგრებულ კბილანებს 14.

შტანგები 13 მიერთებულია ლილვების 15 ღერძებთან, რომელთა მიმართ სახესი ცილინდრების 11 და 12 გასაწონასწორებლად დამაგრებულია ტვირთები 16. ლილვები 15 დაყენებულია მოქანავე ჩარჩოებზე 17. შტანგები 13 შედის მიმართველ მილისებში 18 და სახსრულად უერთდება როტორზე დაყენებულ ბერკეტებს 19, რომლებიც გაწონასწორებული არის საპირწონეთი 20. ამასთან, ბერკეტები 19 როტორთან სახსრულად არის დაკავშირებული დემფერების 21 საშუალებით.

მმართველი რგოლი 22 კონტაქტშია როტორზე დიამეტრულად, ორი ერთმანეთის პერპენდიკულარული მიმართულებით დამონტაჟებულ მხრეულებზე 23 დაყენებულ გორგოლაჭებთან 24. კონტაქტი მმართველ რგოლსა 22 და გორგოლაჭებს 24 შორის ხორციელდება მხრეულებთან 23 სახსრულად მიერთებულ კოჭებზე 25 ჩამოსმული სარეგულირებელი ზამბარების 26 დახმარებით. ზამბარები 26 თავის მხრივ ეყრდნობა ბერკეტებს 19.

მმართველი რგოლი 22 სახსრულად არის დაკავშირებული შიგა ოთხრგოლას ოთხივე გვერდზე დაყენებული ჰორიზონტალურ და ვერტიკალურ მხრეულებთან 27, 28, 29 და 30. მხრეულები 27, 28 ადჭურვილია სარეგულირებელი ზამბარებით 31, 32, 33 და 34. ამასთან, ორი (ერთი ჰორიზონტალური 27 და ერთი ვერტიკალური 28) კონტაქტშია შიგა ოთხრგოლაზე დამაგრებულ ჰიდრაულიკურ მკვეთარებიან მანაწილებლებთან 35 და 36. მიმყოლი მკვეთარებიანი მანაწილებლები 35 და 36 ჰიდრაულიკური კავშირის დახმარებით (ფიგურაზე ნაჩვენები არ არის) დაკავშირებულია შემსრულებელ ჰიდროცილინდრებთან 37 და 38. ეს ჰიდროცილინდრები სახსრულად დაყენებულია სადგარზე და გარე ოთხრგოლაზე და ჭოკებით 39 და 40 სახსრულად უერთდება შესაბამისად გარე ოთხრგოლას მხრეულს 5 და შიგა ოთხრგოლას 2.

სახესი ცილინდრების 11 და 12 ლილვებზე დაყენებულია კონუსური კბილანები 14 მოდებაშია ლილვზე 15 ხისტად დასმულ კბილანებთან 41. ლილვებზე 15 აგრეთვე, დასმულია კონუსური

კბილანები 42, რომლებიც მოდებაშია კონუსურ კბილანებთან 43. ეს უკანასკნელები ხისტად დასმულია ლილვებზე 44. ლილვებზე 44 აგრეთვე, ხისტად დასმულია კონუსური კბილა თვლები 45, რომლებიც მოდებაშია ლილვებზე 10 დამაგრებულ კბილანებთან 46. თითოეულ მოქანავე ჩარჩის 17 აქვს საბიძგებლები 47 მენჯით 48, რომლის ორი გორგოლაჭი 49 შემოგორდება მუშტას 50 ფერსოზე, რომელიც ხისტად მიერთებულია როტორზე 7 ბრუნვის საშუალებით დაყენებულ კბილა თვალთან 51. ამ უკანასკნელის კბილთა რიცხვი 1 ან 2 კბილით ნაკლებია, ვიდრე კბილანისა 52, რომელიც ხისტად არის დამაგრებული როტორზე. კბილა თვლები 51 და 52 მოდებაში არის კბილანებთან 53 და 54, რომლებიც ხისტადაა დასმული შიგა ოთხრგოლაზე 2 დაყენებულ ლილვზე 55. ეს უკანასკნელი ბრუნვით მოძრაობაში მოდის ჰიდროამძრავათი 56. როტორზე 7 დამაგრებული კბილა თვალი 57 მოდებაშია კბილა თვალთან 58, რომელიც დასმულია ჰიდროამძრავას 59 ლილვზე. დასამუშავებელი დეტალი 60 მოთავსებულია სახეხ ცილინდრებს 11 და 12 შორის. ჰიდროცილინდრების 37 და 38 გარდა ურთიერთკავშირი შიგა და გარე ოთხრგოლებს 2, 4 შორის ხორციელდება აგრეთვე, მათზე ბოლოებით მიერთებული ზამბარებით 63. ანალოგიურად მხრეულები 5 ზამბარების 61 და 62 საშუალებით ურთიერთდაკავშირებულია სადგართან.

ჩარხი მუშაობს შემდეგნაირად: დასამუშავებელი დეტალის ზომების მიხედვით ეწყობა ტრანსპორტიორები 1. ნამზადი 60 მიეწოდება ტრანსპორტიორებში 1, რომლებიც გადაადგილებს მას სახეხი ცილინდრების 11, 12 შორის ღრიტოში. სახეხი ცილინდრები ბრუნავს, როგორც თავისი დერძების გარშემო, აგრეთვე როტორთან ერთად დეტალის გარშემო ისეთი სიჩქარით, რომ გასახეხი ზოლის სიგანე დამოკიდებული სახეხი პნევმოცილინდრების დეტალთან კონტაქტის ზომებზე, უნდა იყოს ნამზადის გადაადგილებაზე მეტი როტორის ნახევარი ბრუნვისათვის საჭირო დროში. სახეხი ცილინდრები ბრუნვით მოძრაობას ღებულობს ორი ჯაჭვის მიხედვით: ა) ჰიდროამძრავადან 59 ჯაჭვით 58-57-8-9-46-45-43-42-41-14;

ბ) ჰიდროამძრავადან 56 – კბილა გადაცემა 54-52, როტორი 7 და კბილანები 9 როტორთან ერთად შემოგორდებიან კბილა თვალზე 8 და

შემდეგ ბრუნვით მოძრაობას ღებულობს ჯაჭვით 9-46-45-43-42-41-14. ამძრავის განხილულ სქემაში კბილანები 9 წარმოადგენს დიფერენციალური მექანიზმის სატელიტებს, რომლებზედაც ხორციელდება ცენტრალური კბილა თვალიდან 8 და როტორის 7 სატარისაგან – როტორზე დამაგრებული კბილა თვლით 52 მიწოდებული მოძრაობების შეჯამება.

სახეხი ცილინდრები ბრუნვითი მოძრაობების გარდა, ასრულებს უკუქცევით-წინსვლით მოძრაობებს, რაც აუცილებელია სახეხი გარსამოსის ზედაპირის მთლიანი და თანაბარი გამოყენებისათვის. აღნიშნული ხორციელდება ჩარჩოების 17 სახეხ ცილინდრებთან ერთად ქანაობით. ჩარჩოების ქანაობა ხორციელდება მუშტასთან 50 საბიძგებლების 47 საშუალებით. მუშტას პროფილი უზრუნველყოფს საბიძგებლებისა და სახეხი ცილინდრების თანაბარ ქანაობას. მუშტას უმნიშვნელო სიჩქარით ბრუნვა როტორის მიმართ მიღწეულია კბილა თვლების 51 და 52 კბილთა რიცხვებს შორის უმნიშვნელო სხვაობით (1 ან 2 კბილით), რომლებსაც აქვთ ერთი ამძრავი ჰიდროძრავისაგან 56 კბილანების 53 სა 54 დახმარებით. უძრავი როტორის დროს სახეხი ცილინდრები ბრუნვით მოძრაობას ღებულობს მხოლოდ ჯაჭვით 58-57-8-9-46-45-43-42-41-14. ამ შემთხვევაში კბილანა 54 ელექტროქუროს დახმარებით (ფიგურაზე ნაჩვენები არ არის) გამოირთვება ძრავას 56 ლილვისაგან, რის შედეგადაც ბრუნვითი მოძრაობა ძრავიდან 56 გადაეცემა მხოლოდ მუშტას 50.

სახეხი ცილინდრების ნამზადზე აუცილებელი მიჭერის ძალა უზრუნველყოფილია მათში დაჭირხნული ჰაერის წნევის ხარისხით და სარეგულირებელი ზამბარების 26 ძალით. სახეხი ცილინდრების და ბერკეტების დაბალანსება ხორციელდება ტვირთებით 16 და 20. დემპფერების 21 სქემაში ჩართვა და მმართველი რგოლის დაკავშირება შიგა ოთხრგოლასთან მიმართულია სახეხი ცილინდრებისა და თვით მმართველი რგოლის 22 რხევებისა და ნამზადზე სახეხი ცილინდრების მიჭერის ძალის შემცირებისაკენ.

სწორხაზოვანი სიმეტრიული ცვლადი კვეთის დეტალის დამუშავების შემთხვევაში, თუ მისი ღერძი ემთხვევა როტორის ბრუნვის ღერძს, დეტალი, მიეწოდება რა სახეხ ცილინდრებს შორის ღრიტოში,

სიმეტრიულად სწევს მათ როტორის ღერძის მიმართ (საწეის მდგომარეობაში როტორის 7 და მმართველი რგოლის 22ღერძები ერთმანეთს ემთხვევა). ერთნაირი სიდიდით გადაიხრება მიმმართველი მილისები 18, ბერკეტები 19, რადგანაც ერთნაირი ზომით მოქმედებენ ზამბარებზე 26. ამასთან, მხრეულები 27, 28 და აგრეთვე, მიმმართველი რგოლი 22, როტორის ღერძის მიმართ რადიალური მიმართულებით რჩება უძრავ მდგომარეობაში.

