



საქართველოს ტექნიკური
უნივერსიტეტი
1922 წლიდან

ალექსანდრე მეტრეველი

მომეტებული საფრთხის შემცველ მანქანა-
დანადგარებში (ტვირთამწევ მოწყობილობებში)
დინამიკური პროცესების კვლევა

წარმოდგენილია დოქტორის აკადემიური ხარისის მოსაპოვებლად

სადოქტორო პროგრამა „მექანიკის ინჟინერია და ტექნოლოგია“

შიფრი 0715

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი, თბილისი, 0160, საქართველო

2024 წ.

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი
ფაკულტეტი სატრანსპორტო სისტემებისა და მექანიკის ინჟინერია

ჩვენ, ქემორე ელისმოძღვრნი ვადასტურებთ, რომ გავეცანით ალექსანდრე მეტრეველის მიერ შესრულებულ სადისერტაციო ნაშრომს დასახელებით: მომეტებული საფრთხის შემცველ მანქანა-დანადგარებში (ტვირთამწევ მოწყობილობებში) დინამიკური პროცესების კვლევა

და ვაძლევთ რეკომენდაციას საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის საინჟინრო ტექნოლოგიისა და საბუნებისმეტყველო საუნივერსიტეტო სადისერტაციო საბჭოში მის განხილვას დოქტორის აკადემიური ხარისხის მოსაპოვებლად

-----, ----- 20 წელი

სამეცნიერო ხელმძღვანელები:

პროფესორი

გიორგი ჯაფარიძე

პროფესორი

იოსებ ბაციკაძე

რეცენზენტი:

რეცენზენტი:

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

2024 წ

ავტორი: ალექსანდრე მეტრეველის

დასახელება: *მომეტებული საფრთხის შემცველ მანქანა-დანადგარებში (ტვირთაძწევ მოწყობილობებში) დინამიკური პროცესების კვლევა*

პროგრამა: მექანიკის ინჟინერია და ტექნოლოგია

მისანიჭებელი კვალიფიკაცია: მექანიკის ინჟინერიისა და ტექნოლოგიის
დოქტორის აკადემიური ხარისხის მოსაპოვებლად
სხდომა ჩატარდა 2024 წელი

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

ავტორის ხელმოწერა _____

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

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

რეზიუმე

თანამედროვე საწარმოებში ტექნოლოგიური პროცესების შესრულებისას განსაკუთრებით უწყვეტი ციკლის წარმოებებში ხიდური ამწეების როლი განუსაზღვრელია, მათი საიმედო მუშაობა განპირობებულია ამწეების გამართული და უსაფრთხო მუშაობით.

ანალიზმა გვიჩვენა, რომ ხიდური ამწე წარმოადგენს ერთიან დინამიკურ სისტემას, რომელთა საფუძვლიანი შესწავლისათვის საჭიროა დინამიკური საანგარიშო სქემების შედგენა, ამასთან ყოველი კონკრეტულ შემთხვევაში სასურველია შედგენილ იქნას შესაბამის მათემატიკური მოდელი, რაც საშუალებას მოგვცემს ზუსტად განვსაზღვროთ სისტემაში მიმდინარე პროცესები.

განსაკუთრებით საინტერესოა ხიდური ამწეები არასტაციონალური რეჟიმით მუშაობისას, როდესაც იგი განიცდის დამატებითი დინამიკური დატვირთვების ზემოქმედებას. ასეთი რეჟიმებია მაგ. გაშვება, დამუხრუჭება. ასეთი ოპერაციების ანალიზისა და კვლევის ჩატარების შემდეგ, შესაძლებელია განვსაზღვროთ ხიდურ ამწეში მიმდინარე დინამიკურ პროცესებზე უცნობი ქმედება. ეს მოქმედებები გაითვალისწინება დინამიკური მოდელის შიგნით შერჩეული შიგა კოეფიციენტებით.

ამიტომ ცალკეული მექანიზმების დინამიკური კვლევა ყოველთვის აქტუალურია, რომელთა შორის ერთ-ერთი უმნიშვნელოვანესია ხიდური ამწეების ტვირთამწევი და გადასაადგილებელი მექანიზმების კვლევა ამ უკანასკნელის განივი ძვრის გათვალისწინებით.

ნაშრომის მიზანს წარმოადგენს ხიდური ამწეების მექანიზმების დინამიკური საანგარიშო სქემებისა და მათემატიკური მოდელების აგების მათი შემდგომი ოპტიმიზაციური კვლევის მეთოდებისა და მეთოდიკების შემუშავება, რაც წარმოადგენს მნიშვნელოვან საფუძველს კონკრეტული კვლევის მეთოდების შემდგომი სრულყოფისათვის.

დასახული მიზნის მიღწევისათვის კვლევის ამოცანებში გათვალისწინებულია:

- თანამედროვე საწარმოებში და ჰესებზე გამოყენებული ხიდური ამწეებში დინამიკური პროცესების ანალიზისა და სინთეზის საკითხების მიმოხილა და მათი შემდგომი კვლევის ამოცანების ფორმირება;
- დინამიკური პროცესების ანალიზისათვის საჭიროა დინამიკური საანგარიშო სქემების შედგენა, რა დროსაც საჭიროა გავითვალისწინოთ თავმოყრილი (დისკრეტული) მასების რაოდენობა: ძალოვანი ელემენტის სიგრძეზე მასის განაწილების კანონი; ძალოვანი ელემენტების დამყოლობა და მათი ცვლილებების შესაძლებლობა კონკრეტულ სიტუაციაში; გარდამავალი ელექტრომაგნიტური პროცესები ამძრავებში ელექტროძრავებში; სამუხრუჭე სისტემების მიერ სამუხრუჭე მომენტის ცვლილება დროის მიხედვით.

ყოველ კონკრეტულ შემთხვევაში მთავარი განმსაზღვრელი და მეორე ხარისხოვანია მოქმედი ფაქტორების განხილვა, რეალური სისტემის საანგარიშო დინამიკური სქემების ანუ მოდელების შექმნა, რომლებიც უნდა აკმაყოფილებდეს ორ მთავარ მოთხოვნას:

1) იგი უნდა იყოს რეალური სისტემის გარკვეული განსაზღვრული დონით ადეკვატური და იყოს გამოსაკვლევი სისტემის ფიზიკური თვისებების ანარეკლი;

2) იგი არ უნდა იყოს რთული, რათა მისი ამოხსნა არ უნდა იყოს შრომატევადი.

დინამიკური პროცესების კვლევა-ანალიზი საჭიროა ჩავატაროთ ხიდური ამწის ექსპლუატაციის პროცესში ტვირთამწევი ურიკის ორი მდებარეობისათვის:

- ურიკა მდებარეობს ამწის მზიდი ლითონკონსტრუქციის რომელიმე გვერდით (დამხმარე) კოჭებთან ახლოს;
- ურიკა მდებარეობს ამწის მზიდი ლითონკონსტრუქციის მთავარი კოჭების (ან მთავარი კოჭის) შუაში.

ნაშრომის სამეცნიერო სიახლე მდგომარეობს:

ხიდური ამწის ცალკეული მექანიზმების დინამიკური მოდელების, დინამიკური მოდელების მათემატიკური მოდელირება, კვლევა და რეკომენდაციების შემუშავება.

ნაშრომის პრაქტიკული ღირებულებას წარმოადგენენ ხიდური ამწის ტვირთამწევი და გადასასაადგილებელი მექანიზმების გამოსაკვლევი სისტემების, მათი დინამიკური მოდელების, დინამიკური ანალიზისა და შემუშავებული მეთოდებითა და მეთოდიკების გამოყენებით სისტემათა ხარისხისა და ეფექტურობის ამაღლება.

შესავალ ნაწილში დასაბუთებულია სადისერტაციო ნაშრომის აქტუალობა. ჩატარებულია თანამედროვე საწარმოებში თუ ჰესებზე ექსპლუატაციაში მყოფი ხიდური ამწეების დინამიკური სისტემების კვლევის მეთოდების ანალიზი. ჩატარებულია ასეთი სისტემების მათემატიკური მოდელირებისა და კვლევების საკითხთა მიმოხილვა. ზოგადად გაანალიზებულია დინამიკური კვლევებისთვის საჭირო მათემატიკური მოდელირების მეთოდები.

ნაშრომის ძირითად ნაწილში განხილულია ხიდური ამწეების გადასაადგილებელი მექანიზმებში მიმდინარე დინამიკური პროცესების ანალიზი და კვლევა.

შესწავლილია ხიდური ამწეების გადასაადგილებელი მექანიზმების კვლევა მისი განივი ძვრის გათვალისწინებით.

ყოველივე ზემოთ თქმულის ანალიზის შედეგად დავადგინეთ შემდეგი კვლევის ამოცანები:

- დრეკად კავშირებში დინამიური შეზღუდვები გაშვებისა და დამუხრუჭებისას - გარდამავალი პროცესებისას, როდესაც ეს დატვირთვები აღწევენ მაქსიმალურ მნიშვნელობებს;

- ამწის მზიდი ლითონკონსტრუქციის გადახრის კუთხის შეზღუდვა, რაც გამოიწვევს ამწის სავალი თვლის ქიმისა და სავალი რელსის შეხებას და შესაბამისად ცვეთას;
- ამწის მზიდი ლითონკონსტრუქციის გადახრის კუთხის მართვა, რათა რელსსა და სავალი თვლის ქიმს შორის გვერდითი გრძივი გადაადგილებას არ ექნეს ადგილი;
- დაკიდებული ტვირთის რხევის პროცესების ანალიზი და მეთოდების გამოყენება, რომელიც საშუალებას მოგვცემს შევამციროთ რხევების ამლიტუდა.

აღნიშნული პრობლემების ამოხსნისათვის გამოყენებულ იქნა ამწის მართვის სისტემა, რომელმაც საშუალება მოგვცა დაგვეცვა ამწის გადაადგილების სინქრონულობა. რომლის ანალიზისათვის შევქმენით გადასაადგილებელი მექანიზმის მოდელი.

შექმნილი მათემატიკური მოდელების გამოყენებით ჩატარდა გაანგარიშებები ორი შემთხვევისათვის:

- დრეკადი კავშირების გაუთვალისწინებლად, თუმცა ტვირთის დაკიდების სიხისტისა და სავალი თვლის ქიმის რელსთან ხახუნის გათვალისწინებით;
- დრეკადი კავშირების ტვირთის დაკიდების სიხისტისა და სავალი თვლის ქიმის რელსთან ხახუნის გათვალისწინებით;

მიღებულია ხიდური ამწის საანგარიშო სივრცითი სქემა, როგორც მრავალმასიანი დრეკადი სისტემისა, ხოლო მიღებული საანგარიშო სქემის საფუძველზე შექმნილია მათემატიკური მოდელი. მიღებული სქემისა და მოდელის გამოყენებით ჩატარდა ხიდური ამწის გაანგარიშებები ორი შემთხვევისათვის: ა) დრეკადი კავშირების გაუთვალისწინებლად, ტვირთის დაკიდების სიხისტისა და სავალი თვლის ქიმის რელსთან ხახუნის გათვალისწინებით; ბ) დრეკადი კავშირებით ტვირთის დაკიდების სიხისტისა და სავალი თვლის ქიმის რელსთან ხახუნის გათვალისწინებით. შედეგად მივიღეთ ხიდური ამწის გადასაადგილებელი მექანიზმში მიმდინარე დინამიკური პროცესების კვლევის ამსახველი გრაფიკები.

კვლევის შედეგად მიღებულია ხიდური ამწის მზიდი კონსტრუქცია წარმოდგენილია, როგორც ერთიანი კონცენტრირებული მასა, დაყვანილი ტვირთის დაკიდების ადგილზე. ურიკის მასა ასევე ემატება მზიდ კონსტრუქციას.

მიღებულია მათემატიკური მოდელი ტვირთამწევი მექანიზმის არასტაციონალური რეჟიმით მუშაობისას.

ტვირთის ჩამოშვების პროცესში ხიდური ამწის დინამიკური მოდელი, შედგენილია და ჩატარებულია ხიდური ამწეების დინამიკური ოპტიმიზაცია და ოპერატორი-ამწე-ვიბრაცია სისტემის მათემატიკური მოდელირება, შემუშავებულია ხიდური ამწის სისტემის „ოპერატორი-ამწე-რელსი“ ვიბრაციის მოდელი. ჩატარებულია ხიდური ამწის ვიბრაციის სისტემის მათემატიკური მოდელირება როდესაც ამწე გადაადგილდება რელსებზე ტვირთის ჩატვირთვის ან გადმოტვირთვისას რელსების დეფექტები იწვევენ დამატებით დინამიკურ დატვირთვებს. ასეთი

დეფექტებია: რელსების სექციებს შორის ღრეჩოები, რელსების დეფორმაციები, რელსების ცვეთა, რელსების დამაგრების შესუსტება, რელსების სექციების შეერთებაში დონეებს შორის სხვაობა. მათი და ამწეებზე დამატებითი დინამიკური დატვირთვების მნიშვნელობები დამოკიდებულია მთელ რიგ ფაქტორებზე: ამწის კონსტრუქციულ პარამეტრებზე, როგორცაა მასების განაწილება; ამწის მზიდი ლითონკომნსტრუქციის ელემენტების დრეკადობაზე; ამწის მოძრაობის სიჩქარეზე; გადადგილების მექანიზმების მდგომარეობაზე; ხიდური ამწეებისათვის გადასაადგილებელი მექანიზმებით ორ დამოუკიდებელ ამძრავიანი სავალი თვლების კვანძების მდგომარეობაზე (ხიდური ამწეებისათვის ერთამძრავიანი გადასაადგილებელი მექანიზმით).

განალიზებულია დამატებითი დინამიკური დატვირთვები და შესწავლა მათი გავლენა ხიდური ამწის დინამიკურ სისტემაზე.

ყველა ხიდური ამწის ძირითადი ფაქტორები გათვალისწინებული იქნა ვიბრაციის მათემატიკური მოდელის „ადამიანი-ამწე-რელსი“ სისტემის შედგენისას. კერძოდ ის რომ ხიდური ამწის კონსტრუქციის ვიბრაციის ძირითად მიზეზს წარმოადგენს რელსის ძვრა და დეფექტები, და ამწის გადასაადგილებელი მექანიზმების დეფექტები.

Abstract

In the context of industrial processes, the role of overhead crane dynamics is crucial during the implementation of technological processes. The performance of these cranes plays an indispensable role in ensuring the efficient operation of overhead crane systems.

Analysis reveals that the dynamics of overhead cranes represent a unified dynamic system, requiring the formulation of dynamic analysis and synthesis schemes for comprehensive study. In particular, the development of dynamic risk assessment schemes is desirable in various concrete situations, facilitated by the construction of corresponding mathematical models that accurately define the ongoing processes in the system.