ერთნაირი კვეთის სივრცითი მოღუნული ან მრუდწირული დეტალის დამუშავების შემთხვევაში, დეტალი, მიეწოდება რა სახეხი ცილინდრებს შორის, თავისი გამოშვებული ნაწილის გადაადგილების მიხედვით, მოქმედებს ერთ-ერთ სახეხ ცილინდრზე და გადასწევს მას როტორის ღერძის მიმართ. აღნიშნულ ცილინდრზე მოქმედება და მისი გადაადგილება რადიალური მიმართულებით გადაეცემა მმართველ რგოლს 22 – ერთ-ერთი ზამბარის 26 საშუალებით. ზამბარის 26 მიერ რგოლის 22 გადანაცვლება ხორციელდება დეტალზე ერთ-ერთი სახეხი ცილინდრის მიჭერის მიმართულების საწინააღმდეგო მხრიდან. ასეთნაირად ხორციელდება მმართველი რგოლის 22 მიყოლა დეტალის ღერძის მიმართ. რგოლის 22 გადაწევა როტორის მიმართ სიბრტყეში, რომელიც არ ემთხვევა ვერტიკალურ და ჰორიზონტალურ სიბრტყეებს, იწვევს მხრეულების 27 და 28 მობრუნებას. მხრეულების 27 და 28 კუთხური შემობრუნება იწვევს მკვეთარების გადანაცვლებას მკვეთარებიანი მანაწილებლის 35 და 36 კორპუსებში. ამის შედეგად მოქმედებაში მოდის ჰიდროცილინდრების 37 და 38 ჭოკები 39 და 40, რომლებსაც მოძრაობაში მოჰყავს შიგა ოთხთვალა 2 მასზე დაყენებული როტორითა და მიმყოლი მკვეთარიანი მანაწილებლებით 35 და 36, რითაც მიიღწევა როტორის მუდმივი მიყოლა „მმართველი“ რგოლის ღერძის მიმართ, აქედან გამომდინარე დასამუშავებელი დეტალის ღერძის მიმართაც.

როტორის შემომწვდომი მმართველი რგოლის გაჩერება, ანუ როტორთან ერთად ბრუნვითი მოძრაობისაგან განთავისუფლება, გვაძლევს მიმყოლი სისტემის დინამიკური მდგრადობის ხარისხის ამაღლების საშუალებას, რაც პირდაპირ კავშირშია მოთვალთვალე

პროცესის დინამიკური სიზუსტისა და სწრაფქმედების მნიშვნელოვან გაუმჯობესებასთან.

მოყვანილი ჩარხის გამოყენება საშუალებას მოგვცემს ხის რთულპროფილიანი დეტალების ხეხვის პროცესის დროს განვახორციელოთ როტორის ღერძის ორკოორდინატიანი მიყოლა სივრცითი მრუდწირული ნამზადების ღერძის მიმართ, შემსრულებელი ჰიდროცილინდრების მკვეთრი გადასვლითი მოძრაობების გამორიცხვით. შევამციროთ ჩარხის მუშაობისათვის აუცილებელი სიჩქარეებისა და აჩქარებების სიდიდეები, და შედეგად შემსრულებელი ჰიდროცილინდრების მიერ გადალახული ინერციული დატვირთვები, რასაც მიყვევართ დასამუშავებელი დეტალების მიწოდების სიჩქარეებისა და როგორც შედეგი, აგრეთვე, ჩარხის მწარმოებლურობის გაზრდისაკენ.

2.6. მაკოპირებელი ჩარხის სამკოორდინატიან მოთვალთვალე სისტემის ელექტროჰიდრაულიკური სტრუქტურა

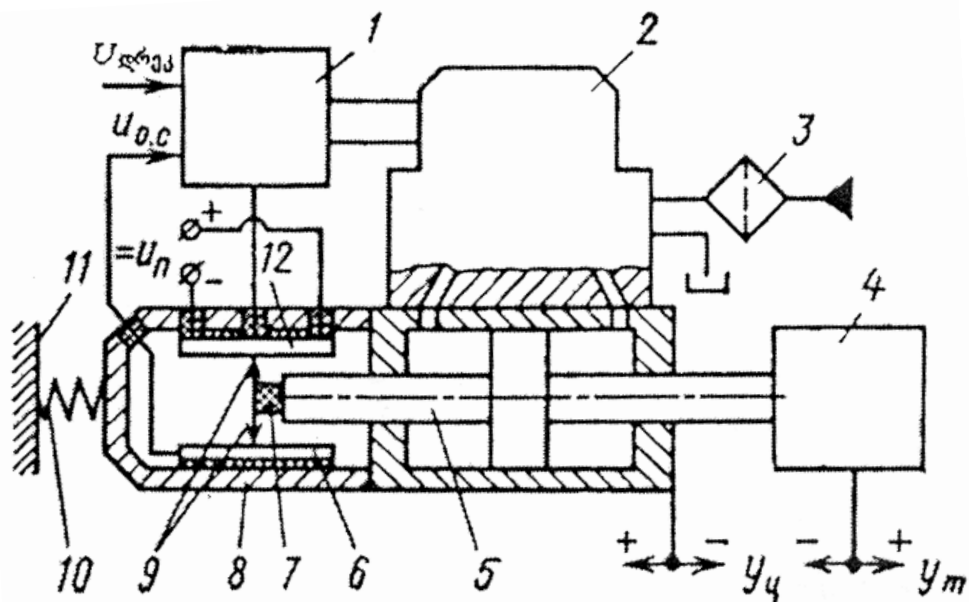
კიდევ ერთ შემდგომ მიდგომას როტორულ-სახეხი საჩარხო სისტემების სტრუქტურულ-ფუნქციონალური და ხარისხობრივ სრულყოფისადმი წარმოადგენს მოთვალთვალე მექანიზმების აგება ელექტროჰიდრაულიკური მოთვალთვალე ამძრავების გამოყენებით. ეს იძლევა საშუალებას მნიშვნელოვნად შევამციროთ სისტემის შემაღარებელი მოწყობილობის ძალოვანი ზემოქმედება მაკოპირებელ რგოლზე, განვახორციელოთ მთლიანი სისტემის კონსტრუქციული სრულყოფა. სისტემის დინამიკური მახასიათებლების ამადლების თვალსაზრისით.

ელექტროჰიდრაულიკური მოთვალთვალე ამძრავები უზრუნველყოფენ ობიექტის მდებარეობის და ელექტრული სიგნალის მართვას შორის პროპორციულ კავშირს. მიღებულია მათი დაყოფა ორ სახედ: ელექტრული უკუკავშირით და ჰიდრომექანიკური უკუკავშირით. ასეთი პირობითი დაყოფა აიხსნება იმით, რომ ხშირად ელექტროჰიდრაულიკურ მოთვალთვალე ამძრავებს აქვთ კომბინირებული უკუკავშირი: ელექტრული და ჰიდრომექანიკური [34].

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

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

ელექტრული მოთვალთვალე ამძრავის უმარტივესი სქემა მოყვანილია ნახ. 26.



ნახ. 26. მდებარეობის ელექტრული უკუკავშირიანი ელექტროჰიდრავლიკური მოთვალთვალე ამძრავის პრინციპული სქემა

ის შედგება ელექტრული – შემმაჯამებლისაგან (1), ელექტრო-ჰიდრავლიკური მაძლიერებლის (2), ჰიდროამძრავის (5) და მდგომარეობის უარყოფითი უკუკავშირის გადამწოდისაგან, რომელშიც შედის პოტენციომეტრი (12), დენის ჩამრთმევი (6) და ფირფიტა (9). ელექტროჰიდრავლიკური მოთვალთვალე ამძრავის კონსტრუქციის ძირითად ელემენტს წარმოადგენს ფილტრი (3), რომელიც ჩვეულებრივ მაგრდება ან ელექტროჰიდრომაძლიერებლის კორპუსზე ან ჰიდროამძრავის კორპუსზე. ჰიდროცილინდრი (5) მაგრდება სადგარზე (11) ჩვეულებრივ გარდამავალი ცილინდრის (8) საშუალებით, რომელშიც განლაგებულია უკუკავშირის გადამწოდები. ამ შემთხვევაში მდებარეობის უკუკავშირის გადამწოდებად გამოიყენება უკუკავშირის პოტენციომეტრი (12), რომლის ფირფიტა მაგრდება იზოლატორის (7) საშუალებით ჰიდროცილინდრის (5) ჭოკზე. ციფრით (10) აღნიშნულია პირობითი დაყრდნობის სიხისტე.

ელექტროჰიდრავლიკური მაძლიერებლის ნაცვლად შეიძლება იყოს გამოყენებული ნებისმიერი ელექტროჰიდრავლიკური მაძლიერებელი, რომელიც უზრუნველყოფს პროპორციულობას ჰიდროამძრავის შემსრულებელი ხაზების ხარჯსა და დენის მართვას შორის.

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

ელექტროჰიდრავლიკური მოთვალთვალე ამძრავი (ნახ. 26) მუშაობს შემდეგნაირად. მართვის სიგნალის $u_{\text{уп}}$ გაჩენისთანავე ელექტროჰიდრავლიკური გამანაწილებლის გარდაქმნების გრაგნილზე წარმოიქმნება დენი, რომელიც წაანაცვლებს მართვის ელემენტის გამომავალ ჰიდრომაძლიერებლის კასკადს და აიძულებს ჰიდროცილინდრის (5) ჭოკმა იმოძრაოს მართვის ობიექტთან (4) ერთად. აქედან გამომდინარე ჭოკის მოძრაობასთან ერთად მოძრაობას იწყებს

მათთან ერთად პოტენციომეტრის (12) ფირფიტა (9), რასაც მიყვავართ ძაბვის წარმოშობასთან უკუკავშირის u_{oc} ჯაჭვში. ეს ძაბვა სიდიდის და ძაბვის მართვის ნიშნით შეედრება მაძლიერებელ-შემმაჯამებელს. რადგანაც ელექტრული უკუკავშირი მდგომარეობის ჩართულია უარყოფითი ნიშნით, და ძაბვის უკუკავშირის გაზრდით შემცირდება გაუთანხმობის სიგნალი $u_{nx} = u_{ymp} - u_{oc}$. როგორც კი ის გაუტოლდება ნულს, ელექტროჰიდროგამანაწილებლის (2) ელემენტები დაიკავებენ ნეიტრალურ მდგომარეობას და ჰიდროცილინდრის ჭოკი მართვის სიგნალის პროპორციულ მდებარეობაში გაჩერდება.

განვიხილოთ ელექტროჰიდრაულიკური მოთვალთვალე ამძრავის მუშაობა ინერციული დატვირთვის და არახისტი საყრდენის გათვალისწინებით. ელექტროჰიდრაულიკური მაძლიერებლის მაგივრად შეიძლება გამოყენებული იყოს ელექტროჰიდრაულიკური მაძლიერებელი-საქშენი-საფარი-უკუკავშირის გარეშე.

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

უკუკავშირის განტოლება

$$u_{BX}(s) = u_y(s) - u_{oc}(s). \quad (185)$$

ელექტრული გამაძლიერებლის განტოლება

$$u(s) = k_3 u_{BX}(s). \quad (186)$$

უკუკავშირის პოტენციომეტრის განტოლება, გამომდინარე პირობიდან, რომ მდგომარეობის გადამწოდის დამაგრება და არახისტი საყრდენის არსებობა ოპერატიულ ფორმაში შეიძლება ჩაიწეროს შემდეგნაირად:

$$u_{oc}(s) = k_{ny} [Y_m(s) - y_u(s)]. \quad (187)$$

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

$$c_{on} y_u = m \frac{d^2 y_m}{dt^2} + k_{py} \frac{dy_m}{dt}. \quad (188)$$

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

$$K_{Qx}x - K_{Qp}P = f_{\Pi} \frac{dy_m}{dt} + f_{\Pi} \frac{dy_{\rho}}{dt} + \frac{V_0}{2E} \frac{dp}{dt}.$$

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

$$y_m(s) = \frac{k_{ux}}{(T^2 s^2 + 2\xi Ts + 1)s} x(s). \quad (189)$$

აქ

$$k_{ux} = \frac{\frac{k_{Qx}}{f_{\Pi}}}{\frac{k_{Qp}k_{py}}{f_{\Pi}^2} + 1},$$

$$T = \sqrt{\frac{m}{\frac{k_{Qp}k_{py}}{f_{\Pi}^2} + 1 \left(\frac{1}{c_r} + \frac{1}{c_{O\Pi}} \right)}},$$

$$\xi = \frac{k_{py} \left(\frac{1}{c_r} + \frac{1}{c_{O\Pi}} \right) - \frac{k_{Qp}m}{f_{\Pi}^2}}{\sqrt{m \left(\frac{1}{c_r} + \frac{1}{c_{O\Pi}} \right) \left(\frac{k_{Qp}k_{py}}{f_{\Pi}^2} + 1 \right)}}.$$

კავშირი ცილინდრისა და დატვირთვის მასის შეფარდებით მდგომარეობასთან შეიძლება მივიღოთ განტოლებიდან (188), რომელიც ოპერატორული ფორმის დაყვანის შემდეგ მიიღებს სახეს:

$$y_u(s) = \left(\frac{m}{c_{O\Pi}} s^2 + \frac{k_{py}}{c_{O\Pi}} \right) y_m(s).$$

მიღებული გამოსახულების ჩასმა განტოლებაში (187) საშუალებას გვაძლევს მივიღოთ უკუკავშირის განტოლება, რომელიც გამოსატულია დატვირთვის კოეფიციენტით:

$$u_{oc}(s) = k_{uy} (T_{on}^2 s^2 + 2\xi_{O\Pi} T_{O\Pi} s + 1) y_m(s), \quad (190)$$

სადაც

$$T_{\text{OII}} = \sqrt{\frac{m}{c_{\text{OII}}}}; \quad \xi_{\text{OII}} = \frac{k_{p\dot{y}}}{2\sqrt{mc_{\text{OII}}}}.$$

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

როცა საჭიროა მივიღოთ მასით დატვირთული ელექტროჰიდრაულიკური მოთვალთვალე ამძრავის მაღალი სწრაფქმედება, მაშინ სინქარის ვარგისიანობის გაზრდით, გამოიყენება მაკორექტირებელი მოწყობილობა. კორექციის ერთ-ერთ ეფექტურ საშუალებას წარმოადგენს დამატებითი უარყოფითი უკუკავშირის შემოღება ჰიდროძრავის წამყვანი რგოლის აჩქარებით [34].

2.7. სამკოორდინატიანი მოთვალთვალე სისტემის დინამიკური ანალიზის მეთოდოლოგიური მიდგომები

შემუშავებული სამკოორდინატიანი მაკოპირებელი სისტემა (ნახ. 25) (როგორც ელექტროჰიდრომექანიკური, ასევე ალტურვილი ელექტროჰიდრაულიკური მოთვალთვალე ელემენტებით) დინამიკური კვლევის საკითხების გადაჭრისას წარმოდგენილი იქნება საკმაოდ რთული მრავალგანზომილებიანი არასტაციონარული დინამიკური მოდელებით.

აღნიშნულთან დაკავშირებით ასეთ სისტემებთან მიმართებაში ჩვენს მიერ შემოთავაზებულია ძირითადი მეთოდოლოგიური მიდგომები, რომლებიც იძლევიან შემდგომისათვის კვლევითი ამოცანების გადაჭრის ეფექტური გამოყენებითი მეთოდების შემუშავების და პრაქტიკული გამოყენების საშუალებას [141, 142].

ზოგადი მიდგომით საკვლევი სისტემის მათემატიკური მოდელი შეიძლება ჩაწერილი იქნას შემდეგი სახით [143].

$$\dot{x}(t) = F(x, t), \quad x(0) = x_0, \quad (191)$$

სადაც

$$\begin{aligned}x(t) &= (x_1(t), x_2(t), \dots, x_n(t))^T; \\ \dot{x}(t) &= (\dot{x}_1(t), \dot{x}_2(t), \dots, \dot{x}_n(t))^T; \\ F(x, t) &= (f_1(x, t), f_2(x, t), \dots, f_n(x, t))^T.\end{aligned}\tag{192}$$

იმ შემთხვევაში, როცა ფუნქციები f_1, f_2, \dots, f_n არ არიან დამოკიდებულნი დროზე, მაშინ სისტემას ეწოდება სტაციონარული (ავტონომიური), და (192), (193) აქვს სახე:

$$\dot{x}(t) = F(x), \quad x(0) = x_0,\tag{193}$$

სადაც

$$\begin{aligned}x(t) &= (x_1(t), x_2(t), \dots, x_n(t))^T; \\ \dot{x}(t) &= (\dot{x}_1(t), \dot{x}_2(t), \dots, \dot{x}_n(t))^T; \\ F(x) &= (f_1(x), f_2(x), \dots, f_n(x))^T.\end{aligned}\tag{194}$$

წინააღმდეგ შემთხვევაში სისტემას ეწოდება არასტაციონარული (არავტონომიური) [143]. ორივე შემთხვევაში, როცა ფუნქციები f_1, f_2, \dots, f_n ცვლადებზე $x_1(t), x_2(t), \dots, x_n(t)$ დამოკიდებულნი არიან წრფივად, სისტემას ეწოდება წრფივი, წინააღმდეგ შემთხვევაში – არაწრფივი. წრფივი არასტაციონარული სისტემა შეიძლება ჩავწეროთ მატრიცული სახით:

$$\dot{x}(t) = A(t)x(t) + b(t), \quad x(0) = x_0,\tag{195}$$

სადაც $A(t)$ -ს ეწოდება სისტემის მატრიცა, ხოლო $b(t)$ -ს თავისუფალ წევრთა ვექტორი და აქვთ შემდეგი სახე:

$$A(t) = \begin{pmatrix} a_{11}(t) & a_{12}(t) & \cdots & a_{1n}(t) \\ a_{21}(t) & a_{22}(t) & \cdots & a_{2n}(t) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{n1}(t) & a_{n2}(t) & \cdots & a_{nn}(t) \end{pmatrix},\tag{196}$$

$$b(t) = (b_1(t), b_2(t), \dots, b_n(t))^T.\tag{197}$$

როცა თავისუფალ წევრთა ვექტორი იგივეურად ტოლია ნულოვანი ვექტორისა, სისტემას ეწოდება ერთგვაროვანი, წინააღმდეგ შემთხვევაში – არაერთგვაროვანი. ერთგვაროვან სისტემას აქვს სახე

$$\dot{x}(t) = A(t) \cdot x(t), \quad x(0) = x_0.\tag{198}$$

როდესაც მატრიცა $A(t)$ არის მუდმივი, ანუ არ არის დამოკიდებული დროზე, მაშინ გვექნება ერთგვაროვანი სტაციონარული წრფივი სისტემა და ჩაიწერება შემდეგი სახით:

$$\dot{x}(t) = A \cdot x(t), \quad x(0) = x_0, \quad (199)$$

სადაც

$$A = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & \cdots & a_{1n} \\ a_{21} & a_{22} & \cdots & a_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{n1} & a_{n2} & \cdots & a_{nn} \end{pmatrix}. \quad (200)$$

როგორც ზემოთ აღვნიშნეთ, დინამიკაში ერთი ან რამოდენიმე რგოლის მოძრაობას შეიძლება ჰქონდეს ამპლიტუდას ზრდის ტენდენცია. არამკაცრად რომ ვთქვათ ასეთ სისტემებს ეწოდებათ არამდგრადი. სისტემის არამდგრადობას სხვადასხვა შემთხვევაში შეიძლება ჰქონდეს სხვადასხვა მიზეზი. ამ მიზეზებს იკვლევს დინამიკური სისტემების მდგრადობის თეორია. არსებობენ მდგრადობის სხვადასხვა თეორიები. მათ შორის ფართო გავრცელება ჰპოვა ლიაპუნოვის მდგრადობის თეორიამ და მეთოდებმა [144]. ამ თეორიის გაცნობა შესაძლებელია არსებული მრავალრიცხოვანი ლიტერატურის საშუალებით, მათ შორის [144]. ჩვენ შემოვიფარგლებით მხოლოდ ამ თეორიის განმარტებების, ტერმინოლოგიის და შედეგების გამოყენებით.