Of particular interest is the dynamic behavior of overhead cranes when operating in non-standard modes, subjecting them to dynamic loads. The initiation and termination of such operations are analyzed. Following such analyses, it becomes possible to define unknown actions on the dynamic performance of the overhead crane system. These actions anticipate the selection of specific coefficients within the dynamic model.

Therefore, the individual analysis of the dynamics of specific mechanisms is always relevant, among which the most significant is the investigation of the dynamics of mechanisms responsible for the placement of overhead crane loads. The goal of this research is to create accurate and efficient methods and techniques for optimizing the dynamics of mechanical systems.

For the achievement of the goal, the following tasks are defined:

Analysis and study of the questions related to the dynamic analysis and synthesis of overhead crane mechanisms;

The creation of dynamic risk assessment schemes for dynamic processes, requiring consideration of the specifics of the distribution of loads on powerful elements and their changes in specific situations;

Study of non-standard electromagnetic processes in rotating electromagnets: change in the moment of inertia and its possibilities in specific situations;

-Comprehensive consideration of factors as the main and secondary requirements for real system assessments.

-Dynamic process analysis should involve the investigation of the dynamics of overhead crane exploitation processes for the exploitation of two critical locations of the crane load-carrying structure:

The load-carrying construction of the overhead crane, which is adjacent to the beams;

The load-carrying construction of the overhead crane's main beam (or the main beam itself) in the middle between the main trolleys.

The practical significance of the study will be represented by the development and application of effective methods and techniques using the

dynamics of overhead crane mechanisms, their mathematical modeling, and the implementation of recommended methods and techniques for the evaluation and improvement of the quality and efficiency of systems using system quality and efficiency enhancement methods and techniques.

The actuality of desertification training is discussed in the introductory part. The dynamics of bridge crane exploitation in heavy-duty industrial facilities on heaps is analyzed. The study covers the mathematical modeling and analysis of these dynamic systems. Specific attention is given to the mathematical modeling methods for dynamic investigations.

The main part of the study discusses the analysis of dynamic processes and investigations related to the positioning of bridge crane loads in current mechanisms. The analysis includes the dynamics of movements during lifting and lowering loads, especially when these loads reach maximum values. It covers the examination of structural deformations during the lifting of the load, affecting the alignment of the crane's structure. Additionally, it addresses the control of load movement to prevent swinging.

Various methods and models are employed to solve the identified problems. The study focuses on creating a mathematical model for the mechanism that ensures synchronous alignment during load displacement. The mathematical models developed are used to solve problems in two main areas:

- 1) Dynamic stress analysis during the release and grabbing of loads - particularly important during unloading processes when these loads exert maximum values.
- 2) Analysis and methods of loading process problems, which allow reducing the amplitudes of crane movements.

To address these problems, the study utilizes the synchronous alignment system of the bridge crane, providing an opportunity to control and maintain the synchronicity of load displacement. For the analysis of this system, a displacement mechanism model is created.

The created mathematical models are used to make calculations for two scenarios: a) Analysis of the dynamic behavior of the load displacement system, considering the history of the load's alignment and chemical reactions during load lifting and lowering. b) Analysis of the load displacement system, considering the history of the load's alignment and chemical reactions during load lifting and lowering.

As a result, we obtained graphs illustrating the dynamic processes of load displacement in the current mechanism of the bridge crane."

The construction of the overhead crane's load-bearing structure, obtained as a result of the study, is defined as a unified concentrated mass, positioned at the location of the purchase and sale of the loaded cargo. The mass of the hook is also added to the load-bearing structure.

A mathematical model is obtained for the non-stationary mode of operation of the cargo lifting mechanism.

During the process of load release, the dynamic model of the overhead crane is formulated, consisting of the dynamic optimization of the hooked cargo and the mathematical modeling of the operator-hook-load system. The mathematical modeling of the load-bearing system of the overhead crane is also discussed when the crane is repositioned on the rails during the loading or unloading of loads, defects in the rails occurring in the process. Such defects include deviations between rail sections, deformations of the rails, gaps in the rails, misalignments in the joining of rail sections, and uncontrolled movement of rail sections with mobile mechanisms for two-sided measurements of clearance on the tracks for overhead cranes.

The analysis of additional dynamic loads and the study of their impact on the dynamics of the overhead crane system have been considered.

All the main factors of the overhead crane's dynamics are taken into account when creating the mathematical model of the "human-hook-rails" system. It is emphasized that the primary cause of the overhead crane construction's vibrational instability and defects is the rail's bending and defects, as well as the defects of the repositioning mechanisms.

The study includes an analysis of additional dynamic loads and an examination of their influence on the dynamics of the overhead crane system.

All the main factors affecting the dynamics of the overhead crane system are considered in the creation of the mathematical model of the "human-hook-rails" system. It is essential to note that the primary reason for the vibrational instability and defects of the overhead crane construction is identified as the bending and defects of the rails, as well as the defects of the repositioning mechanisms.

შინაარსი

შესავალი	15
1. ლიტერატურული მიმოხილვა	19
2. შედეგები და მათი განსჯა	28
2.1 ხიდური ამწის გადასაადგილებელი მექანიზმის დინამიკური კვლევა	28
2.1.1 ხიდური ამწეების გადასაადგილებელი მექანიზმების დინამიკური კვლევისათვის საანგარიშო სქემების შედგენა.....	28
2.1.2 ხიდური ამწის გადასაადგილებელი მექანიზმების დინამიკური კვლევისათვის საჭირო დატვირთვების გაანგარიშება.....	33
2.1.3 ხიდური ამწის გადასაადგილებელი მექანიზმების დინამიკური კვლევისათვის მათემატიკური მოდელის შემუშავება	37
2.2 არასტაციონალური რეჟიმით მომუშავე ხიდური ამწის ტვირთამწევი მექანიზმის დინამიკური პროცესების მათემატიკური მოდელირება	48
2.2.1 დინამიკური მოდელის პარამეტრები	49
2.2.2 ხიდური ამწით ტვირთის აწევის აჩქარების მათემატიკური მოდელი	55
2.2.3 ტვირთის ჩამოშვების პროცესში დამუხრუჭების რეჟიმში მომუშავე ხიდური ამწის მათემატიკური მოდელი	60
2.3 ოპერატორი-ამწე-ვიბრაცია სისტემის მათემატიკური მოდელირება და ხიდური ამწეების დინამიკური ოპტიმიზაცია.....	65

2.3.1	ხიდური ამწეების მათემატიკური მოდელირებისა და დინამიკური ოპტიმიზაციის ზოგადი საკითხები	65
2.3.2	ხიდური ამწის მუშაობის პროცესში ვიბრაციის სისტემის მათემატიკური მოდელირება	71
2.3.3	ხიდური ამწის დინამიკური აღმგზნები ძალების ანალიზი	76
2.4	მომეტებული საფრთხის შემცველი მანქანა-დანადგარებში მიმდინარე დინამიკური პროცესების კვლევა დიაგნოსტიკების თანამედროვე მეთოდებით	80
2.4.1	ხიდურ ამწეებში დიაგნოსტიკების მეთოდების ანალიზი	80
2.4.2	ტვირთამწე მანქანების დიაგნოსტიკური ნიშნებისა და მათი ურთიერთკავშირის ექსპერიმენტალური კვლევა მათში მიმდინარე დინამიკური პროცესების გათვალისწინებით	84
	დასკვნები	88
	ლიტერატურა	92
	დანართი	103

ნახაზების ნუსხა

ნახ.1 ხიდური ამწის გამარტივებული საანგარიშო სქემა	29
ნახ.2 ხიდური ამწეების გადასაადგილებელი მექანიზმების დინამიკური კვლევის საანგარიშო სქემები	31
ნახ. 3 ხიდური ამწის გადასაადგილებელი მექანიზმის მათემატიკური მოდელი	39
ნახ. 4. ხიდური ამწის გადასაადგილებელი მექანიზმის მათემატიკური მოდელის ქვესისტემა სავალი თვლების მოძრაობის მოდელირებისას	40
ნახ. 5. ხიდური ამწის გადასაადგილებელი მექანიზმის მათემატიკური მოდელის ქვესისტემა ძრავისა და რედუქტორის მოდელირებისას	40
ნახ. 6. ხიდური ამწის გადასაადგილებელი მექანიზმის მათემატიკური მოდელის ქვესისტემა ძრავისა და რედუქტორის მოდელირებისას	41
ნახ. 7 ხაზოვანი სიჩქარის და 1 - ამძრავი თვალზე მოქმედი დატვირთვის გრაფიკები ხისტი სისტემისათვის	43, 44
ნახ. 8 ამწის სავალი თვლების გრძივი გადანაცვლებით X_1-X_4 და ამწის გადანაცვლებები X ხისტი სისტემებისათვის	45
ნახ. 9 ამწის სავალი თვლების გრძივი გადანაცვლებით X_1-X_4 და ამწის გადანაცვლებები X ხისტი სისტემებისათვის დრეკადი კავშირების გათვალისწინებით.....	46
ნახ.10 ხიდური ამწის სქემატური გამოსახულება.	49
ნახ.11 ხიდური ამწის დინამიკური მოდელი ტვირთის აწევისა და გაშვების პერიოდში.....	50
ნახ.12 ხიდური ამწის საანგარიშო სქემა ვერტიკალურ სიბრტყეში	58
ნახ.13 ტვირთის ჩამოშვების პროცესში ხიდური ამწის დინამიკური მოდელი.....	61
ნახ. 14 დამოკიდებულება q_1 -სა და დროს შორის ხიდური ამწით ტვირთის აწევისას პროცესში აჩქარების რეჟიმში.	63

ნახ. 15 დამოკიდებულება q_1 -სა და დროს შორის ხიდური ამწით ტვირთის ჩამოშვების პროცესში დამუხრუჭების რეჟიმში	64
ნახ. 16 ხიდური ამწის სისტემის „ოპერატორი-ამწე-რელსი“ ვიბრაციის მოდელის წინხედი	67
ნახ. 17 ხიდური ამწის სისტემის „ოპერატორი-ამწე-რელსი“ ვიბრაციის მოდელის გვერდხედი	68
ნახ. 18 ხიდური ამწის სისტემის „ოპერატორი-ამწე-რელსი“ ვიბრაციის მოდელის ზედხედი	69
ნახ.19 მთავარი კოჭების დეფორმაციის სტრუქტურული სქემა	76
ნახ.20 ხიდური ამწის სავალი თვლების ცენტრების მოძრაობა	78
ნახ.21 რელსების უთანაბრობის ფუნქციები	79
ნახ. 22 ხიდური ამწის კვანძებისა და ელემენტების ბლოკ-სქემა	80

შესავალი

საქართველოში ორი ათეული წელია მოქმედებს კანონი პროდუქციის უსაფრთხოებისა და თავისუფალი მიმოქცევის შესახებ. კანონის მიზანია მომეტებული საფრთხის შემცველი ობიექტების ექსპლუატაციის წესებთან შესაბამისობისა და როგორც შედეგი მათი უსაფრთხოდ ექსპლუატაციის უზრუნველყოფა.

ამ კანონის შესაბამისად მომეტებული საფრთხის შემცველი ობიექტების რიცხვს მიეკუთვნება ლიფტები, ესკალატორები, ტვირთამწე მანქანები, ატრაქციონები, საბაგირო გზები და ა.შ. მათ შორის ტვირთამწე მანქანები თავისი მრავალფეროვნებით ერთ-ერთი მნიშვნელოვანია, ხიდური ამწეები კი ერთ-ერთი ყველაზე გავრცელებულ ამწეების ჯგუფს მიეკუთვნება, რომელთა გარეშე ტექნოლოგიური პროცესის შესრულება თანამედროვე საწარმოებში შეუძლებელია. ხიდური ამწე წარმოადგენს ერთიან დინამიკურ სისტემას და იგი შედგება მზიდი ლითონკონსტრუქციისაგან, მექანიზმებისაგან, ამძრავებისაგან და შენობის მზიდი ნაწილისაგან, რაშიც უხდება მუშაობა ამწეს.

ყველა ეს ფაქტორი გარკვეულ გავლენას ახდენს ამწეებში მიმდინარე დინამიკურ პროცესებზე, ამიტომ აუცილებელია ჩამოყალიბებულ იქნეს თუ თითოეული ფაქტორი რა გავლენას ახდენს ამწის მუშაობის ხარისხზე.

ზოგადად დინამიკური პროცესების ანალიზისათვის საჭიროა დინამიკური საანგარიშო სქემების შედგენა, რა დროსაც საჭიროა გავითვალისწინოთ თავმოყრილი (დისკრეტული) მასების რაოდენობა: ძალოვანი ელემენტის სიგრძეზე მასის განაწილების კანონი; ძალოვანი ელემენტების დამყოლობა და მათი ცვლილებების შესაძლებლობა კონკრეტულ სიტუაციაში; გარდამავალი ელექტრომაგნიტური პროცესები ამძრავ ელექტროძრავებში; სამუხრუჭე სისტემების მიერ სამუხრუჭე მომენტის ცვლილება დროის მიხედვით.

ყოველ კონკრეტულ შემთხვევაში შეიძლება განვიხილოთ, როგორც მთავარი განმსაზღვრელი ისე მეორე ხარისხოვან ფაქტორები.

რეალური სისტემის საანგარიშო დინამიკური სქემა ანუ მოდელი უნდა აკმაყოფილებდეს ორ მთავარ მოთხოვნას:

1. იგი უნდა იყოს რეალური სისტემის გარკვეული განსაზღვრული დონით ადეკვატური და იყოს გამოსაკვლევ სისტემის ფიზიკური თვისებების ანარეკლი.
2. იგი არ უნდა იყოს რთული, რათა მისი ამოხსნა არ უნდა იყოს შრომატევადი.

დინამიკური პროცესების ანალიზი შეგვიძლია ჩავატაროთ ხიდური ამწის ექსპლუატაციის პროცესში ტვირთამწევი ურიკის ორი მდებარეობისათვის:

1. ურიკა მდებარეობს ამწის მზიდი ლითონკონსტრუქციის რომელიმე გვერდით კოჭებთან ახლოს;
2. ურიკა მდებარეობს ამწის მზიდი ლითონკონსტრუქციის მთავარი კოჭების (ან მთავარი კოჭის) შუაში.

პირველ შემთხვევაში უფრო დატვირთულია ის გვერდითი კოჭი და ამწის სავალი თვლები, რომელ მხარეზეც არის ურიკა. ახალი ამწის შემთხვევაში დატვირთვები თითქმის არ ახდენენ გავლენას მათზე.

მეორე შემთხვევაში დატვირთვა გვერდით კოჭებზე და ამწის სავალ თვლებზე თანაბრად ნაწილდება და ძირითადი დატვირთვა მოდის ამწის მზიდი ლითონკონსტრუქციის მთავარ კოჭებზე.