წრფივი, ერთგვაროვანი (სტაციონალური და არასტაციონარული) სისტემის ნულოვანი ამონახსნი ეწოდება (198) ან (199) წრფივ დიფერენციალურ განტოლებათა სისტემის კერძო ამონახსნს, საწყისი პირობით $x(0) = 0$. ცნობილია, რომ [145] არაერთგვაროვანი სისტემის რომელიმე კერძო ამონახსნის მდგრადობა ეკვივალენტურია შესაბამისი ერთგვაროვანი სისტემის ნულოვანი ამონახსნის მდგრადობისა. რაც შეეხება არაწრფივ (სტაციონარულ და არასტაციონარულ) სისტემებს, ცნობილია შემდეგი თეორემა [143, 145] (193) სისტემის მდგრადობა პირველი მიახლოებით

$$\dot{x}(t) \approx \left(\frac{\partial F}{\partial x} \right)_{x=0} x(t) = A \cdot x(t), \quad (201)$$

სადაც

$$A = \begin{pmatrix} \left(\frac{\partial f_1}{\partial x_1}\right) & \left(\frac{\partial f_1}{\partial x_2}\right) & \dots & \left(\frac{\partial f_1}{\partial x_n}\right) \\ \left(\frac{\partial f_2}{\partial x_1}\right) & \left(\frac{\partial f_2}{\partial x_2}\right) & \dots & \left(\frac{\partial f_2}{\partial x_n}\right) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \left(\frac{\partial f_n}{\partial x_1}\right) & \left(\frac{\partial f_n}{\partial x_2}\right) & \dots & \left(\frac{\partial f_n}{\partial x_n}\right) \end{pmatrix}_{x=0}. \quad (202)$$

თუ გაწვრივებული სისტემის

$$\dot{\xi}(t) = A \cdot \xi(t). \quad (203)$$

ნულოვანი ამონახსნი ასიმპტოტურად მდგრადია, მაშინ ასიმპტოტურად მდგრადია (191) სისტემაც. ესე იგი, არაწვრივი სისტემის მდგრადობაზე შეიძლება გავაკეთოთ დასკვნა შესაბამისი წვრივი სისტემის მდგრადობის მიხედვით.

თუ გავითვალისწინოთ ზემოთ მოყვანილ არგუმენტებს, დავინახავთ, რომ წვრივი, ერთგვაროვანი (სტაციონარული და არასტაციონარული) სისტემის ნულოვანი ამონახსნის მდგრადობის ანუ უბრალოდ მდგრადობის პირობების კვლევას დიდი მნიშვნელობა აქვს როგორც წვრივი, ასევე არაწვრივი სისტემების მდგრადობის შესწავლის საკითხში, ამიტომ ჩვენ აქ მიმოვიხილავთ ძირითადად, სწორედ წვრივ, ერთგვაროვან (სტაციონარულ და არასტაციონარულ) სისტემებს და მათი მდგრადობის საკითხებს. აღნიშნულ სისტემებს შორის მნიშვნელოვანი ადგილი უჭირავს ეგრეთ წოდებულ პერიოდულ სისტემებს, ანუ სისტემებს, რომელთა მატრიცა აკმაყოფილებს პირობას:

$$A(t+T) = A(t), \quad (204)$$

სადაც T რაიმე მუდმივი დადებითი ნამდვილი რიცხვია, უმცირესს ასეთთა შორის ეწოდება სისტემის პერიოდი.

ჩავწეროთ რაიმე არასტაციონარული, საზოგადოდ არაწვრივი $p = (p_1, p_2, \dots, p_n) \in P^m$ პარამეტრთა ვექტორზე დამოკიდებული პროცესის განტოლება

$$\dot{x}(t) = F(x, p, t), \quad x(0) = x_0. \quad (205)$$

რეალური ფიზიკური სისტემის, რომლის მიახლოებასაც წარმოადგენს (205) პროცესის განტოლება, პარამეტრული, ასიმპტოტური მდგრადობის არე აღვნიშნოთ D_R -თი. ჩვენი ამოცანაა განვსაზღვროთ

$D \subseteq D_R$ პარამეტრთა სივრცის ქვესიმრავლე. რომელზედაც სრულდება პირობა: თუ $p \in D$, მაშინ (206) ასიმპტოტურად მდგრადია ლიაპუნოვის აზრით. ასეთ D სიმრავლეს ვუწოდოთ პარამეტრების შემდეგი გზა [143], ავიღოთ ლიაპუნოვის ფუნქცია $\omega(x,t) = x^T \cdot L(x,t) \cdot x(t)$, რომელიც (206)-დან გამომდინარე აკმაყოფილებს პირობებს

$$[\omega(x,t) > 0] \wedge \left[\frac{d\omega(x,t)}{dt} < 0 \right]. \quad (206)$$

(206) განსაზღვრავს D_ω არეს, რომელიც (206) ასიმპტოტურად მდგრადია. როდესაც $L(x,t)$ გაირბენს ყველა შესაძლო მატრიცა-ფუნქციათა სიმრავლეს, მაშინ მათი გაერთიანება $D = \bigcup_{\omega} D_\omega$ მოგვცემს საძიებელ დასაშვებ მნიშვნელობათა არეს. თუ საწყისი ამოცანა მდგომარეობს მხოლოდ (205) პროცესის მდგრადობის საკითხის გარკვევაში, და არ გვაინტერესებს მდგრადობის არის განსაზღვრა, მაშინ საკმარისია ვიპოვოთ ნებისმიერი ერთი $\omega(x,t)$ ფუნქცია, რომელიც აკმაყოფილებს (206) პირობებს. ასეთ შემთხვევაშიც კი ლიაპუნოვის ფუნქციის აგება საზოგადოდ საკმარისად რთული და შრომატევადი ამოცანაა. როდესაც საწყისი ამოცანა მდგომარეობს (204) პროცესის ერთ ან მრავალკრიტერიუმიან პარამეტრულ ოპტიმიზაციაში, მაშინ სასურველია ავაგოთ მდგრადობის არე რაც შეიძლება სრულად, ვინაიდან, მიუხედავად იმისა, რომ D არის შეზღუდვა ამცირებს ოპტიმიზაციის არეს, იზრდება ალბათობა იმისა, რომ ოპტიმალური ვექტორი p^* აღმოჩნდეს შეზღუდული არის გარეთ და ჩვენ ვიპოვოთ ნაცვლად გლობალურისა, რომელიმე ლოკალური ოპტიმუმი. ამ შემთხვევაში D არის ძიება აღწერილი პირდაპირი გზით თეორიულად ზუსტი, მაგრამ პრაქტიკულად რთულად განსახორციელებელი ამოცანაა. ამ პრობლემის გადაჭრის მიზნით შექმნილია მრავალი კრიტერიუმი, რომელთაც გამომდინარე კონკრეტული ტიპის პროცესის განტოლებიდან აქვთ კონკრეტული სახე და გვაძლევენ ამოცანის პასუხს შედარებით მარტივი საშუალებებით, ვიდრე აღწერილი მეთოდი.

როგორც ზემოთ აღვნიშნეთ, (205) პროცესის ასიმპტოტურად მდგრადობაზე შეიძლება წარმოდგენა ვიქონიოთ მისი შესაბამისი (202) სახის მიახლოებით, ანუ შემდეგი განტოლებით

$$\dot{x}(t) = A(p, t) \cdot x(t), \quad x(0) = x_0 \quad (207)$$

სადაც

$$A(p, t) = \left(\frac{\partial F(x, p, t)}{\partial x} \right)_0 = \begin{pmatrix} \left(\frac{\partial f_1}{\partial x_1} \right) & \left(\frac{\partial f_1}{\partial x_2} \right) & \cdots & \left(\frac{\partial f_1}{\partial x_n} \right) \\ \left(\frac{\partial f_2}{\partial x_1} \right) & \left(\frac{\partial f_2}{\partial x_2} \right) & \cdots & \left(\frac{\partial f_2}{\partial x_n} \right) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \left(\frac{\partial f_n}{\partial x_1} \right) & \left(\frac{\partial f_n}{\partial x_2} \right) & \cdots & \left(\frac{\partial f_n}{\partial x_n} \right) \end{pmatrix}_{x=0}. \quad (208)$$

შემთხვევათა უმეტესობაში მატრიცა $A(p, t+T) = A(p, t)$, ანუ არის T -პერიოდული.

ვთქვათ

$$X(p, t) = \begin{pmatrix} x_{11}(p, t) & x_{12}(p, t) & \cdots & x_{1n}(p, t) \\ x_{21}(p, t) & x_{22}(p, t) & \cdots & x_{2n}(p, t) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ x_{n1}(p, t) & x_{n2}(p, t) & \cdots & x_{nn}(p, t) \end{pmatrix}, \quad (209)$$

არის ამონახსნთა ფუნდამენტური მატრიცა, რომელიც შეესაბამება საწყის პირობას $X(p, 0) = E$. (E -ერთეულოვანი მატრიცა). მას ეწოდება (208) სისტემის მატრიცანტი [146]. მატრიცანტის მნიშვნელობას დროის $t = T$ მომენტში ეწოდება სისტემის მონოდრომიის მატრიცა. მონოდრომიის მატრიცა აღვნიშნოთ $W(p)$ -თი, მაშინ იგი ტოლია

$$W(p) = X(p, T). \quad (210)$$

მონოდრომიის მატრიცის საკუთარ მნიშვნელობებს ეწოდებათ სისტემის მულტიპლიკატორები. (207) სისტემის პერიოდული მატრიცით ასიმპტოტური მდგრადობის პირობა მდგომარეობს შემდეგში:

$$\|W(p)\|_2 < 1, \quad (211)$$

ანუ $W(p)$ მონოდრომიის მატრიცის სპექტრალური რადიუსი ნაკლებია ერთზე.