ნაშრომის მიზანს წარმოადგენს ხიდური ამწეების მექანიზმების დინამიკური საანგარიშო სქემებისა და მათემატიკური მოდელების აგების მათი შემდგომი ოპტიმიზაციური კვლევის მეთოდებისა და მეთოდიკების შემუშავებაში, რაც წარმოადგენს მნიშვნელოვან საფუძველს კონკრეტული კვლევის მეთოდების შემდგომი სრულყოფისათვის.

დასახული მიზნის მიღწევისათვის კვლევის ამოცანებში ჩართულია:

1. თანამედროვე საწარმოებში და ჰესებზე გამოყენებული ხიდური ამწეებს

დინამიკური ანალიზისა და სინთეზის საკითხების მიმოხილვა და შემდგომი კვლევის ამოცანების ფორმირება;

2. დინამიკური პროცესების ანალიზისათვის საჭიროა დინამიკური საანგარიშო სქემების შედგენა, რა დროსაც საჭიროა გავითვალისწინოთ თავმოყრილი (დისკრეტული) მასების რაოდენობა: ძალოვანი ელემენტის სიგრძეზე მასის განაწილების კანონი: ძალოვანი ელემენტების დამყოლობა და მათი ცვლილებების შესაძლებლობა კონკრეტულ სიტუაციაში; გარდამავალი ელექტრომაგნიტური პროცესები ამძრავ ელექტროძრავებში: სამუხრუჭე სისტემების მიერ სამუხრუჭე მომენტის ცვლილება დროის მიხედვით.

ყოველ კონკრეტულ შემთხვევაში როგორც მთავარი განმსაზღვრელი და მეორე ხარისხიანი ფაქტორების განხილვა. რეალური სისტემის საანგარიშო დინამიკური სქემების ანუ მოდელების შექმნა, რომლებიც უნდა აკმაყოფილებდეს ორ მთავარ მოთხოვნას:

1. იგი უნდა იყოს რეალური სისტემის გარკვეული განსაზღვრული დონით ადეკვატური და იყოს გამოსაკვლევ სისტემის ფიზიკური თვისებების ანარეკლი.
2. იგი არ უნდა იყოს რთული, რათა მისი ამოხსნა არ უნდა იყოს შრომატევადი.

დინამიკური პროცესების ანალიზი უნდა ჩავატაროთ ხიდური ამწის ექსპლუატაციის პროცესში ტვირთამწევი ურიკის ორი მდებარეობისათვის:

1. ურიკა მდებარეობს ამწის მზიდი ლითონკონსტრუქციის რომელიმე გვერდით კოჭებთან ახლოს;
2. ურიკა მდებარეობს ამწის მზიდი ლითონკონსტრუქციის მთავარი კოჭების (ან მთავარი კოჭის) შუაში.

ნაშრომის სამეცნიერო სიახლე მდგომარეობს:

ხიდური ამწის ცალკეული მექანიზმების დინამიკური მოდელების, დინამიკური მოდელების მათემატიკური მოდელირება, კვლევა და რეკომენდაციების შემუშავება.

ნაშრომის პრაქტიკული ღირებულებას წარმოადგენენ ხიდური ამწის ტვირთამწევი და გადსასაადგილებელი მექანიზმების საკვლევო სისტემების, მათი დინამიკური მოდელების, დინამიკური ანალიზისა და შემუშავებული მეთოდებითა და მეთოდიკების გამოყენებით სისტემათა ხარისხისა და ეფექტურობის ამაღლება.

1. ლიტერატურის მიმოხილვა

თანამედროვე ამწეებს მოეთხოვებათ ძალიან მაღალი ტექნიკური მახასიათებლები და ეკონომიკური მაჩვენებლები. განსაკუთრებით ჰიდროელექტროსადგურების სამანქანო დარბაზებში მომუშავე ხიდურ ამწეებს მოეთხოვებათ პოზიციონირების მაღალი სიზუსტე.

გაანგარიშება აუცილებელია ჩატარდეს ამწის მუშაობის სხვადასხვა რეჟიმისას, რაც იწვევს დინამიკური მოძრაობის ცვალებადობას [1]. დინამიკური კვლევის ეფექტის მიღება შესაძლებელია მუშაობის სხვადასხვა რეჟიმებისას. ამწის მუშაობის რეჟიმი შედგება მოძრაობის სტაციონალური და არასტაციონალური პერიოდებისაგან. დინამიკური პროცესებით განსაკუთრებით საინტერესოა არასტაციონალური პერიოდები, რაც განსაზღვრავს მექანიზმებში ცვალებადი დატვირთვების აღძვრას და მათ გადაცემას ამწის მზიდ ლითონკონსტრუქციაზე. ამწის დინამიკური კვლევისას განსაკუთრებულ ინტერესს იწვევს ამწის ყველა მექანიზმი, მათ შორის მნიშვნელოვანია ტვირთამწევი მექანიზმი.

ხიდური ამწეების დაპროექტების პროცესისას საჭიროა ჩატარდეს საამწეო მექანიზმების ელემენტებისა და მზიდი კონსტრუქციის დაძაბულ-დეფორმირებული პირობების საფუძვლიანი ანალიზი.

ხიდური ამწეების მრავალრიცხოვანი თეორიული და ექსპერიმენტალური კვლევების, დინამიკური გამოკვლევების ანალიზმა გვიჩვენა, რომ კრიტიკული დინამიკური მდგომარეობა აღიძვრება ტვირთის აწევა და ჩამოშვებისას [2,3,4] ხიდურ ამწეებში მიმდინარე დინამიკური პროცესები იქნა განხილული და გაანალიზებული ბოლო ათეული წლის განმავლობაში ლიტერატურაში [5,6], ხოლო ვიბრაციების ჩახშობას მიეძღვნა ლიტერატურა [7].

დინამიკური პროცესები მიმდინარე სხვადასხვა ამწეებში იქნა მოყვანილი სხვადასხვა ლიტერატურაში, ხარისხა ამწეებში მიმდინარე დინამიკურ პროცესებს მიეძღვნა ლიტერატურა [8], სადაც შესწავლილია დაძაბულ-დეფორმირებული მდგომარეობა ხარისხა ამწის მთავარი კოჭის,

ხოლო [9] და [10] ლიტერატურაში პორტალური ამწეების ძირითადი კოჭის ჩაღუნვის მნიშვნელობა სხვადასხვა ტვირთამწეობისას გამოკვლეულ იქნა როგორც თეორიულად ისე ექსპერიმენტალურად.

ლიტერატურა [11] კვლევის ობიექტი იყო ამწის გადახრის კუთხე რელსების მართობულად ჰორიზონტალურ სიბრტყეებში.

კვლევის მიზანს წარმოადგენს ხიდური ამწის მზიდი კოჭის მათემატიკური მოდელის შექმნა. მოდელი შექმნილია პროგრამა „Matlab Simulink“-ის გამოყენებით.

შედეგად შექმნილი იქნა მართვის სისტემა, რომელიც საშუალებას გვაძლევს არათანაღერძულობის კომპენსირება მოვახდინოთ ამწის ამძრავის აჩქარებით ან შენელებით.

ამწეებისათვის დრეკადი მბრუნავი ისრით მოდელირების პროცესებს, რაც მოძრაობაში მოდის ჰიდროცილინდრებით მიედევნა ლიტერატურა [12], სადაც მოყვანილია მოდელირება, როგორც მრავალი ტანის ბრტყელი სისტემა. ლიტერატურა [13] მიედევნა ბაგირული სისტემის დეფორმაციებისა და ქარის სიჩქარის გავალისწინებით მოდელირებას. ზემოთ ხსენებული ლიტერატურის ანალიზი საშუალებას გვაძლევს ვთქვათ, რომ მოდელირების პროცესები მკვლევარების საყოველთაო ინტერესს წარმოადგენს.

ამწის ელემენტების ურთიერთკავშირის მოდელირება დინამიკური გაანგარიშებისათვის ძალიან რთულია, და ხშირად არ არის მოთხოვნა, რადგანაც ყველა ფაქტორი არაერთგვაროვნად იწვევს დატვირთვების დინამიკაზე გავლენას, აქედან გამომდინარე მათემატიკური მოდელირებისას ითვალისწინება ყველა ფაქტორი, რომელსაც უმნიშვნელო გავლენა აქვს გაანგარიშება-კვლევაზე და რომელთა უგულებელყოფა შესაძლებელია [14].

ყველაზე უფრო მნიშვნელოვან პარამეტრებს წარმოადგენს თავმოყრილი მასების რაოდენობა, მათი განლაგება მზიდი კონსტრუქციის ელემენტების მიმართ, მზიდი ელემენტებისა და კონსტრუქციების სიხისტე

და მათი ცვალებადობის შესაძლებლობა, ამძრვი მექანიზმების, ამძრავი და სამუხრუჭე ძალების დამოკიდებულება დროზე, ძრავების სიჩქარე და სიხშირე, რხევების დემფირება ამწის და მისი ელემენტების კონსტრუქციებში და ა.შ. თითოეულ კონკრეტულ შემთხვევაში ზოგიერთი ზემოთ აღნიშნული პარამეტრს ექნება დიდი გავლენა და ზოგიერთს სუსტი, რომელთა იგნორირება შესაძლებელი იქნება კვლევისას.

საანგარიშო დინამიკური სქემები, რომელიც ასახავს ასაწევი ტვირთის მოძრაობის დინამიკას, ზოგადად დამოკიდებულია ამწის მოძრაობის პერიოდზე, ამწის ტიპზე, ურიკის და მასთან ერთად ასაწევი ტვირთის განლაგებაზე. ხშირად თუ სატვირთო ურიკა მდებარეობს ამწის საყრდენთან ახლოს, საამწეო ლითონკონსტრუქციის დრეკად რხევებს უგულებელყოფენ და არ განიხილავენ, ხოლო ტვირთამწევე მექანიზმს განიხილავენ და ახდენენ გაანგარიშებას გამარტივებული სქემით [10].

თუ სატვირთო ურიკა განლაგებულია ამწის მთავარი კოჭის შუაში საანგარიშო სქემაში საჭიროა გათვალისწინებული იქნას ვერტიკალური დრეკადი რხევები [108]. ამ შემთხვევაში საანგარიშო სქემა მიიღება ყველაზე უფრო რთული, როდესაც სატვირთო ურიკა და შესაბამისად ასაწევი ტვირთი მდებარეობს კიდურა მდებარეობაში, ეს განსაკუთრებით ეხება კონსოლურ ამწის ან ისრიანი ამწის ექსპლუატაციას მაქსიმალურ შვერილზე. ამ შემთხვევაში დინამიკური კვლევებისას საჭიროა გათვალისწინებულ იქნას ამწის მზიდლითონკონსტრუქციის როგორც ვერტიკალური ისე ჰორიზონტალური დრეკადი რხევები.

ყველა ტიპის ტვირთამწე მანქანებისათვის ერთ-ერთი უსაფრთხოების კომპონენტია ტვირთის აწევის სიმაღლის შემზღუდველი, რომელსაც გარკვეული მოთხოვნები წაყენება. ნორმალურად მომუშავე ტვირთამწობის შემზღუდველმა უნდა დაიცვას ამწე ისეთი ტვირთის აწევისაგან, რომლის ტვირთამწეობა 25%-ით მეტია ტვირთამწეობაზე, ამასთან ასაწევი ტვირთი უნდა დარჩეს პირვანდელ მდებარეობაში, არ უნდა დაიძრას და მისგან გამოწვეული დატვირთვები არ უნდა გადაეცეს არც

ამწის მექანიზმს და შესაბამისად არც მზიდ ლითონკონსტრუქციას. ლიტერატურა [108,112]-ში საფუძვლიანად არის განხილული აღნიშნული საკითხები. კერძოდ ის, რომ ტვირთამწეობის შემზღუდველი უნდა აკმაყოფილებდეს ორ ძირითად მოთხოვნას: მისი ცდომილება იყოს დასაშვებ ნორმებში (არა უმეტეს 25%-სა) და მისი მოქმედება უნდა იყოს საკმაოდ სწრაფი, რათა არ მოხდეს საშიში დატვირთვების ზრდა ამწის ძირითად ელემენტებზე.

ამწეებში მიმდებარე დინამიკურ პროცესებზე გავლენას ახდენს ტვირთამწეობის შემზღუდველის ცდომილება [112], რაც გამოწვეულია იმით, რომ ერთდაიგივე ტვირთის აწევასა აღძრული დამატებითი დინამიკური დატვირთვები გარკვეულ გავლენას ახდენენ ტვირთამწეობის შემზღუდველის მუშა ორგანოზე.

ამწეების მუშაობისას მიმდინარე პროცესებად შეიძლება ჩაითვალოს გაშვების პროცესი, დამყარებული პროცესი და გაჩერების პროცესი. მათში მიმდინარე დინამიკური პროცესები სხვადასხვაა. ამწის ექსპლუატაციის პროცესში ყველაზე უფრო ხანგრძლივია დამყარებული ტექნოლოგიური პროცესი.

ამწის თავისუფალი (დამყარებული) მოძრაობისას შესაძლებელია ამწე რაღაც მომენტებში შეიძლება გადავიდეს არათავისუფალ მოძრაობაში. ერთ-ერთი მიზეზი ასეთი გადასვლისა შეიძლება იყოს, როდესაც ამწის სავალი ერთი ან რამოდენიმე თვლის ქიმები ეხება ამწის სავალ რელსს. ეს კონტაქტები იწვევს ამწეებში დამატებით დინამიკური დატვირთვების აღძვრას, რაც დინამიკური პროცესების ცვალებადობის ერთ-ერთი უპირველესი გამომწვევი მიზეზია.

სავალი თვლების რაოდენობა, რომელთა ქიმი ეხება რელსებს დამოკიდებულია მთელ რიგ ფაქტორებზე: ამწის გეომეტრიულ ზომებზე, სავალი თვლების მდგომარეობაზე და ზომებზე, სავალი რელსების მდგომარეობაზე, მონტაჟის ცდომილებაზე. ყოველივე ეს იწვევს დინამიკური პროცესების გააქტიურების აღმძვრელი ძალების აღმოცენებას.

ლიტერატურაში [118] რათა მივიღოთ მნიშვნელოვანი დამოკიდებულებები და გამოკვლეული იქნას სავალი თვლებში და ამწის ხიდში მიმდინარე დინამიკური პროცესები თავდაპირველად მიღებულია დაშვება, რომ ამწე მოძრაობს იდეალურ სავალ გზაზე, ამ დროს ამწის ძალის გადახრები დასაშვებ ზღვრებშია, სავალი თვლების დიამეტრები ერთნაირია, ხოლო სარბენი ბილიკები ერთნაირი.

განხილულია ამწის სავალი თვლებისა და რელსების შეხებისას აღძრული ძალები: ქიმებზე რელსებისაგან მოქმედი ძალები, და თვლების გადაადგილების დამატებითი წინააღმდეგობის ძალები.

შედგენილი იქნა დინამიკური მოდელი რომლის თავისებურებას წარმოადგენს მისი სტრუქტურისა სავალი თვლების რაოდენობისაგან დამოკიდებულების გათვალისწინება თუკი რელსს არ ეხება არცერთი სავალი თვალი, დინამიკური სისტემის მდგომარეობა ხასიათდება მაქსიმალური განტოლებების რიცხვით. თუკი რელსსა და n რაოდენობის სავალი თვლის ქიმს შორის კონტაქტი არსებობს განტოლებები მცირდება n -ჯერ. რისი გათვალისწინებაც შედგენილ იქნა შესაბამისი დინამიკური პროცესების შესაბამისი განტოლებები.

გარე ძალებად ჩათვლილი იქნა სავალი თვლების ქიმებზე რელსებისგან გამოწვეული თვლების გადაადგილებისას დამატებითი წინააღმდეგობის ძალები.

ჩატარებული კვლევების შედეგად [108] მიღებული იქნა დასკვნები:

ამწის მოძრაობა სავალი რელსის გასწვრივ, წამყვანი თვლების შემთხვევითი ასრიალების გათვალისწინების გარეშე წარმოადგენს სრულად შესაძლებელს და დამოკიდებულია ხიდის გეომეტრიული პარამეტრებზე, ამწის სავალი რელსის გეომეტრიაზე, ამწის ხიდის საწყის მდებარეობაზე.

ამწის დიაგნოსტიკებისას სავალი თვლების ქიმების მომეტებული ცვეთა გამოწვეულია იმით რომ, ამწეზე მოქმედი აღმგზნები ძალა უმეტეს შემთხვევაში საკონტაქტო ძალა ქიმსა და რელსს შორის ტოლია ორი სხვადასხვა ძალის ჯამის, მოქმედი სავალ თვალზე ერთი მიმართულებით:

ესენია ხახუნის ძალა რელსსა და სავალ თვალს შორის და სავალ თვალზე მოქმედი ძალა გამოწვეული ხიდისაგან [112].

ხიდური ამწეები ხასიათდებიან ცალკეული კვანძების თავისებური განლაგებით (ისინი ხასიათდებიან მათი მასებით, სიხისტით და დემპფირებით).

ხიდური ამწის სისტემის დინამიკური ანალიზისათვის შეგვიძლია ვთქვათ, რომ ამწეს აქვს შეუზღუდავი თავისუფლების ხარისხი, საამწეო სისტემების მექანიზმები, აგრეთვე დრეკადი საყრდენი შეადგენს რთულ რხევად სისტემას, რაც განიცდის რხევად მოძრაობას ვერტიკალურ სიბრტყეში. სისტემის პარამეტრების ნებისმიერ ცვალებადობას პირდაპირი გავლენა აქვს სისტემის დინამიკურ ქცევაზე. ბოლო წლების უმრავლესი მკვლევარის ნამუშევრები მიძღვნილია მოძრავი ძალების ცვალებადობის კანონიერებაზე, ვერტიკალურ სიბრტყეში ამწის აგების და მათი დისკრეტიზაციის მეთოდებს [15]. ამის გარდა ბაგირული სისტემების დრეკადი რხევების ჩაქრობის პრობლემების გადაჭრისას გამოიკვლევა ამძრავი მექანიზმების მზიდი კონსტრუქცია და ელემენტები.

ხიდური ამწეების დინამიკური ქცევის აღწერისათვის გამოიყენება მათემატიკური მოდელის ორი ძირითადი ტიპი. ხიდური ამწეებისათვის: დისკრეტული მოდელები, სადაც მზიდი კონსტრუქციების უწყეტად განაწილებული მასა ნაწილდება განსაზღვრული რაოდენობის თავმოყრილ და დისკრეტულ-უწყვეტ მასებად, მზიდი კონსტრუქცია წარმოადგენილია თავისი სტრუქტურული თავისებურებების გათვალისწინებით.

დინამიკური მოდელი სამი თავისუფლების ხარისხით, რომელიც აღწერს ხიდური ამწის დინამიკურ ქცევას პირველად შეისწავლა მკვლევარმა ლიტერატურაში [16]. ამის შემდეგ იგი გამოყენებულ იქნა სხვა მკვლევარების მიერ, რასაც მიემდგნა ლიტერატურა [17-21]. ყველა ეს კვლევა დამყარებულია დინამიკურ მოდელზე, რომლის საერთო ხედი მოცემულია ნახ.2-ზე, რომელიც ითვალისწინებს ყველა შესაბამის დინამიკურ პარამეტრს.

დინამიკური მოდელი მოყვანილია ლიტერატურაში [19], ჩატარებული აქვს ანალიზი ტვირთის აწევას საყრდენიდან, ხოლო [17] და [18]-ში ჩატარებული ანალიზი არის დრეკადი საყრდენებიდან. თუმცა ამ ორ შემთხვევაში საყრდენი კონსტრუქციის და ბაგირის დემპირების ეფექტი უგულებელყოფილია. მამოძრავებელი ძალა გამოსახულია წრფივი კანონით დროის ფუნქციით.

ხიდური ამწეების ექსპლუატაციისას ოპერატორები განიცდიან დისკომფორტს, რასაც იწვევს ამწეების ან მათი სავალი გზების გაუმართაობა, რაც შედეგია ვიბრაციისა.

ვიბრაციები აღიძვრება ამწის სხვადასხვა კვანძებში აღმოჩენილი დეფექტების გამო. ამწის ოპერატორების კომფორტულობის ამაღლების მიზნით გათვალისწინებულია ცხრა თავისუფლების ხარისხი ISO 2631-1-ში შემუშავებულია გაღიზიანების დონის მოდელი და განსაზღვრულია დაკვანტვის შედეგები.

ჯერ კიდევ ავტორების მიერ [1] მიღებული იქნა, რომ ავტოსატრანსპორტო სისტემების ვიბრაცია დაკავშირებული იყო ადამიანის ორგანიზმთან, სხვა მკვლევარმა [3,4] შეაფასეს მექანიკური დარტყმისა და ვიბრაციის გავლენა ადამიანის ჯანმრთელობაზე.

ავტორებმა [3] განიხილეს ტვირთამწე მანქანის ოპერატორები, რომლებიც ვიბრაციულ ზემოქმედებას განიცდიდნენ და დაადგინეს, რომ ადამიანის ორგანიზმს შეუძლია გადაიტანოს ზღვრული სიხშირული ამპლიტუდის რხევები დღეში 8 საათიანი ენერგეტიკული ეკვივალენტი ეს ზღვარი ოპერატორის ორგანიზმისთვის წარმოადგენს სამედიცინო დიაგნოზს „ხერხემლის სინდრომი“, რაც დაკავშირებულია ხერხემლის პრობლემებთან.

არსებული ლიტერატურა სამი მიმართულებით შეგვიძლია დავალაგოთ:

1. ამწეების ვიბრაციებთან დაკავშირებული მოდელები;
2. ამწეების დეფექტებით გამოწვეული ოპერატორთა კომფორტები;

3. დინამიკური ოპტიმიზაციის მეთოდები.

მრავალმა მკვლევარმა ჩაატარა გამოკვლევა ამწეების ვიბრაციასთან დაკავშირებით მაგალითად [19] და [25] დადგინდა იქნა ეილერ-ბერნულის განტოლება ხიდური ამწის უძრავი კოჭის ვიბროაქტიურობა. წინა გამოკვლევები კი დაფუძნებული იყო ჩასაბმელი ტვირთის რხევაზე მათი ტრანსპორტირების დროს. ამ დროს გამოიყენებოდა ორმაგი ქანქრისებური ვიბრაციის გამარტივებული მოდელი და ვიბრაციის აღმოფხვრის სისტემა უკუკავშირის კონტროლის საშუალების გამოყენებით [20-23]. ბოლო ელემენტების მეთოდების გამოყენებით [24], [21] აგებულია რხევების მოდული რამოდენიმე თავისუფლების ხარისხით ამწის კონსტრუქციები-სათვის და ანალიზების ჩასატარებლად, რომელიც გვამლევს დამოკიდებულებას ბაგირის სიგრძის, დემპფერების კოეფიციენტის და ტვირთის ჯამბარის დახრის კუთხესა და ვიბრაციის სტრუქტურას შორის. სხვა მკვლევარები ამწის ვიბრაციებს განიხილავენ როგორც სტრუქტურულ დადლილობას [13, 26-28] და ამწეების დინამიკურ თვისებებს [29, 30].

ამწეების დეფექტებით გამოწვეულ ოპერატორთა კომფორტს ეძღვნება სტანდარტი ISO 2631-1 [31] არის საერთაშორისოდ აღიარებული სტანდარტები ადამიანის ვიბრაციის შესაფასებლად.

[33] ნაშრომში ავტორებმა შეიმუშავეს ოპერატორის კომფორტისათვის დასაჯდომი სიდენიები აღჭურვილი რეგულირებადი ვიბროიზოლაციით.

[35] ნაშრომში ავტორებმა გამოიყენეს ISO 2631-1 სტანდარტი გრძელი მალნიანი ხიდიანი ამწეების ვიბრაციების შესაფასებლად.

დინამიკური ოპტიმიზაციის მეთოდებს მიეძღვნა მთელი რიგი შრომები [37, 38], სადაც გამოყენებული იქნა ალგორითმი ბზარების პარამეტრების ოპტიმიზაციის საკითხები. ასეთი ალგორითმები წარმატებით იქნა გამოყენებული მრავალგანზომილებიანი ამოცანების [40] ამოხსნისათვის. [42] ლიტერატურაში ალგორითმი გამოყენებულ იქნა ამწისქვეშა კონსტრუქციების პარამეტრების ოპტიმიზაციისათვის, ISO 2631-1 სტანდარტების თანახმად მოყვანილია ოპერატორის დაზიანების დონის

მოდელი, რათა შეფასებულ იქნას ვიბრაციული კომფორტი, რისთვისაც შექმნილი იქნა სისტემის მოდელი „ადამიანი-ამწე-რელსი“ შესაბამისი მათემატიკური აპარატით ამწის კონსტრუქციული პარამეტრების მნიშვნელობის ოპტიმიზაციისათვის. ამ ნაშრომში მოყვანილია დინამიკური პროექტირების ოპტიმიზაციის მეთოდები, ამწეებისათვის „ოპერატორი-ამწე-რელსი“ სისტემის ბაზაზე.

ყოველივე ზემოთ აღნიშნული მეთოდების გამოყენებით ხდება ამწის ვიბრაციის მინიმუმამდე დაყვანა, ვიბრაციული კომფორტის გაუმჯობესება და როგორც მიზეზი შემცირდეს ოპერატორების პროფესიული დაავადებების რიცხვი.

არსებული კვლევების ანალიზის საფუძველზე მიზნათ დავისახეთ:

- ჩავატაროთ ხიდური ამწის გადასადგილებელი მექანიზმის დინამიკური კვლევა, რაც გულისხმობს ხიდური ამწეების გადასადგილებელი მექანიზმების დინამიკური კვლევისათვის საანგარიშო სქემების შედგენას, საჭირო დატვირთვების გაანგარიშებას და მათემატიკური მოდელის შემუშავებას;

- არასტაციონალური რეჟიმით მომუშავე ხიდური ამწის ტვირთამწევი მექანიზმის დინამიკური პროცესების მათემატიკური მოდელირება, რაც გულისხმობს დინამიკური მოდელის პარამეტრების ანალიზს, ხიდური ამწით ტვირთის აწევის აჩქარების მათემატიკური მოდელის შემუშავებას, ტვირთის ჩამოშვების პროცესში დამუხრუჭების რეჟიმში მომუშავე ხიდური ამწის მათემატიკური მოდელის შედგენას;

- ოპერატორი-ამწე-ვიბრაცია სისტემის მათემატიკური მოდელირება და ხიდური ამწეების დინამიკურ ოპტიმიზაცია, გულისხმობს ოპტიმიზაციის ზოგადი საკითხების ანალიზს, ხიდური ამწის მუშაობის პროცესში ვიბრაციის სისტემის მათემატიკურ მოდელირებას და ხიდური ამწის დინამიკური აღმგზნები ძალების ანალიზს;

- მომეტებული საფრთხის შემცველი მანქანა-დანადგარებში მიმდინარე დინამიკური პროცესების კვლევა დიაგნოსტიკების თანამედროვე

მეთოდებით, რაც გულისხმობს ხიდურ ამწეებში დიაგნოსტიკების მეთოდების ანალიზს, ტვირთამწე მანქანების დიაგნოსტიკური ნიშნებისა და მათი ურთიერთკავშირის ექსპერიმენტალურ კვლევას, მათში მიმდინარე დინამიკური პროცესების გათვალისწინებით.

2. შედეგები და მათი განსჯა

2.1. ხიდური ამწის გადასაადგილებელი მექანიზმის დინამიკური კვლევა

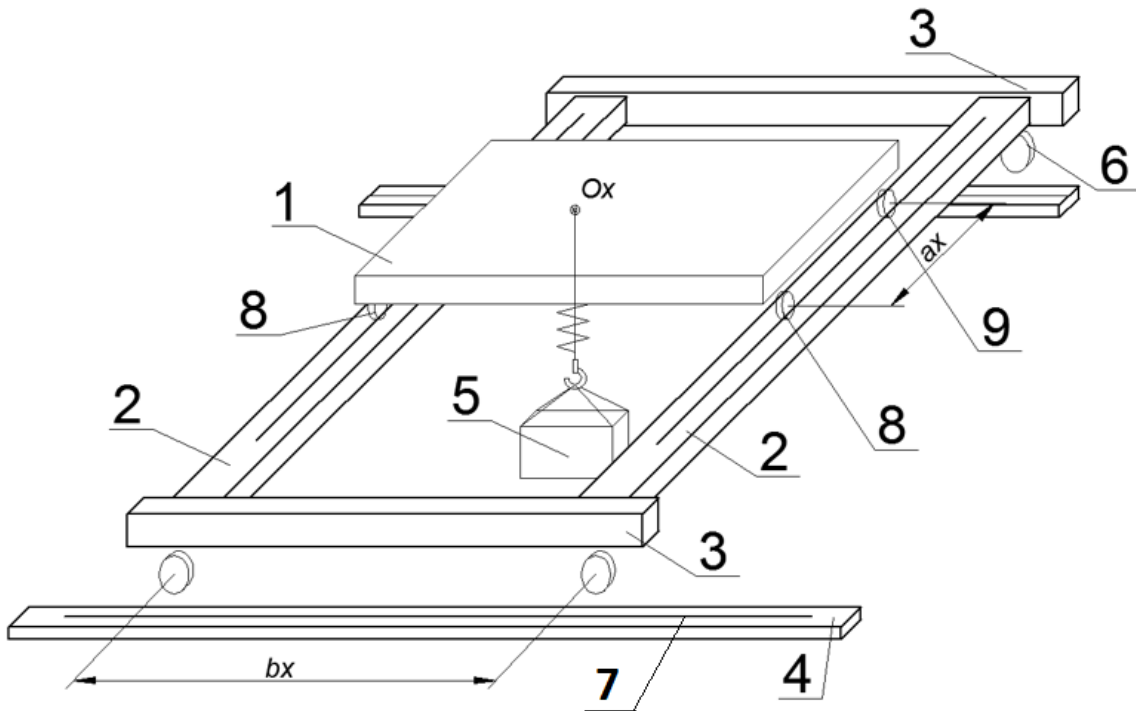
2.1.1 ხიდური ამწის გადასაადგილებელი მექანიზმის დინამიკური კვლევისათვის საანგარიშო სქემების შედგენა

ხიდური ამწის ექსპლუატაციისას ხშირად საჭიროა აწეული და გადასაადგილებელი ტვირთის პოზიციონირების სიზუსტე. ეს მოთხოვნა განსაკუთრებით წაყენება ჰიდროელექტრო სადგურების სამანქანო დარბაზებში დამონტაჟებულ ამწეებს, რომელთაც უწევთ ჰესის მოწობილობათა მაღალი სიზუსტით მონტაჟი.