ჩავწეროთ მონოდრომიის მატრიცის მახასიათებელი განტოლება.

$$\det[W(p) - \mu \cdot E] = \begin{vmatrix} \omega_{11}(p) - \mu & \omega_{12}(p) & \cdots & \omega_{1n}(p) \\ \bar{\omega}_{21}(p) & \bar{\omega}_{22}(p) - \mu & \cdots & \omega_{2n}(p) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \omega_{n1}(p) & \omega_{n2}(p) & \cdots & \omega_{nn}(p) - \mu \end{vmatrix}, \quad (212)$$

სადაც

$$\omega_{ij}(p) = x_{ij}(p, T), \quad i, j = \overline{1, n}. \quad (213)$$

(212) მახასიათებელი განტოლების ფესვები იქნებიან p ვექტორის ფუნქციები, ანუ მულტიპლიკატორებისათვის გვექნება

$$\mu_i = \mu_i(p_1, p_2, \dots, p_m), \quad i = \overline{1, n}. \quad (214)$$

(211) ჩაიწერება:

$$\max_i |\mu_i(p_1, p_2, \dots, p_m)| < 1. \quad (215)$$

უტოლობა (215) განსაზღვრავს პარამეტრული ასიმპტოტური მდგრადობის D არეს (207) სისტემისათვის T -პერიოდული მატრიცით. ცხადია ეს იქნება ასიმპტოტური მდგრადობის არე (205) სისტემისათვისაც. ამ მეთოდის სირთულე მდგომარეობს იმაში, რომ მისი გამოყენება მოითხოვს სისტემის მატრიცანტის ცოდნას.

წრფივი, პერიოდული სისტემების ასიმპტოტური მდგრადობის საკითხის გამოკვლევისათვის შექმნილია მრავალი კრიტერიუმი, მათ შორის პრაქტიკაში გავრცელება ჰპოვა ბონჯიორნოს კრიტერიუმმა. იგი მდგომარეობს შემდეგში [146, 147]: მოცემული გვაქვს წრფივი, პერიოდული, ერთგვაროვანი სისტემა, რომელიც ჩაწერილია შემდეგი სახით

$$\dot{x}(t) = A(t) \cdot x(t), \quad x(0) = x_0, \quad (216)$$

სადაც

$$\begin{aligned} x(t) &= [x_1(t), x_2(t), \dots, x_n(t)]^T; \\ \dot{x}(t) &= [\dot{x}_1(t), \dot{x}_2(t), \dots, \dot{x}_n(t)]^T; \\ A(x) &= A(t+T). \end{aligned} \quad (217)$$

წარმოვადგინოთ სისტემის მატრიცა მუდმივი და პერიოდული მდგენელების ჯამის სახით [148, 149]:

$$A(t) = A_0 + \tilde{A}(t), \quad (218)$$

სადაც

$$\begin{aligned} A_0 &= \frac{1}{T} \int_0^T A(t) dt; \\ \tilde{A}(t) &= A(t) - A_0. \end{aligned} \quad (219)$$

ბონჯიორნოს კრიტერიუმის თანახმად [417], თუ გასაშუალოებული სისტემა

$$\dot{y}(t) = A_0 \cdot y(t). \quad (220)$$

ასიმპტოტურად მდგრადია და სრულდება პირობა

$$\max_i \|\tilde{A}(t)\| \cdot \max_\omega \|A_0 - \omega j E\|^{-1} < 1, \quad (221)$$

მაშინ სისტემა (216) ასიმპტოტურად მდგრადია. პრაქტიკული გამოანგარიშებებისათვის გამოვიყენოთ ეკვლიდეს განზოგადოებული მატრიცული ნორმა. მაშინ (221) მიიღებს შემდეგ სახეს

$$\max_i \|\tilde{A}(t)\|_E \cdot \max_\omega \|A_0 - \omega j E\|_E^{-1} < 1. \quad (222)$$

(222)-ის მარცხენა მხარის პირველი თანამამრავლის გამოთვლა ადვილად შეიძლება შემდეგი ფორმულის გამოყენებით:

$$\max_i \|\tilde{A}(t)\|_E \cdot \max_i \left[\sum_{j=1}^n \sum_{k=1}^n \tilde{a}_{jk}^2(t) \right]^{\frac{1}{2}} \equiv K. \quad (223)$$

(222)-ის მეორე თანამამრავლის გამოსათვლელად საჭიროა ავიღოთ რაიმე სასრული ინტერვალი $\omega \in [0, \Omega]$, დავეყოთ იგი h_ω ბიჯით l ნაწილად, ბადის ყოველ კვანძში გამოვითვალოთ მატრიცა $B_s = (A_0 - s h_\omega j E)^{-1}$, $s = 0; h_\omega; 2h_\omega; \dots; l h_\omega = \Omega$ და ვიპოვოთ მაქსიმუმი

$$\max_i \|(B_s)\|_E = \max_s \left[\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n |b_{ij}(s)|^2 \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (224)$$

სადაც $|b_{ij}(s)|$ არის B_s კომპლექსური მატრიცის $b_{ij}(s)$, საზოგადოდ კომპლექსური ელემენტის მოდული.

ზემოთ მიღებული დამოკიდებულებები საშუალებას იძლევიან ჩავატაროთ რთული სტრუქტურის არასტაციონარული სისტემის დინამიკური მდგრადობის ანალიზი [143, 150, 151].

3. საერთო შედეგები და დასკვნები

1. რთულპროფილიანი ზედაპირების მქონე დეტალების პროფილირებისათვის განკუთვნილი ჩარხებისა და საჩარხო კომპლექსების ფორმაწარმოქმნის ცნობილი მეთოდების ანალიზი გვიჩვენებს, რომ თანამედროვე საავეჯო მრეწველობაში ასეთი ზედაპირების დამუშავებისათვის ფართოდ გამოიყენება მაკოპირებელი ხეხვის პროცესები.

ეს პროცესები რეალიზებულნი არიან როგორც სახეხი ლენტების, ასევე პნევმატიკური აბრაზიული ცილინდრების სახით წარმოდგენილი გასაბერი ინსტრუმენტებით.

ნაჩვენებია, რომ ჩარხებისა და საჩარხო ხაზების სტრუქტურის თვალსაზრისით ფართოდ გამოიყენება ჰპოვეს როტორულ-სახეხმა მაკოპირებელმა ჩარხებმა და საჩარხო ხაზებმა.

2. რთულპროფილიანი ზედაპირების როტორული ხეხვისათვის გამიზნული პირდაპირი კოპირების ცნობილი საჩარხო სისტემების ანალიზი გვიჩვენებს, რომ თუ მექანიკური მოთვალთვალე სისტემებით აღჭურვილი მაკოპირებელი მოწყობილობები დამუშავების სიზუსტის, მაკოპირებელი მოძრაობების მდგრადობისა და სიმდოვრის თვალსაზრისით დაკავშირებულნი არიან მნიშვნელოვან ტექნოლოგიურ შეზღუდვებთან, რაც განპირობებულია საკმაოდ დიდი მნიშვნელობის ძალოვანი ზემოქმედებების წარმოშობით სიჩქარის ამალღებულ რეჟიმებში მუშაობისას, პნევმატიკური და ჰიდრაულიკური ელემენტებით მოდიფიცირებული საჩარხო სისტემები აგრეთვე ხასიათდებიან გამოკვეთილი შეზღუდვებით – პირველი მწარმოებლურობის და მეორე კიდევ ფუნქციონალური შესაძლებლობების თვალსაზრისით.
3. არსებულ საჩარხო სისტემებში გამოყენებული მუშა ორგანოების ფარდობით მოძრაობათა შემდგომი ფუნქციონალური გაუმჯობესებით შემუშავებულია ორკოორდინატიანი კოპირების ფარდობითი მოძრაობების კინემატიკური სქემა და მასზე დაყრდნობით ჰიდრო-მექანიკური მოთვალთვალე სისტემით აღჭურვილი მრუდწირულ-ფასონური ზედაპირების კოპირებისათვის გამიზნული როტორულ-

სახეხი ჩარხის სტრუქტურული სქემა. ასეთი ჩარხის ერთ-ერთ შემუშავებულ მოდელზე მიღებულია საავტორო მოწმობა.

4. ნამზადის, სახეხი პნემოცილინდრების, მოთვალთვალე რგოლის და მაკოპირებელი ჩარხის როტორის ნამზადის მოძრაობის გრძივ და განივი სიბრტყეების მიმართულებებით ფარდობით მოძრაობათა კინემატიკის ანალიზის საფუძველზე მიღებულია სახეხი პნემოცილინდრების ღერძების მდებარეობათა არაწრფივი ფუნქციები და აგრეთვე ჩარხის როტორის კუთხურ მოძრაობასთან და ნამზადის გრძივი მიმართულებით მიწოდებასთან დაკავშირებული მოთვალთვალე რგოლისა და როტორის ფარდობით გადაადგილებათა კინემატიკური კანონზომიერებები.
5. მაკოპირებელ მიმყოფ დინამიკურ პროცესში ფარდობით მოძრაობათა ანალიზის საფუძველზე გამოვლენილია დინამიკის აღწერისათვის საჭირო განზოგადოებული კოორდინატები. აგებულია კინეტიკური, პოტენციალური ენერგიების, დისიპაციური ფუნქციისა და განზოგადებულ ძალთა გამოსახულებები და შემდგომ მათი გამოყენებით აღრე გამოვლენილ არაწრფივ მდებარეობის ფუნქციებთან ერთად ლაგრანჟის მეორე რიგის განტოლებაში მიღებულია მოთვალთვალე რგოლის დინამიკის მათემატიკური მოდელი.

საკვლევი სისტემის მოთვალთვალე ამძრავის ჰიდრავლიკური ნაწილის დინამიკის აღწერისათვის გამოყენებული იქნა ძალთა ბალანსისა და სითხის ხარჯების ცნობილი განტოლებები.