უფრო ხშირად ჰიდროელექტროსადგურებში დამონტაჟებულია მაღალი ტვირთამწეობის ხიდური ამწეები, სიზუსტის ასეთი მოთხოვნები განსაკუთრებით ეხება ხიდური ამწის ყველა მექანიზმს, რომელთა შორის მნიშვნელოვანია ამწის გადასაადგილებელი მექანიზმები, ამიტომ შემდგომი დინამიკური კვლევები ჩავატარეთ ხიდური ამწის გადასაადგილებელი მექანიზმებში.

ხიდური ამწის გადასაადგილებელი მექანიზმების დინამიკური კვლევის ჩატარების მიზნით შევიმუშავეთ გამარტივებული საანგარიშო სქემა, მოყვანილი ნახ.1-ზე.

ნახ.2ა-ზე მოცემულია საკვლევი ხიდური ამწის ზედხედი, ნახ.2 ბ-ზე წინხედი, ხოლო ნახ.2გ-ზე მოყვანილია ამწის სავალი თვლის ქიმისა და სავალი რელსის ურთიერთქმედების სქემები.



ნახ.1 ხიდური ამწის გამარტივებული საანგარიშო სქემა

1. ხიდური ამწის ურიკა მექანიზმებით; 2. ხიდური ამწის მთავარი (განივი) კოჭები; 3. ამწის გვერდითი (დამხმარე) კოჭები ამწის გადასადგილებელი მექანიზმებით; 4. ამწის სავალი რელსების საყრდენი კოჭები; 5. ასაწევი და გადასადგილებელი ტვირთი; 6. ამწის სავალი თვლები; 7. ამწის სავალი რელსები; 8. ურიკის წამყვანი სავალი თვალი; 9. ურიკის მიმყოლი სავალი თვალი.

ნახაზზე აღნიშვნები:

m_1, m_2, \dots, m_n – შესაბამისად მექანიზმების ელექტროძრავების, რედუქტორების, მუშა თვლების დაყვანილი მასებია;

m_{m13}, m_{m24} -ხიდური ამწის გვერდითი კოჭების განაწილებული მასები;

m_n - ამწის ხიდის სრული განაწილებული მასა;

m_m - ამწის ურიკის სრული მასა;

m_z - ასაწევი და გადასადგილებელი ტვირთის მასა;

J_{m13}, J_{m24}, J_n - ამწის მთავარი (განივი) კოჭების და ხიდის ინერციის მომენტებია;

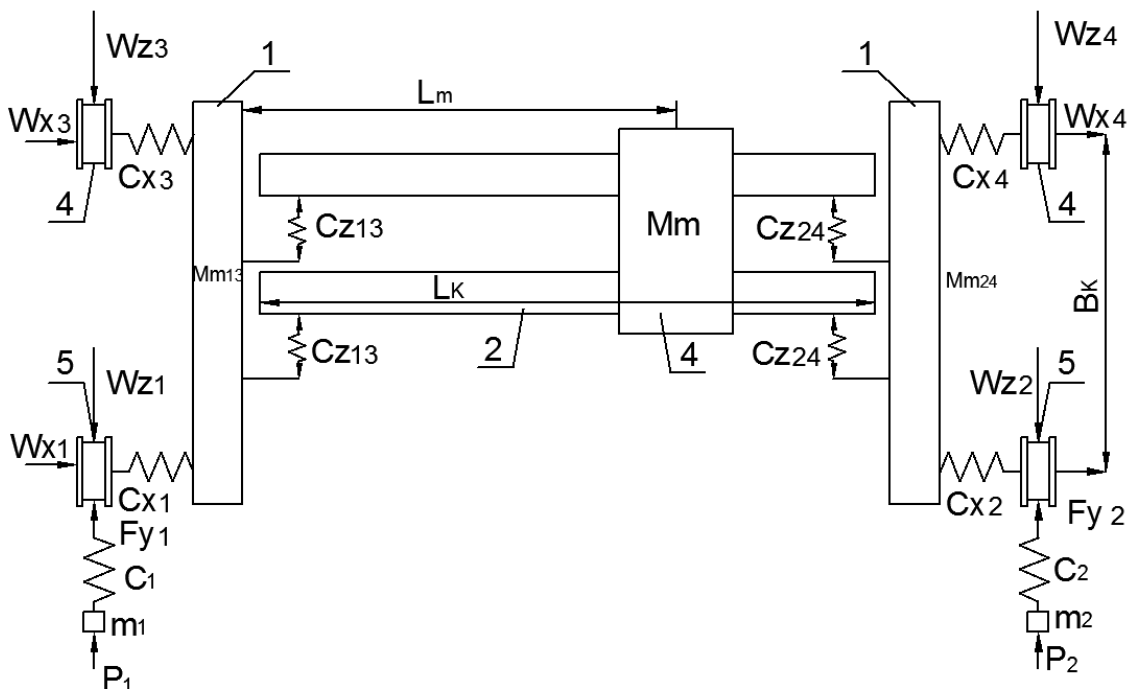
დრეკადი კავშირებში გავითვალისწინეთ სიხისტის შემდეგი კოეფიციენტებით:

ხიდისათვის - $C_{z13}, C_{z24}, C_{y13}, C_{y24}$ მოქმედი z და y ღერძების მიმართულებით;

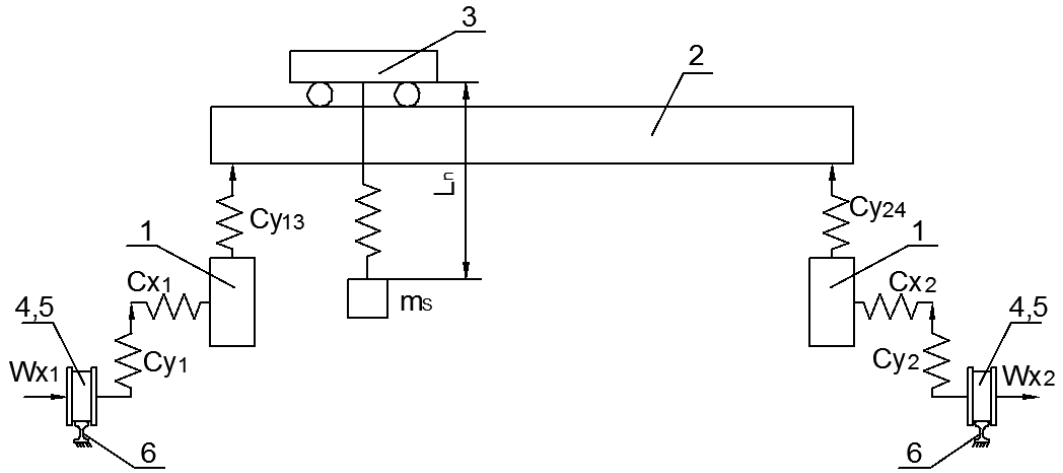
თითოეული გვერდითი (დამხმარე) კოჭებისათვის x და y კორდინატთა ღერძების გასწვრივ- $C_{x1} \dots C_{x4}, C_{y1} \dots C_{y4}$ -

ამძრავი ლილვების დაყვანილი სიხისტეებია - $C_1 \dots C_4$ -

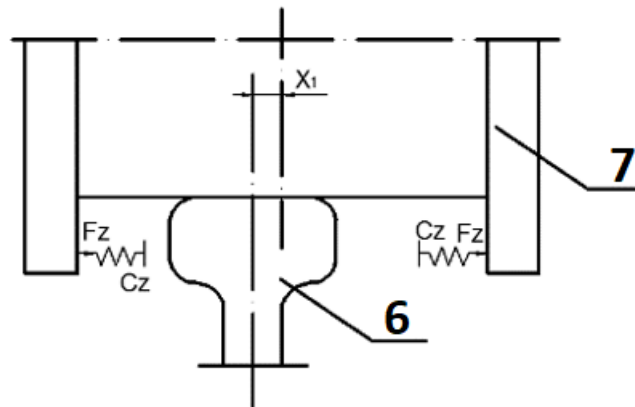
C_r - კოეფიციენტი ითვალისწინებს სავალი თვლის ქიმის ამწის სავალ რელსთან ურთიერთქმედებისას სიხისტეს;



ა.



ბ.



ბ.

ნახ. 2 ხიდური ამწეების გადასაადგილებელი მექანიზმების დინამიკური კვლევისათვის საანგარიშო სქემები

1. ხიდური ამწის გვერდითი (დამხმარე) კოჭები; 2. მთავარი (განივი) კოჭები; 3. ურიკა მექანიზმებით; 4. ამწის მიმყოლი სავალი თვლების კვანძები; 5. ამწის წამყვანი სავალი თვლების კვანძები; 6. ამწის სავალი რელსი; 7. ამწის სავალი თვლის ქიმი.

ამწის საანგარიშო გეომეტრიული პარამეტრებია:

L_n - ასაწევი ტვირთის დაკიდების სიგრძე;

L_1 - ხიდური ამწის ხიდის განივი კოჭების სიგრძე;

B - საკვლევი ამწის ბაზა;

L_m - ხიდური ამწის ურიკის მდებარეობის განმსაზღვრელი ზომა;

F_{12}, F_{24} - ხიდის მთავარ (განივი) კოჭებზე დრეკადი ძალები;

$F_{y1}, F_{y2}, F_{y3}, F_{y4}$ - ამწის სავალ თვლებზე მოქმედი დრეკადი ძალები, ისინი გამოწვეული არიან ამძრავი ლილვების მხრიდან;

P_1, P_2 - ხიდური ამწის გადასაადგილებელი მექანიზმების ამძრავი ელექტრო ძრავების წევის დაყვანილი ძალები;

F_{x1}, F_{x4} - იდური ამწის სავალ თვლებზე განივი მიმართულებით მოქმედი სრიალის ხახუნის ძალები;

$W_{z1} \dots W_{z4}$ - ამწის სავალი თვლის გორვის ხახუნისა და სავალი თვლის ქიმის სრიალის ხახუნის ძალები;

$V_{z1} \dots V_{z4}, V_{13}, V_{24}$ - ამწის სავალი თვლების და ამწის ხიდის გვერდითი კოჭების ცენტრალურ წერტილში ხაზოვანი სიჩქარეები;

X_1, \dots, X_4 - ამწის სავალი რელსის თავის მიმართ ამწის სავალი თვლის ქიმის ხაზოვანი გადაადგილება;

Z_1, \dots, Z_4 - ამწის სავალი თვლების ხაზოვანი გადაადგილება მათი გორვის მიმართულებით;

X_0 - გორვის მიმართულებით ასაწევი ტვირთის ნაკადების წერტილის ხაზოვანი გადაადგილება.

2.1.2 ხიდური ამწის გადასაადგილებელი მექანიზმების დინამიკური კვლევისათვის დატვირთვების გაანგარიშება.

ხიდური ამწის გადასაადგილებელი მექანიზმის ასინქრონული ძრავების წევის ძალების ვექტორი დაყვანილი ამწის სავალ თვალზე გამოითვლება ფორმულით

$$P_i' = \frac{3}{2} P_n K_r |\psi_r| i_{sui} \left(\frac{i_{\text{რედ.}}}{Z_k} \right); \quad (1)$$

სადაც: $i_{\text{რედ.}}$ - ხიდური ამწის გადასაადგილებელი მექანიზმის რედუქტორის გადაცემის ფარდობა;

Z_k - ამწის სავალი თვლის რადიუსი;

P_n - ხიდური ამწის გადასაადგილებელი მექანიზმის ძრავის წყვილი პოლუსების რიცხვი;

$K_r = \frac{L_m}{L_r}$ - კოეფიციენტი რომელიც ითვალისწინებს ძრავის როტორის მაგნიტურ კავშირს;

$|\psi_r|$ - ძრავის როტორის ნაკადმოდების მოდული;

i_{sui} - მექანიზმების ამძრავი ელექტრო ძრავების სტატორის დენის

მდგენელია (ამ შემთხვევაში $i = 1, 2$).

ამწის გადასაადგილებელი მექანიზმების სავალ თვლებსა და ამძრავ ლილვებს შორის აღძრული დრეკადი ძალები იანგარიშება ფორმულით:

$$F_i = C_i (Z_i - Z_{iK}) \quad (2)$$

X ლერძის მიმართულებით სავალი თვლების ქიმებსა და რელს შორის ურთიერთქმედების დრეკადი ძალები შეიძლება გამოვთვალოთ ფორმულით

$$F_{r_1} = C_{r_1}(x) \cdot x_1 ;$$

(3)

$$F_{r_2} = C_{r_2}(x) \cdot x_2 ;$$

სადაც $C_{r_1}(x)$, $C_{r_2}(x)$ - კოეფიციენტები ითვალისწინებს ამწის სავალი თვლის ქიმსა და რელს შორის სიხისტეს (კონტაქტის არ არსებობის შემთხვევაში იგი ტოლია ნულის).

Z ლერძის გასწვრივ წინააღმდეგობის ძალები იანგარიშება ფორმულით:

$$W_{Zi}' = K_{mkZ} |N_i| + K_{mcZ} |F_{ri}| ; \quad (4)$$

სადაც N_i არის ამწის სავალი თვლების საყრდენების რეაქციებია ($i = 1 \dots 4$);

K_{mkZ} , K_{mcZ} - შესაბამისად სავალი თვლების ქიმების გორვის და სრიალის ხახუნის კოეფიციენტები.

X ლერძის გასწვრივ მოძრაობის წინააღმდეგობის ძალები შეიძლება გამოვთვალოთ ფორმულით:

$$W_{xi}' = K_{mcx} |N_i| \quad (5)$$

სადაც K_{mex} არის ამწის სავალი თვლების რელსზე სრიალის ხახუნის კოეფიციენტი ($i = 1...4$).