მიღებული იქნა მთლიანი სისტემის არაწრფივი არასტაციონარული მათემატიკური მოდელი, რომელიც თავის სტრუქტურაში დიფერენციალურ განტოლებებთან ერთად შეიცავს ორ ტრანცენდენტულ ალგებრულ განტოლებას.

6. საკვლევი მაკოპირებელი ჩარხის ფუნქციონალური ანალიზიდან გამომდინარეობს, რომ შემდგომი კვლევების თვალსაზრისით საქმე გვაქვს რთულ ორრეჟიმიან მოთვალთვალე სისტემასთან: ერთ შემთხვევაში დაფიქსირებული როტორით და მეორეში კი მბრუნავი როტორით. ამ რეჟიმებთან მიმართებაში შემუშავებულია საკვლევი სისტემის დინამიკის მათემატიკური მოდელი.

პირველ რეჟიმში მუშაობისას მოთვალთვალე სისტემა არის სტაციონარული არაწრფივი და მისი მათემატიკური მოდელი შედგება მოთვალთვალე რგოლის წრფივ და ჰიდროსისტემის არაწრფივ დიფერენციალურ განტოლებებიდან.

მეორე რეჟიმში მუშაობისას ჩარხის მოთვალთვალე სისტემის მათემატიკური მოდელი აღიწერება დროში ცვალებადი კოეფიციენტების მქონე დიფერენციალური განტოლებებით.

7. დინამიკის შემუშავებული მათემატიკური მოდელების ხარისხობრივი ანალიზის შედეგად შემოთავაზებულია საკვლევი ორრეჟიმიანი მოთვალთვალე ჰიდრომექანიკური სისტემის სინთეზის გამოყენებითი თეორია, აგებული სტაციონარული სისტემის პარამეტრულ სინთეზზე მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით და დინამიკური მდგრადობის პირობის შემოტანაზე არაწრფივ არასტაციონარულ სისტემაში.

თავის მხრივ სტაციონარული სისტემის სინთეზის ძირითადი პროცედურებია: „სასურველი პროცესის გაწრფივებული მოდელის“ პარამეტრული სინთეზი და გარდამავალი პროცესების მიახლოება არაწრფივ და წრფივ სისტემებში.

8. საკვლევი სისტემის მოცემული გარდამავალი პროცესების მიხედვით სინთეზის მეთოდის პროცედურათა რეალიზაციისათვის შემუშავებული იქნა მეთოდები: სასურველი პროცესების შემოტანისა, საძიებელი პარამეტრების შერჩევისა და მდგრადობის პირობის უზრუნველყოფისა.

ჩატარებულმა საანგარიშო გამოკვლევებმა გვიჩვენეს საკვლევი სისტემის ინჟინრული სინთეზის შემუშავებული თეორიის პრაქტიკული ეფექტურობა. ნაშრომში აგრეთვე მოყვანილია საკვლევი სისტემის შემდგომი სტრუქტურული სრულყოფისა და დინამიკური კვლევის ეფექტურობის ამაღლების მეთოდოლოგიური მიდგომები.

გამოყენებული ლიტერატურა

1. Дружинский И.А. Методы обработки сложнопрофильных поверхностей на металлорежущих станках. Л.: Машиностроение, 1965, 600 с.
2. Дружинский И.А. Методы фрезерования пространственно-сложных поверхностей. М.-Л.: Машгиз, 1950. 128 с.
3. Дружинский И.А. Сложные поверхности: Математическое описание и технологическое обеспечение: Справочник. Л.: Машиностроение, 1985, 263 с.
4. Юнусов Ф.С. Формообразование сложнопрофильных поверхностей шлифованием. М.: Машиностроение, 1987, 248 с.
5. Паньков Л.А., Костин Н.В. Обработка инструментами из шлифовальной шкурки. Л.: Машиностроение, 1988, 235 с.
6. Афанасьев П.С. Деревообрабатывающие машины. Справочник. М.: Машгиз, 1965. 375 с.
7. Гербер Е.Е., Колотушкин П.И., Рудник М.С. и др. Деревообрабатывающее оборудование. Каталог-справочник. М.: Лесная промышленность, 1965. 460 с.
8. Вавилов А.А., Верхолат М.Е., Рубашкин И.Б. Силовые электромеханические следящие системы копировально-фрезерных станков. М.-Л.: Машиностроение, 1964. 407 с.
9. Гидравлические следящие системы копировальных станков и основы их проектирования / Б.Л. Коробочкин. – В кн.: Автоматизация в машиностроении. М.: Машгиз, 1957. С. 65-87.
10. Мчедlishvili Т.Ф., Мартыненко В.А., Тулаев Ю.И. Специальная трехкоординатная система управления процессом копирования. В кн.: Повышение производительности обработки в машиностроении. Труды вузов Уральской зоны. Сб. 206. Свердловск, 1972. С. 97-102.
11. Лещенко В.А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением. М.: Машиностроение, 1976, 288 с.
12. Новая гамма фрезерных станков с ЧПУ для обработки судовых гребных винтов / Н.И. Иванов, Н.Н. Соловьев, Н.М. Сяндюков. – Станки и инструмент, 1980, № 5, С. 9-10.
13. Новая гамма горизонтальных фрезерных станков для объемной обработки / С.Г. Жуковская, М.Г. Имянитов, Б.С. Шейнин. В кн.: Исследования, расчеты и конструирование тяжелых металлорежущих станков. М.: НИИмаш, 1970. С.5-24.
14. Обработка лопаток турбин абразивными лентами / Е.И. Алексенцев, Е.В. Богомоллов, М.А. Зенин. – Станки и инструмент, 1979, № 10, С. 18-19.
15. Шамилов Г.Л. Оборудование для копировально-фрезерных работ по дереву фирмы «Reichenbacher» Экспресс-информация «Деревообрабатывающее оборудование», Минстанкопром, ИИМаш 5 вып. М.: 1983. 24 с.
16. А.С. 134006 СССР, Кл. 38 с. 2. Станок для шлифования деталей. /Л.С.Иванов, Ю.Г. Крюк, А.И.Брюханов, А.В.Смирнов (СССР)/. №644860/25. Оpubл. в Б.И. 1960 № 23.
17. А.С. 150224. СССР, Кл. 38 с 2. Станок для шлифования круглых прямолинейных криволинейных деталей из древесины. Оpubл. в Б.И. 1962. № 18.
18. 2114843.-6.4.76.-6.10.77. Kopienschleifmaschine Maschinfabrik Sucherman KG Wien VTR: Stunecker A., Kinkeldey, H. Stakmair, W.Schmann, K. Jakob, P.Bezold G.P. an walte, 8000 Munechen E. Schmidt, Erich Maverbach (Osterreich).

19. 4.037.366. Profile Sander Earlyn Frilridge Sctuffler, Cowansville, Canada, assignor to Vilas Industries Limited, Covansvill, Canada. Field jan.12.1976, Ser: N 648.107 Claims priority, application Canada, July 22.1975.232005 Int.Cl B24B 21/02, 21/14.
20. Potations – Bandschleifmaschine TS 65 – Jnf Maschinenfabrik Helma Holland. B.V., 1981 – 2 s.
21. Automatische Schlifmaschine Type La – 65 Utensili Machine del Leg no, 1981, XII 20. N 12, P. 1659-1660.
22. Отчет о научно-исследовательской работе «Разработка и изготовление опытного образца станка для шлифования цилиндрических, гнутых деталей мебели круглого сечения и многогранных деталей с одновременной шлифовкой торца и кромок». № ГОС.РЕГ.01840059543, ПО «ГРУЗИИ-ПРОЕКТМЕБЕЛЬ», Тбилиси, 1978.
23. Отчет о научно-исследовательской работе «Провести работы по постановке на серийный выпуск для мебельной промышленности СССР станка для шлифования брусковых деталей из древесины». № ГОС. РЕГ. 01840059543. ПО «Меркани», Тбилиси. 1984.
24. Колотушкин П.И., Деревообрабатывающие станки – М.: Лесная промышленность, 1968, 296 с.
25. Отчет о научно-исследовательской работе «Провести работы по постановке на серийных выпуск для мебельной промышленности СССР станка для шлифования брусковых деталей из древесины». № ГОС. РЕГ. 01840059543. ПО «Меркани», Тбилиси. 1985.
26. Отчет о научно-исследовательской работе «Разработка создание линии для шлифования криволинейных брусковых деталей мебели (ЛШ-1)» №ГОС. РЕГ. 01840059543. ПО «Меркани», Тбилиси. 1986.
27. Отчет о научно-исследовательской работе «Разработать и создать линию для шлифования криволинейных брусковых деталей мебели». № ГОС. РЕГ. 01840059543. ПО «Меркани», Тбилиси. 1987.
28. Баламцарашвили З.Г. и др. Механизация процесса шлифования прямых и гнутых брусковых деталей мебели. Экспресс-информация мебель. Вып. 1. М.: ВНИПИЭИлеспром, 1985. 20 с.
29. Баламцарашвили З.Г., Мчедлишвили Т.Ф. и др. Разработка математической модели динамики двухкоординатного следящего механизма роторно-шлифовального станка. В кн.: Труды института прикладной математики им. И.Н. Векуа, 1992. С. 86-95.
30. Мчедлишвили Т.Т., Наврозашвили Б.Г., Вашаломидзе А.Ю. и др. К моделированию динамики следящей системы гидрофицированного копировального станка // «Проблемы механики», №3(20/1), Тбилиси, 2005, С. 96-101.
31. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики. М.: Машиностроение, 1979. – 232 с.
32. Лещенко В.А. Актуальные задачи развития гидравлических следящих приводов. В кн: Пневматика и гидравлика. Вып. 1. М.: Машиностроение, 1973, с. 71-84 .
33. Хохлов В.А. Электрогидравлический следящий привод. М.: Наука, 1966. – 240 с.
34. Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. М.: Машиностроение, 1972. – 320 с.

35. Лещенко В.А. Гидравлические следящие приводы для автоматизации станков. М.: Машгиз, 1962. – 368 с.
36. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М.: Машиностроение. 1987. – 464 с.
37. Артоболевский И.И. Теория механизмов. – М.: Наука, 1967. – 720 с. с ил.
38. Артоболевский И.И. Анализ и синтез механизмов. – М.: Машгиз, 1960. – 212 с.
39. Артоболевский И.И. Курс теории механизмов и машин. – М.: Высшая школа, 1975. – 320 с.
40. Артоболевский И.И., Левитский И., Ческудинов С.А. Синтез плоских механизмов. – М.: Физматгиз, 1959. – 1084 с.
41. Артоболевский И.И., Эдельштейн Б.В. Сборник задач по теории механизмов и машин. – М.: Наука, 1975. – 156 с.
42. Добровольский В.В., Артоболевский И.И. Структура и классификация механизмов. – М.: Изд-во А СССР. 1939. – 66 с.
43. Franke R. Eine vergiechende Schalt und Getziebelchre. Neue Wege der. Kinematik Munchen n. Berlin, Oldenburg. 1930.
44. Левитский И. Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1979, 252 с.
45. Левитский И. Колебания в механизмах. – М.: 1981. – 276 с.
46. Черкудинов С.А. Синтез плоских шарнирно-рычажных механизмов. Изд. А СССР. 1959.
47. 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.
48. Тавхелидзе Д.С. Исследование плоских пятизвенных механизмов с двумя степенями подвижности. – Тбилиси, изд. Мецниереба, 1972. – 154 с.
49. Баранов Г.Г. Курс теории механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1975. – 494 с.
50. Кожевников С.И., Есипенко А.И., Раскин Я.М. Механизмы. М.: Машиностроение, 1973. – 584 с., с ил.
51. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уйвер У. Колебания в инженерном деле. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.
52. Цзе Ф.С., Морзе И.Е., Хинка Р.Т. Механические колебания. – М.: Машиностроение, 1966. – 508 с.
53. Юдин В.А., Петроскас Л.В. Теория механизмов и машин. 2-е изд., перераб. и доп. – Высшая школа, 1971. – 403 с.
54. Кудинов В.А. Динамика станков. – М.: 1967. – 356 с.
55. Манжос Ф.М. Деревообрабатывающее оборудование. Машгиз, 1962 – 575 с.
56. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. – М.: Наука, 1980. – 368 с.
57. Диментберг М.Ф. Нелинейные стохастические задачи механических колебаний. – М.: Наука, 1980. – 368 с
58. Нелинейные задачи динамики и точности машин / Под ред. В.А. Вейца – П., Изд-во Ленинград, Ун-та, 1983. – 335 с.
59. Сергеев С.И. Демпфирование механических колебаний. – М.: Физматгиз, 1959. – 407 с.
60. Пальмов В.А. Колебания упруго-пластических тел. - М.: Наука, 1976. – 327 с.
61. Карташев А.П. Рождественский Б.Л. Обыкновенные дифференциальные уравнения и основы вариационного исчисления. – М.: Наука, 1980. – 287 с.

62. Вейц В.Л., Коловский М.З., Когура А.Е. Динамика управляемых машинных агрегатов. – М.: 1984. – 352 с., с ил.
63. Вейц В.Л., Дондошанский В.К., Чиряев В.И. Выеужденные колебания в металлорежущих станках. – М.: Машгиз, 1989. – 286 с.
64. Коловский М.З. Динамика машин. Л.: Машиностроение, 1989. – 263 с.
65. 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.
66. 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.
67. Тавхелидзе Д.Д., Аль-Марджи А.Л. Расчет частот собственных колебаний кривошипно-шатунного механизма. Сб. трудов ГПИ им. В.И. Ленина, 1990. – С.11-14.
68. Гогилашвили В.Н., Папалашвили И. Моделирование демпферов при колебании механических цепных систем. – В кн.: Кинематика и динамика механизмов, Научные труды, № 4 (360), Тбилиси, 1990.
69. Гогилашвили В.Н. Обобщенная модель трения в пространственных механических системах. В кн.: Теория механизмов и машин. Сб. научных трудов № 7(264), Тбилиси, 1983.
70. Гидравлический следящий привод / Под ред. В.А. Лешенко. – М.: Машиностроение, 1968. – 564 с., с ил.
71. Герц Е.В., Кребник Г.В. Расчет пневмоцилиндров. Справочное пособие. Б.К. - М.: Машиностроение, 1975. – 272 с., с ил.
72. 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.
73. Вульфсон И.И., Коловский М.З. Нелинейные задачи динамики машин. – Л.: Машиностроение, 1968. – 284 с., ил.
74. Вульфсон И.И. Колебания машин с механизмами циклового действия. – Л.: Машиностроение, 1990. – 309 с.
75. Островский М.Я., Чечурин С.Л. Стационарные модели системы автоматического управления с периодическими параметрами. – Л.: Энергоатомиздат, 1989. – 208 с., ил.
76. 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.
77. Воронов А.А. Основы теории автоматического регулирования. Часть II. – Л.: Энергия, Ленинград. отделение, 1965. – 208 с., ил.
78. Красовский А.А., Поспелов Г.С. Основы автоматики и технической кибернетики. – М.-Д.: Госэнергоиздат, 1962. – 600 с., ил.
79. Биссекерский В.А., Попов Е.П. Теория систем автоматического регулирования. – 3-ие изд. – М.: Наука, 1975. – 768 с., ил.
80. Нелинейные системы автоматического управления. / Под общ ред. Е.П. Попова. – М.: Машиностроение, 1979. – 568 с., ил.
81. Кринецкий И.И. Расчет нелинейных автоматических систем. – Киев: Техника, 1968. – 312 с., ил.
82. Оурук И.А. Новые методы синтеза нелинейных и некоторых нелинейных динамических систем. – М.-Л.: Наука, 1965. – 208 с., ил.

83. Станкевич В.И. Выбор быстродействия сорвопривода в нелинейной системе регулирования. – Киев: Гостехиздат УССР, 1963. – 168 с., ил.
84. 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.
85. Огурк И.А. Синтез элементов линейных систем АР. Автоматика и телемеханика. № 12, 1959. – 162-175 с.
86. Огурк И.А. Характеристики мнимых частот и их применение к синтезу нелинейных динамических систем. Ж. Автоматика и телемеханика, № 7, 1962. С. 215-264.
87. Анализ и оптимальный синтез на ЭВМ систем управления // Под ред. А.А. Воронова и И.А. Огурка. М.: Наука, 1984. – 344 с.
88. Мчедlishვილი Т.Ф. К вопросу линеаризации уравнений нелинейных динамических звеньев при синтезе систем регулирования с наперед заданными характеристиками переходного процесса. Сообщ. // АН ГССР, 1981, т.101, № 2. – С. 389-392.
89. Мчедlishვილი Т.Ф. К вопросу синтеза нелинейных динамических систем регулирования. // Сообщ. А ГССР, т.99, № 3.– С. 61-65.
90. Мчедlishვილი Т.Ф. О синтезе систем с нелинейными законами регулирования. // Сообщ. АН ГССР, 1977, т.86, № 3. – С. 669-672.
91. Мчедlishვილი Т.Ф. Синтез параметров гидравлических и электрогидравлических систем приводов по заданным законам движения выходных координат // Гидравлические системы. Межвуз. Сб. Москва, 1984. С. 150-158.
92. Соколов Н.И. Аналитический метод синтеза линеаризованных систем автоматического регулирования. М.: Машиностроение, 1969. 328 с.
93. Мчедlishვილი Т.Ф., Бокерия Р.А. К синтезу сложных нелинейных систем регулирования. // Металлорежущие станки. Респ. Межведоственный сборник, вып. 10, Киев.: Техника, 1982. – С. 15-19.
94. Мчедlishვილი Т.Ф., Тавхелидзе Д.Д. Оценка устойчивости систем регулирования при синтезе с наперед заданными характеристиками переходного процесса. // Теория машин.... Межвузовский сборник. Вып. 5. Свердловск: Изд. УПИ, 1981. С. 144-148.
95. Мчедlishვილი 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.
96. Мчедlishვილი Т.Ф. Синтез нелинейных систем приводов в определенной области внешних воздействий. // Сообщ. АН ГССР, 1985, т.118, № 3. С.325-329.
97. Нелинейные нестационарные системы / Г.Л. Выщковский, Л.З. Ганопольский, П.М. Долгов и др. Под ред. Ю.И. Топчиева. – М.: Машиностроение, 1968. – 284 с.
98. Вульфсон И.И. Колебания машин с механизмами циклового действия. – Л.: Машиностроение, 1990. – 309 с.
99. თ. მჭედლიშვილი, ი. ელერდაშვილი, ო. გოგაგა, კ. გვაზავა. ჰიდრაულიკური და ელექტროჰიდრაულიკური მაძლიერებლები და ამძრავები. „ტექნიკური უნივერსიტეტი“, თბილისი, 2008. – 173 გვ.
100. 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.