ხიდური ამწის ექსპლუატაციისას, კერძოდ გადასაადგილებელი მექანიზმებით მუშაობისას, ამწის მზიდ ლითონკონსტრუქციაში და სატრანსმისიო ლილვებში აღმოცენდება რხევის პროცესები m_1 და m_2 მასებს შორის დრეკადი კავშირების არსებობისას.

ამ დროს გარდა ამისა ხდება დაკიდებული ტვირთის რხევა. აღძრული დინამიკური დატვირთვები მექანიზმების დრეკად კავშირებში შესაძლებელია გადასაადგილებელი 5-7-ჯერ აღმატოს სტატიკურ დატვირთვებს, ხოლო ტვირთის რხევები იწვევს ამწეების გადასაადგილებელი მექანიზმების ან ურიკის არათანაბარ, რხევით მოძრაობას, რაც ქმნის მათი ექსპლუატაციის მოუხერხებლობას. ყოველივე ზემოთ თქმულის გაანალიზების შედეგად დავადგინეთ შემდეგი პრობლემები:

1) დრეკად კავშირებში დინამიური შეზღუდვების წარმოქმნა გაშვებისა და დამუხრუჭებისას - ანუ გარდამავალი პროცესებისას, როცა ეს დატვირთვები აღწევენ მაქსიმალურ მნიშვნელობებს;

2) ამწის მზიდი ლითონკონსტრუქციის გადახრის კუთხის შეზღუდვა, რაც გამოიწვევს ამწის სავალი თვლის ქიმისა და სავალი რელსის შეხებას და შესაბამისად ცვეთას, რაც არასასურველ პროცესებს იწვევს ამწეებში;

3) საჭიროა ამწის მზიდი ლითონკონსტრუქციის გადახრის კუთხის მართვა, რათა რელსსა და ამწის სავალი თვლის ქიმს შორის გვერდითი გრძივი გადაადგილებას არ ექნეს ადგილი;

4) ამწეზე დაკიდებული ტვირთის რხევის პროცესების გაანალიზება და შემუშავებული მეთოდების გამოყენება, რაც საშუალებას მოგვცემს შევამციროთ აღძრული რხევების ამლიტუდა.

აღნიშნული პრობლემების გადაწყვეტისათვის აუცილებელია ამწის მართვის სისტემის გამოყენება, რაც საშუალებას მოგვცემს ამწის გადაადგილების სინქრონულობის მიღწევას. ხშირად ამწის მუშაობის

პროცესში სინქრონულობის მიღწევა რთულია და აღიძვრება რხევები, ამიტომ მათი ურთიერთდამოკიდებულება ამწის გადადგილების მექანიზმებთან დიდ ინტერესს იწვევს, რომლის შესწავლისათვის შევიმუშავეთ გადასაადგილებელი მექანიზმის მოდელი, რომელიც შევადგინეთ ნახ. 2-ზე მოცემული სქემების მიხედვით.

2.1.3 ხიდური ამწის გადასაადგილებელი მექანიზმების დინამიკური კვლევისათვის მათემატიკური მოდელის შემუშავება

2.1.2-ში წამოჭრილი საკითხების საფუძვლიანი შესწავლის შემდეგ დავადგინეთ, რომ საჭიროა გადასაადგილებელი მექანიზმის მათემატიკური მოდელის შექმნა, რაც საფუძველს მოგვცემს გადაწყვეტით აღნიშნული პრობლემები, რისთვისაც გამოვიყენეთ გამოყენებითი მათემატიკის მოდელირების პაკეტი „Matlab“ და მისი დანართები „Simulink“ u SimMechaniks (ნახ. 3).

მოდელი SimMechaniks წარმოადგენს მანქანის, ჩვენს შემთხვევაში ამწის, სტრუქტურას, მათ შემადგენელ სხეულებს (პარამეტრებს) შორის გეომეტრიულ და კინემატიკურ თანაფარდობას.

SimMechaniks გარდაქმნის ამ სტრუქტურას რასაც წარმოადგენს შიდა, ექვივალენტური მათემატიკური მოდელი, რაც საშუალებას მოგვცემს არ მოვახდინოთ დამოუკიდებელი მათემატიკური მოდელის ფორმულირება.

მექანიზმის მათემატიკური მოდელის ასაგებად შეგვიძლია გამოვიყენოთ SimMechaniks-ის შემდეგი ბლოკები, რომლებიც დანიშნულია მანქანის (ამწის) მოდელირებისათვის:

- ბლოკები, რომლებიც წარმოადგენენ მანქანას (ამწეს) და უძრავ გარემოს;
- შეერთების ბლოკები (კინემატიკური წყვილებია), რომლებიც წარმოადგენენ ერთი სხეულის თავისუფლების ხარისხს მეორესთან შეფარდებით ან საფუძველი წერტილის მიმართ;
- ბლოკი-ამძრავები და ბლოკი-გადამწოდები, რომლებიც განსაზღვრავენ აღძრულ ძალებს ან მოძრაობას, მოდებულებს შეერთებებთან ან სხეულებთან.

ამის გარდა, შემუშავებულ SimMechaniks-ის მოდელში, შეიძლება გამოყენებულ იქნას ამძრავებისა და გადამწოდებების ბლოკები,

გამოყენებული SimMechaniks-ის სხვა პარამეტრები. SimMechaniks-ის ბლოკები შეერთებულნი არიან ერთმანეთთან კავშირების ხაზებით სპეციალური პორტების გავლით.

მოდელი შედგება შემდეგი ბლოკებისა და ქვესისტემებისაგან:

1) სავალი თვლის კვანძი 1 - სავალი თვლის კვანძი y - ქვესისტემა აკეთებს სავალი თვლების მოძრაობის მოდელირებას, განსაზღვრავს მისი მოძრაობის სიბრტყეს ZOX (ბრტყელი შეერთების ბლოკი „PLANAR“); „Sensor“ - ბლოკების გამოყენებით გამოისახება კოორდინატი (გადაადგილება, სიჩქარე, საყრდენი რეაქცია) მათი შემდგომი დამუშავებისათვის „Simulink“-ში, და ბლოკების „Actuator“ გამოყენებით მოედება ძალები SimMechaniks-ის ბლოკებზე;

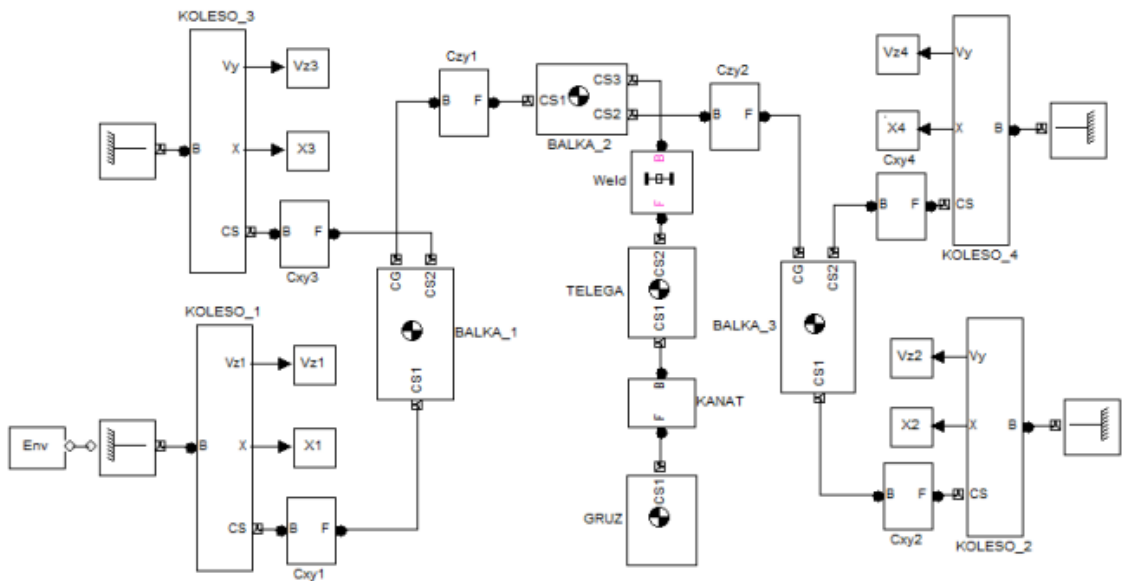
ქვესისტემა Trenie-X და Trenie-Z (ნახ.4) ჩავატარეთ სრიალის ხახუნის ძალების X ღერძის გასწვრივ და გორვის ხახუნის ძალის Z ღერძის გასწვრივ სავალი თვლის ქიმის რელსის თავთან კონტაქტისას, ამ შემთხვევაში შეიზღუდება თვლის გადაადგილება X ღერძის გასწვრივ.

ხახუნის ძალები გამოითვლება საყრდენის რეაქციის ძალისა და ხახუნის კოეფიციენტის ნამრავლის, სავალი თვლის ქიმის კონტაქტისას რელსთან, რელსის თავის საყრდენის რეაქციის ძალა წარმოადგენს თვლისა და რელსის თავს შორის დრეკადი ურთიერთქმედების ძალას, თვლის რებორდის თვალთან კონტაქტის სიხისტეს აქვს არამგრძნობელობის ზონა, სიგანით ტოლი ღრეჩოსი რელსის ზედაპირსა და ქიმს შორის;

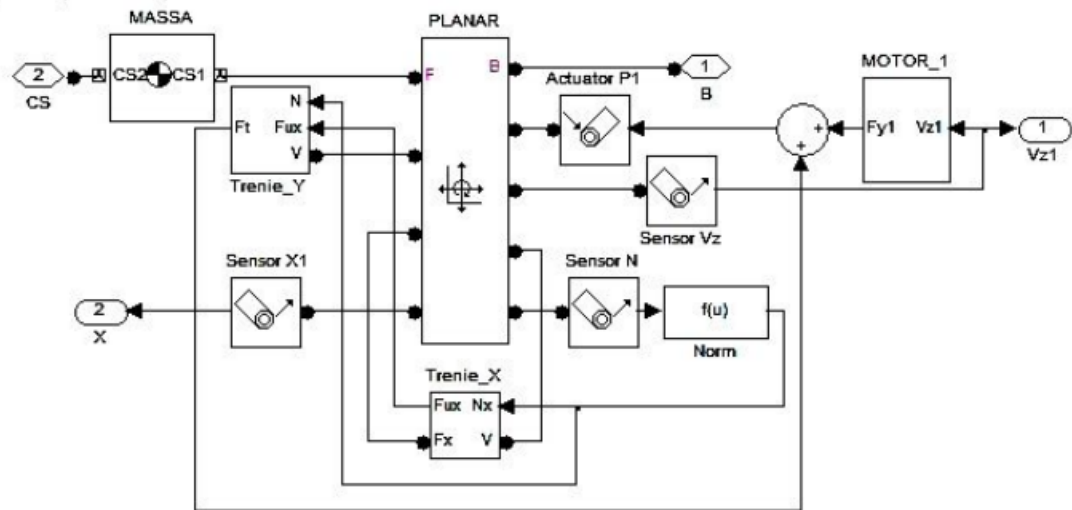
ქვესისტემა „MOTOR“ (ნახ. 5, 6) აწარმოებს ძრავისა და რედუქტორის გაანგარიშებას მიმყოლი ლილვის დრეკადობის გათვალისწინებით. მის გამომავალს წარმოადგენს ძალა, დაყვანილი სავალი თვლის მორგზე, შემავალ სიგნალს წარმოადგენს სავალი თვლის Z ღერძის მიმართ მოცემულობის სიგნალი სიჩქარეზე და წრფივ სიჩქარეზე;

კოჭი 1 - კოჭი 3 - წარმოადგენს სხეულებს განაწილებული მასებით, რომლებსაც განსაზღვრავს ამწის გვერდითი და განივი კოჭები მოცემული ზომებით, მასებითა და ინერციის მომენტები სამ ღერძთან მიმართებით,

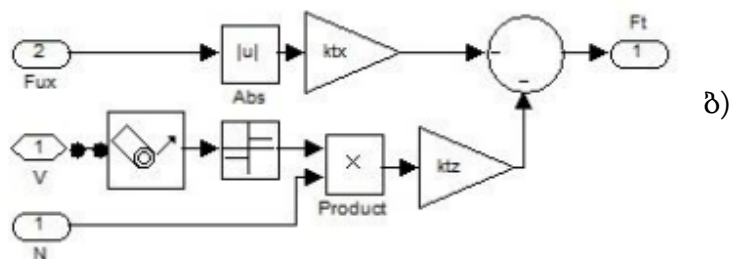
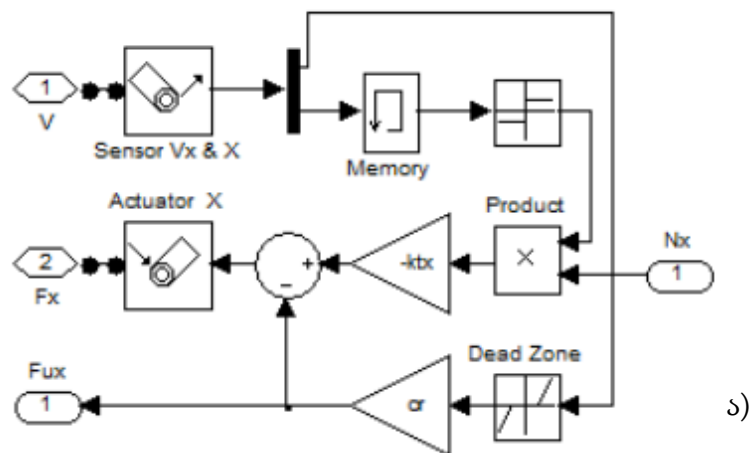
შეერთებულები ერთმანეთს შორის დრეკადი კავშირებით ან ბლოკებით Czy1, Czy2 და „ზაგირი“ Czy1, Czy2 - ბლოკები, რომლებიც მოდელირებას ახდენენ დრეკად კავშირებს ამწის კოჭებს შორის, შედგებიან სტანდარტული ბლოკებისაგან In-plane, რომლებიც წარმოადგენენ თავის მხრივ ორ მარტივ გადაადგილებით შეერთებას შესაბამისად Z, y და X, y დერძების მიმართულებით.



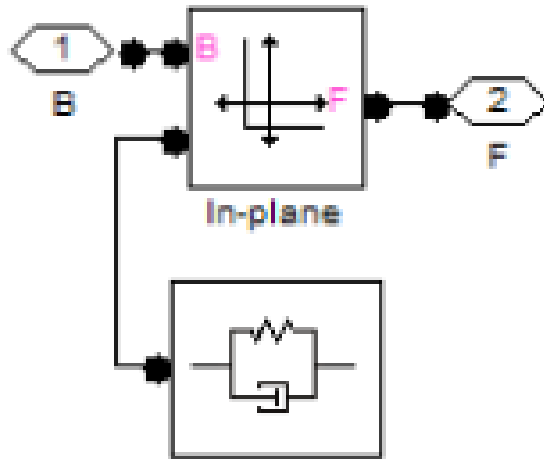
ნახ. 3 ხიდური ამწის გადასაადგილებელი მექანიზმის მათემატიკური მოდელი



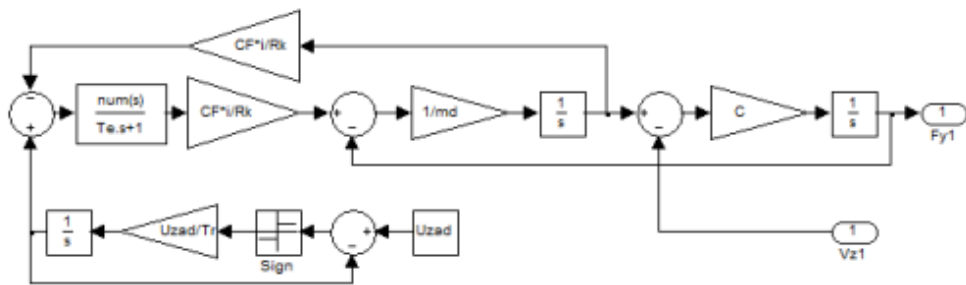
ნახ. 4. ხიდური ამწის გადასაადგილებელი მექანიზმის მათემატიკური მოდელის ქვესისტემა სავალი თვლების მოძრაობის მოდელირებისას



ნახ. 5. ხიდური ამწის გადასაადგილებელი მექანიზმის მათემატიკური მოდელის ქვესისტემა ძრავისა და რედუქტორის მოდელირებისას



ა)



ბ)

ნახ. 6. ხიდური ამწის გადასაადგილებელი მექანიზმის მათემატიკური მოდელის ქვესისტემა ძრავისა და რედუქტორის მოდელირებისას

ხახუნის სიხისტე და კოეფიციენტი მოძრაობის ღერძების მიმართ განისაზღვრება ბლოკების გამოყენებით (ნახ. 6ა).

ბაგირი-ბლოკი, რომელიც ბაგირის დრეკადი კავშირების მოდელირებას ახდენს, შედგება მარტივი გადაადგილებითი შეერთებისაგან და მასთან კავშირებისაგან ბლოკის გამოყენებით.

ურიკა, ტვირთი - ბლოკები წერტილოვანი მასების სხეულით, განსაზღვრავენ შესაბამისად ურიკას და ტვირთს.

ექსპერიმენტი ჩატარდა ხიდურ ამწეზე, რომელიც არის ს.ს „RMG Copper“-ის მფლობელობაში, ტვირთამწეობით 160/32 ტ. მისი ძირითადი პარამეტრებია:

$$m_{T13} = m_{T23} = 50000 \text{ ნ};$$

$$m_n = 550\,000 \text{ ნ};$$

$$m_T = 327\,000 \text{ ნ};$$

$$m_r = 125\,000 \text{ ნ};$$

$$C_{xn} = 4 \cdot 10^7 \text{ ნმ};$$

$$C_{yn} = 2,5 \cdot 10^6 \text{ ნმ};$$

$$C_n = 1,6 \cdot 10^8 \text{ ნმ};$$

$$C_m = 2 \cdot 10^8 \text{ ნმ};$$

$$C_{Z13} + C_{Z24} = 10^7 \text{ ნმ};$$

$$L_K = 16 \text{ მ};$$

$$L_T = 14 \text{ მ};$$

$$B_K = 5,9 \text{ მ};$$

მივიღოთ გორვის ხახუნის კოეფიციენტი ტოლი $K_{TKZ} = 0,0062$;

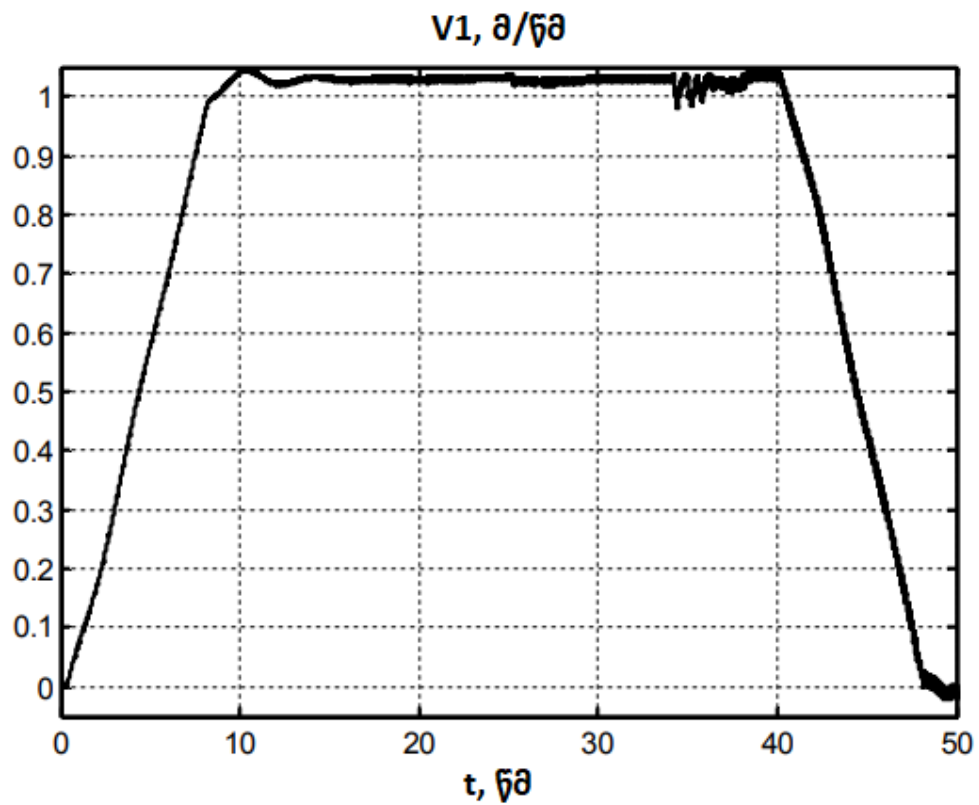
- სრიალის ხახუნის კოეფიციენტი ტოლი $K_{TCZ} = K_{TKX} = 0,15$;

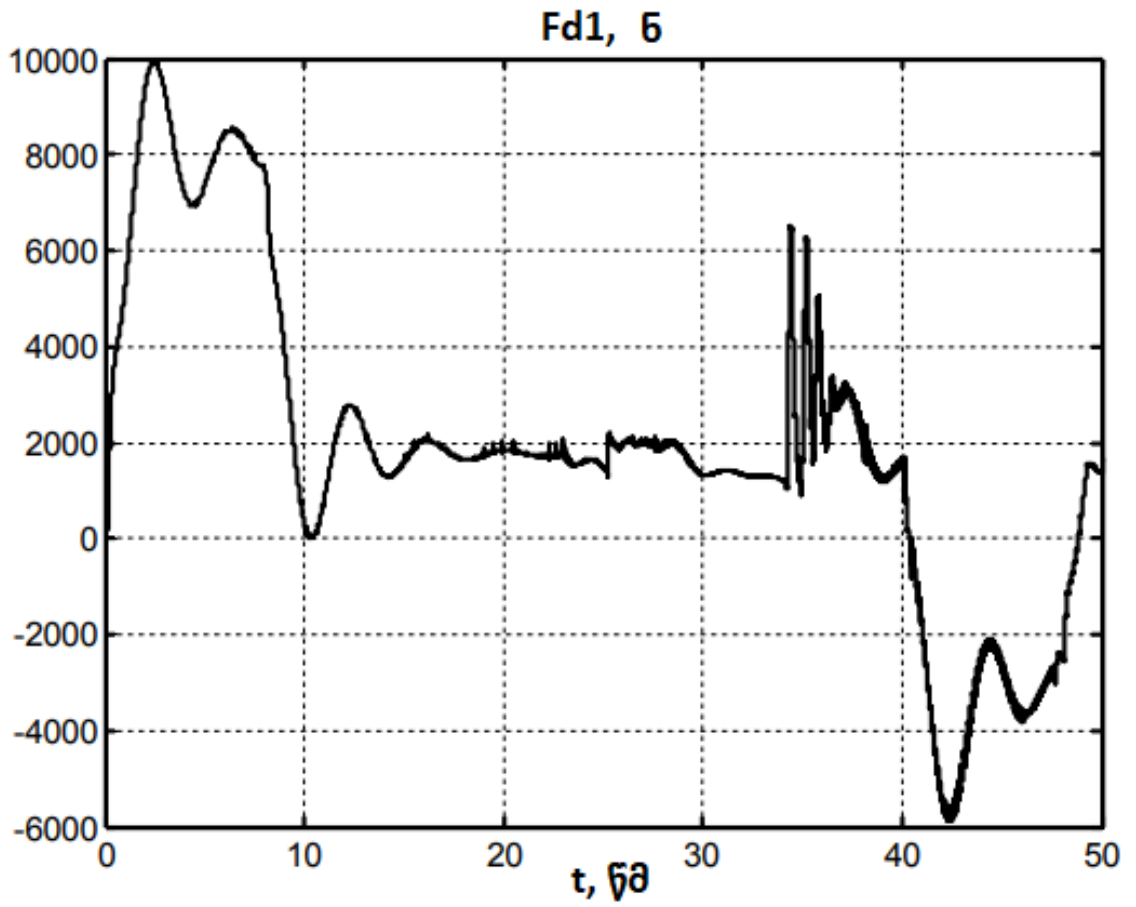
- გაშვებისა და დამუხრუჭების დრო მივიღოთ 10 წმ;

- სიჩქარის რეგულირების კოეფიციენტი $K_{PC} = 5$.

ჩვენს მიერ შემუშავებული მათემატიკური მოდელის გამოყენებით გაანგარიშებები ჩატარდა ორი შემთხვევისათვის:

1. დრეკადი კავშირების გაუთვალისწინებლად, მაგრამ ვითვალისწინებთ ტვირთის დაკიდების სიხისტეს, სავალი თვლის ქიმის რელსთან ხახუნს;
 2. გავითვალისწინეთ დრეკადი კავშირები ტვირთის დაკიდების სიხისტესა და სავალი თვლის ქიმის რელსთან ხახუნს;
- გაანგარიშების მასალები მოცემულია დანართ 1-ში. ხოლო ნახ. 7, 8, 9-ზე ჩატარებული გამოთვლების შედეგების მიხედვით აგებულია გრაფიკები.

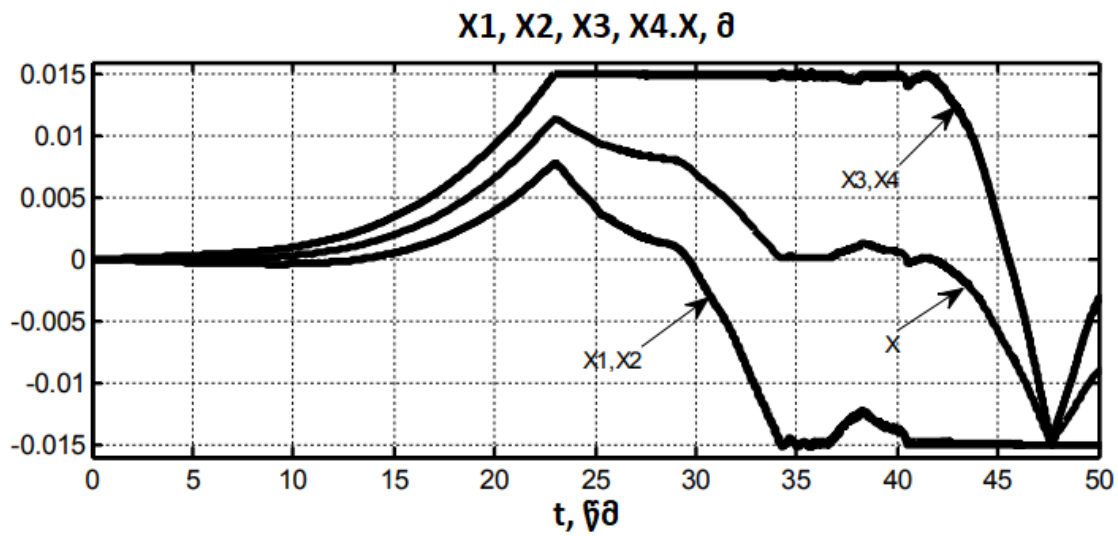




ბ

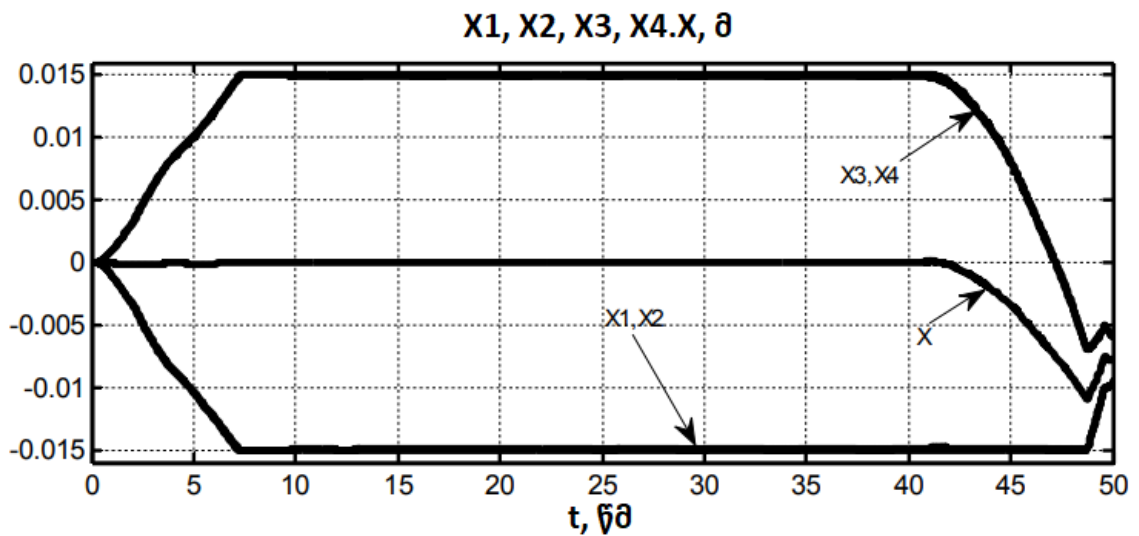
ნახ. 7

წამყვან სავალ ხაზოვანი სიჩქარესა და თვალზე მოქმედი დატვირთვის გრაფიკები, როდესაც სისტემა არის ხისტი



ნახ. 8

ამწის სავალი თვლების გრძივი გადანაცვლების შემთხვევა X_1-X_4
და ამწის გადანაცვლება X ხისტი სისტემებისათვის



ნახ. 9

ამწის სავალი თვლების გრძივი გადანაცვლებით X_1-X_4 და ამწის
გადანაცვლებები X ხისტი სისტემებისათვის, როდესაც
გათვალისწინებულია დრეკადი კავშირები

ჩვენს მიერ ზემოთ მოყვანილი გრაფიკების ანალიზი ცხადყოფს, როდესაც ამწის სავალი თვლის ქიმი ეხება ამწის სავალ რელსს ხისტ სისტემებში დატვირთვა მყისიერად იზრდება სიჩქარის და მომენტის რხევებით.