101. Воронов А.А. Основы теории автоматического регулирования. Часть II. – Л.: Энергия, Ленинград. отделение, 1965. – 208 с., ил.
102. Мchedlishvili Т.Ф. и др. К вопросу синтеза электромеханических систем // Транспорт и машиностроение № 1(26), Тбилиси, 2013. – С. 84-89.
103. Мchedlishvili Т.Ф. и др. К вопросу синтеза сложных систем регулирования // Транспорт и машиностроение № 1(28), Тбилиси, 2012. – С. 61-65.
104. Мchedlishvili Т.Ф. Некоторые вопросы расчета станочных гидравлических следственных систем. – В кн.: Повышение производительности механической обработки. Труды ГПИ, ст. 214, Свердловск, 1974. – С. 149-152.
105. Мchedlishvili Т.Ф. О синтезе систем автоматического регулирования с нелинейными законами регулирования. – Сообщения А ГССР, 1977. Т.86, № 3. – С. 669-772.
106. Мchedlishvili Т.Ф. К параметрическому синтезу следящих систем. // Транспорт и машиностроение № 1 (26), Тбилиси, 2013. – с. 207-211.
107. Мchedlishvili Т.Ф. Синтез нелинейных систем с наперед заданными характеристиками переходных процессов. – В кн.: Теория машин.: Межвузовский сборник. Вып. 5. Свердловск: Изд. УПИ, 1981. – С. 131-134.
108. Мchedlishvili Т.Ф., Батов В.П. К вопросу переходных процессов в гидравлических следящих системах. – В кн.: Повышение производительности обработки. Труды УПИ, сб. 214, Свердловск, 1974. – С. 144-148.
109. Мchedlishvili Т.Ф., Бокерия Р.А. К синтезу сложных нелинейных систем развития. В кн.: Металлорежущие станки. Респ. Межвед. Сборник, Вып. 10, Киев.: Техника, 1982. – С. 15-19.
110. Мchedlishvili Т.Ф., Кирия В.И. Синтез пневматических механизмов формирования ударных воздействий по заданным переходным процессам. Сборник научных трудов Груз. технич. университета. 1990. № 4(360). – С.21-25.
111. Мchedlishvili Т.Ф., Кирия В.И. Синтез параметров приводов электродинамического ударного стенда с пневматическим демпфирующим устройством. Деп. в Груз. НИИНТИ, 10.01.91. № 721-791.
112. Мchedlishvili Т.Ф., Кирия В.И. К вопросу синтеза параметров электродинамического ударного стенда. Сборник научных трудов Груз. технич. университета. 1993.
113. Мchedlishvili Т.Ф., Лоскутов В.В. Методика анализа переходных процессов в электрогидравлических следящих системах. – В кн.: Повышение производительности. Труды УПИ, сб. 238, Свердловск, 1975. – С. 17-21.
114. Мchedlishvili Т.Ф., Парцхаладзе Б.И. и др. К динамическому синтезу машинных агрегатов по заданным переходным процессам. Сборник научных трудов Груз. технич. университета. 1989. № 7(349). – С.19-23.
115. Мchedlishvili Т.Ф., Мchedlishvili Н.П. К вопросу оптимизационного синтеза сложных систем регулирования // Транспорт и машиностроение № 1 (23), Тбилиси, 2012. – с. 22-28.
116. Мchedlishvili Т.Ф., Черепанов А.С. Методика анализа переходных процессов в электро-гидравлических след. системах. – В кн.: Повышение производительности механической обработки. Труды УПИ, сб. 238, Свердловск, 1975. – С. 22-25.
117. Адамия Р.Ш. Динамика машин. Тбилиси. Мецниереба. 1999. – 360 с.
118. Адамия Р.Ш. Оптимизация динамических нагрузок прокатных станков. М.: Металлургия. 1978.
119. Берошвили А.И., Мchedlishvili Т.Ф. и др. К расчету на прочность и

- долговечность деталей и углов привода комплекссора с кривошипно-ползунковым механизмом. В кн.: Кинематика и динамика механизмов. Труды ГТУ, № 4(380), 1990.
120. Борошвили А.И. Поршневые быстроходные комплекссоры со целевым уплотнением поршня для микро систем. – В ст.: Тезисы докладов международной конференции по физике и технике низких температур. 1971. – С. 90-91.
 121. Амколадзе Х.М., Мchedlishvili Т.Ф, Мchedlishvili Т.Т. К динамическому анализу процесса копировального шлифования сложнопрофильных поверхностей // Тезисы докладов международной конференции «Проблемы технологических процессов и оборудования». Тбилиси, 2000. – 42 с.
 122. Мchedlishvili Т.Т. Разработка моделей и динамические исследования гидромеханических и пневмомеханических следящих приводов копировально-шлифовальных станков. Диссертация на соискание ученой степени к.т.г. Тбилиси, 2006, 133 с.
 123. Амколадзе Х.М. К анализу динамики копировально-фрезерного станка с пневматическим устройством силового замыкания между копиром и копировальным роликом // Тезисы докладов международной научно-технической конференции «Технологические процессы и оборудование». Тбилиси, 2001, 24 с.
 124. Баламцарашвили З.Г., Мchedlishvili Т.Ф., Читидзе З.Г., Цховребашвили А.В., Амколадзе Х.М. Динамические исследования копировальных станочных систем для шлифования сложнопрофильных поверхностей. Тбилиси, Технический университет, 2008. – 448 с.
 125. Мchedlishvili Т.Т., Наврозашвили Б.Г., Вашаломидзе А.Ю., Гвазава К.Б., Баламцарашвили З.Г. К вопросу моделирования динамики следящей системы гидрофицированного копировально-шлифовального станка // Проблемы прикладной механики. Тбилиси, № 4 (20/1). 2005. с. 93-96
 126. Наврозашвили Б.Г., Мchedlishvili Т.Т., Гвазава К.Б., Мchedlishvili Т.Ф. К построению аппроксимационных моделей динамики следящего механизма копировального роторно-шлифовального станка. // Проблемы прикладной механики. Тбилиси, № 1 (18). 2005. с.62-66.
 127. Зубиашвили Г.М, Амколадзе Х.М., Марсагишвили Л.Г., Нарсия Д.М. К моделированию динамики станка для двухкоординатного копирования сложнопрофильных поверхностей. // Транспорт и машиностроение, Тбилиси, № 4(23), 2011. с. 44-49.
 128. მრუდწირული რთულპროფილიანი ხის დეტალების სახეი ჩარხი / ზ. ბალამწარაშვილი, თ. მჭედლიშვილი, მ. ტეფნაძე, მ. ლობჯანიძე, გ. ზუბიაშვილი, მ. ნარიმანიშვილი. გამოგონებაზე პატენტის აღწერის დოკუმენტი. 5443, 2009, 12.24.
 129. Амколадзе Х.М., Зубиашвили Г.М., Марсагишвили Л.Г., Нарсия Д.М. К построению математической модели гидрокопировальной системы роторно-шлифовального станка // Транспорт и машиностроение, № 1(23), Тбилиси, 2012, с. 164-168.
 130. Зубиашвили Г.М., Амколадзе Х.М., Чхolaria Н.Н., Анджапаридзе Т.Н. К динамическому анализу двухкоординатного следящего привода копировального станка // Транспорт и машиностроение, № 2(24), Тбилиси, 2012, с. 46-52.
 131. Амколадзе Х.М., Зубиашвили Г.М., Мchedlishvili Т.Т., Церетели Т.Р. К вопросу анализа динамики двухкоординатной следящей системы для

- обработки сложнопровильных поверхностей // Транспорт и машиностроение, № 3(25), Тбилиси, 2012. с. 83-87.
132. Зубиашвили Г.М., Амколадзе Х.М., Мchedlishvili Т.Ф., Элердашвили И.Ш. К исследованию динамики двухкоординатной следящей системы копировального станка // Транспорт и машиностроение, № 3(25), Тбилиси, 2011, с. 22-27.
 133. Мchedlishvili Т.Ф., Зубиашвили Г.М., Мchedlishvili З.Т., Амколадзе Х.М.К вопросу динамического синтеза двухкоординатной следящей системы копировального станка // Транспорт и машиностроение, № 1(26), Тбилиси, 2013, с. - .
 134. Мchedlishvili Т.Ф. Научные основы и прикладные задачи теории синтеза нелинейных систем приводов по заданным переходным процессам. Тбилиси, Технический университет, 2008. – 273 с.
 135. Огурк И.А. Анализ нелинейных систем применением модифицированного метода припасовывания // Изв. вузов. Электромеханика, 1974. № 6, с. 605-611.
 136. Петров Б.Н., Соколов Н.И., Липатов А.В. и др. Системы автоматического управления объектами с переменными параметрами. М.: Машиностроение, 1986. – 256 с.
 137. Мchedlishvili Т.Ф. Синтез параметров гидравлических и электрогидравлических систем приводов по заданным законам движения выходных координат // Гидравлические системы, Межв. сб. Москва, 1984, с. 150-158.
 138. Островский М.Я., Чечурин С.Л. Стационарные модели систем автоматического управления. Л.: Энергоатомиздат, 1989. – 208 с.
 139. Иващенко Н.Н. Автоматическое регулирование. Теория и элементы. М.: Машиностроение, 1973. 606 с.
 140. Коловский М.З. Нелинейная теория виброзащитных систем. М.: Наука, 1966. – 317 с.
 141. Вашаломидзе А.Ю., Чхаидзе Г.А., Мchedlishvili Т.Ф. К исследованию динамической устойчивости периодически нестационарных устойчивости периодически нестационарных систем приводов машин. // Проблемы прикладной механики, № 4(9), Тбилиси, 2002, с. 60-65.
 142. ვაშალომიძე ა. პერიოდულად ცვალებადპარამეტრებიანი სანარსო ამძრავთა სისტემების მოდულებისა, დინამიკური კვლევის მეთოდებისა და მეთოდიკების შემუშავება. / ტ.მ.კ. სამეცნიერო ხარისხის მოსაპოვებლად წარმოდგენილი დისერტაციის ავტორეფერატი. თბილისი, 2006. – 46 გვ.
 143. Справочник по теории автоматического управления / Под ред. А.А. Красовского. М.: Наука, 1987. – 565 с.
 144. Ляпунов А.М. Общая задача об устойчивости движения. М.: Гостехиздат, 1950. – 472 с.
 145. Меркин Д.Р. Введение в теорию устойчивости движения. М.: Наука, 1987. – 304 с.
 146. Якубович В.А., Старжинский В.М. Параметрический резонанс в нестационарных системах. М.: Наука, 1987. – 328 с.
 147. Бонджиорно. Критерии устойчивости нелинейных систем с переменными во времени параметрами через характеристики в области действительных частей // ТИЭР, 1964, т. 52, № 7. с. 886-896.
 148. Ланкастер П. Теория матриц. М.: Наука, 1978. – 280 с.
 149. Воеводин В.В., Кузнецов Ю.А. Матрицы и вычисления. М.: Наука, 1987. – 318 с.