დრეკად კავშირებიანი სისტემის შემთხვევაში (ნახ.9) ამწის გადახრა თანაბარ პირობებში სწრაფად ხდება ვიდრე ხისტი სისტემების შემთხვევაში (ნახ.8), ამ გრაფიკების ანალიზიდან გამომდინარეობს, რომ გვერდითი კოჭის ცენტრის გადახრა დრეკადი კავშირებიანი ამწის სისტემისათვის უმნიშვნელოა. ამწისათვის ხისტი სისტემით გვერდითი კოჭის ცენტრის გადანაცვლების სიდიდე მნიშვნელოვანია და შესაძლოა მიაღწიოს რელსის თავსა და სავალი თვლის ქიმს შორის ღრეჩოს მნიშვნელობას.

2.2 არასტაციონალური რეჟიმით მომუშავე ხიდური ამწის ტვირთამწევი მექანიზმის დინამიკური პროცესების მათემატიკური მოდელირება

ხიდური ამწეები არასტაციონალური რეჟიმით მუშაობისას განიცდის დინამიკური დატვირთვების მომეტებულ ზემოქმედებას. ასეთი რეჟიმებია გაშვება და დამუხრუჭება. ასეთი ოპერაციების ანალიზის შემდეგ, შესაძლებელია განვსაზღვროთ ხიდური ამწის დინამიკურ პროცესებზე უცნობი ქმედება. ეს ქმედებები გაითვალისწინება დინამიკური მოდელის შიგნით შერჩეული შიგა კოეფიციენტებით.

ხიდური ამწის დინამიკური მოდელირება შესწავლილ იქნა ტვირთამწევი მექანიზმისთვის ვერტიკალურ სიბრტყეში. დინამიკური მოდელი შემუშავებულია რეალური ხიდური ამწის სისტემის მონაცემების გამოყენებით, რა დროსაც განხილულ იქნა ორი შემთხვევა:

1. ტვირთის აწევისას ბაგირზე თავისუფლად ჩამოკიდებული ტვირთის აჩქარება;
2. ტვირთის ჩამოშვებისას ბაგირზე თავისუფლად ჩამოკიდებული ტვირთის აჩქარება.

ასეთი გამოკვლევებისას განსაკუთრებით მნიშვნელოვან პარამეტრებს (სიდიდეებს) წარმოადგენს მთავარი კოჭების ძაბვები და დეფორმაციების მნიშვნელობები. ზემოთ აღნიშნული ორივე შემთხვევისთვის საჭიროა განისაზღვროს ამწის მთავარი კოჭის შუაში დეფორმაციის მნიშვნელობები, რომელთა ანალიზი ჩასატარებელი კვლევების ერთ-ერთი მნიშვნელოვანი ეტაპია. მაქსიმალური დეფორმაციების მნიშვნელობების გამოყენებით შესაძლებელია მიღებულ იქნას ამწის მზიდი ლითონკონსტრუქციის მაქსიმალური ძაბვები.

2.2.1 დინამიკური მოდელის პარამეტრები

ნახ. 10-ზე მოყვანილია ხიდური ამწის სქემა, ხოლო ნახ. 2-ზე მოყვანილია შესაბამისი დინამიკური მოდელი.

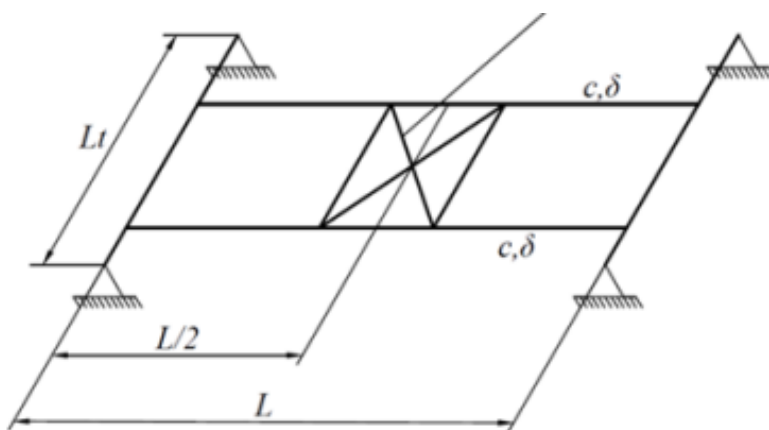
გამოსაკვლევ, საანგარიშო დინამიკურ მოდელს აქვს 3 თავისუფლების ხარისხი: q_1 - განზოგადოებული კოორდინატი, რომელიც წარმოადგენს ამწის საყრდენი კონსტრუქციის დაყვანილ მასას; q_2 - განზოგადოებული კოორდინატი, რომელიც წარმოადგენს დატვირთვას ბაგირის მიმართულებით; q_3 - განზოგადოებული კოორდინატი, რომელიც წარმოადგენს ამწევი მექანიზმის დაყვანილი მასის გადაადგილებას.

ნახ. 11-ის მიხედვით, დინამიკური მოდელის პარამეტრებია (რაც წარმოადგენს თავმოყრილ მასებს):

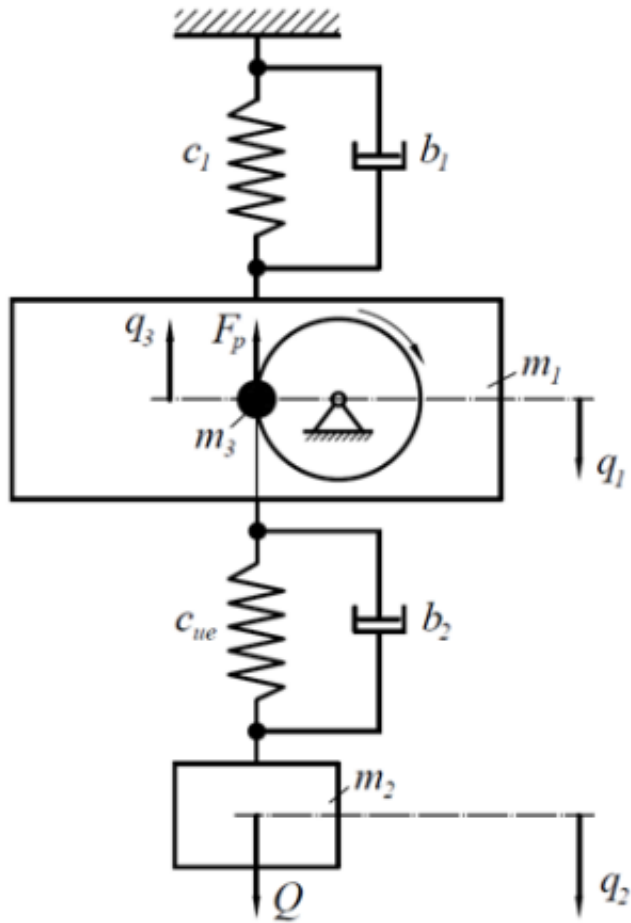
m_1 - მზიდი ლითონკონსტრუქციის დისკრეტული მასა;

m_2 - ასაწვი ტვირთის მასა;

m_3 - ბაგირის მიმართულებაზე დაყვანილი ტვირთამწევი მექანიზმის მასა.



ნახ.10 ხიდური ამწის საანგარიშო სქემატური გამოსახულება.



ნახ.11 ხიდური ამწის დინამიკური მოდელი მუშაობისას არასტაციონალურ რეჟიმით (ტვირთის აწევისა და გაშვების პერიოდში).

შედეგად, ხიდური ამწის მზიდი ლითონკონსტრუქცია წარმოდგენილია, როგორც ერთიანი კონცენტრირებული მასა, დაყვანილი ტვირთის დაკიდების ადგილზე, მზიდ ლითონკონსტრუქციას ემატება ასევე ურიკის მასაც.

მზიდი ლითონკონსტრუქციის მასა დამყარებულია ექსპერიმენტულ კვლევებზე და მიღებულია განახევრებული, რასაც ბევრი მკვლევარი ეთანხმება.

ხიდური ამწეებისათვის ყველაზე უფრო მნიშვნელოვანია რხევის პირველი ფორმა, ხოლო რხევის მეორე ფორმა ხასიათდება მცირე ამპლიტუდებით.

კოორდინატი q_1 - აღწერს ამწის მზიდი ლითონკონსტრუქციის დაყვანილი მასის რხევას.

q_2 - კოორდინატი აღწერს ასაწევი ტვირთის რხევას ბაგირის მიმართულებით.

q_3 - კოორდინატი აღწერს ტვირთამწევი მექანიზმის დაყვანილ მასას.

თუ მივიღებთ მხედველობაში, ხიდური ამწის რხევის პირველ ფორმას, და მიმართულს ვერტიკალური მიმართულებით, დაკიდების წერტილში დაყვანილი მასა m_1 შეგვიძლია გამოვთვალოთ ფორმულით:

$$m_1 = 0,493 \cdot m_4 + m_5$$

სადაც m_4 არის ამწის მზიდი ლითონკონსტრუქციისა და კაბინის სრული მასა;

m_2 - ამწის ნომინალური ტვირთამწეობა, ამასთან მასა დაყვანილია ბაგირის მიმართულებაზე;

m_3 ტვირთამწევი მექანიზმის თავმოყრილი მასაა ამწის მზიდი ლითონკონსტრუქციის სიხისტის კოეფიციენტის განსაზღვრა პირდაპირ კავშირშია თავმოყრილი მასების რაოდენობასა და მდებარეობასთან,

რომელთა დრეკადი სისტემა დისკრეტულია. ასეთი დინამიკური მოდელისათვის მზიდი კონსტრუქციის სიხისტის კოეფიციენტი განისაზღვრება ფორმულით:

$$C_1 = \frac{48EI}{L^3} \quad (2)$$

სადაც EI არის ამწის სავალი რელსის საყრდენი კოჭის ღუნვის სიხისტე ვერტიკალურ სიბრტყეში;

L - ხიდური ამწის მალი.

დინამიკური მოდელის ერთ-ერთი ძირითადი პარამეტრია სატვირთო ბაგირის სიხისტის მნიშვნელობა.

თანახმად ლიტერატურისა [16, 19] ამწის დინამიკური ქცევის ანალიზისათვის ბაგირის სიხისტე შეგვიძლია განვიხილოთ, როგორც მუდმივი მნიშვნელობა.

ბაგირის სიხისტის სიდიდე შეგვიძლია გამოვთვალოთ ფორმულით:

$$C_x = \frac{E_x \cdot A_x}{L_x} \quad (3)$$

სადაც E_x არის ბაგირის დრეკადობის მოდული;

A_x - ბაგირის განივი კვეთი;

L_x - ბაგირის სიგრძე აწევის დაწყებისას.

ამწეების დინამიკური ანალიზისას მნიშვნელოვან დინამიკურ პარამეტრს წარმოადგენს რხევების მიღევის (დემპფირირების) ინტენსივობა, რომელიც შეიძლება გამოვთვალოთ ლოგარითმით, ამ დროს გაითვალისწინება, რომ მეორე სიხშირეზე რხევები ქრებიან უფრო სწრაფად, ვიდრე პირველ სიხშირეზე.

ამწის რხევადი საყრდენი კონსტრუქციის რხევის კოეფიციენტი შეიძლება გამოვთვალოთ ფორმულით:

$$b_1 = \frac{m_1 \delta \sqrt{C_1 / m_1}}{\pi} \quad (4)$$

სადაც m_1 , C_1 არის ამწის მთავარი კოჭების დაყვანილი მასა და სიხისტე;

δ - რხევის ჩაქრობის ლოგარითმი.

ამწის დინამიკურ ქმედებაზე გავლენა აქვს ამძრავი მექანიზმების დინამიკურ ქმედებას, რომლებიც დამოკიდებულია მექანიზმების ძრავებისა და მუხრუჭების მახასიათებლებზე, ისინი ჩვეულებრივად მოცემულია ძალის ან მომენტის სახით და აღწერილი არიან როგორც დროის აპერიოდული ფუნქციები.

აღძრული მამოძრავებელი ძალა შეგვიძლია განვსაზღვროთ ფორმულით, (5), ხოლო სამუხრუჭე ძალა ფორმულით (6).

$$F_j = Q + F_0 \left(1 - \frac{t^2}{T^2} \right) \quad (5)$$

$$F_{\text{ფ}} = \frac{2BM_{\text{ფ}}}{D_{\text{ფ}}} \quad (6)$$

სადაც

$$F_0 = \frac{2\Delta M' U_m \eta}{D_{\text{ფ}}} \quad (7)$$

$$\Delta M' = \frac{m \nu D_{\text{ფ}}}{2TU\eta} + 1,1 \frac{Jn}{9,55T} \quad (8)$$

$$M = \frac{Qd_g}{2t} + \frac{m v D_g}{2Ut} + 1,1 \frac{J n \eta}{9,55t} \quad (9)$$

სადაც T არის გაშვების დრო;

t - დამუხრუჭების დრო;

D_g - საბაგრო დოლის დიამეტრი მმ-ში;

Q - ამწის ტვირთამწეობა;

$m q$ - ასაწევი ტვირთის მასა

$V_1 v_1 - (v d i z)$ - ტვირთის აწევის სიჩქარე;

$U_1 (iK)$ - ტვირთამწევი მექანიზმის რედუქტორის გადაცემის რიცხვი;

n_1 - აწევის მექანიზმის ელექტროძრავის ბრუნთა რიცხვი;

J_1 - ტვირთამწევი მექანიზმის მბრუნავი მასის ინერციის მომენტი;

U_2 - ამწევი მექანიზმის რედუქტორის გადაცემის რიცხვი;

η_1 - აწევის მექანიზმის რედუქტორის გამოყენების ხარისხი.

2.2.2 ხიდური ამწით ტვირთის აწევისას აჩქარების მათემატიკური მოდელირება

გავანალიზოთ ნახ.12-ზე მოცემული ტვირთამწევი მექანიზმი. მუშაობის დასაწყისში ასაწევი ტვირთი იმყოფება მიწიდან გარკვეულ სიმაღლეზე და იმყოფება დალოდების რეჟიმში. ამწის მზიდი ლითონკონსტრუქცია დატვირთვების მოქმედების შედეგად განიცდის დეფორმაციას და იმყოფება ისიც დალოდების რეჟიმში, რის შემდეგაც იგი დაიწყებს რხევას, არასტაციონალურ (გაშვების) მუშა რეჟიმში.

ამასთან ერთად ტვირთამწევი ბაგირი ამ საწყის ძვრის მომენტში განიცდის დეფორმაციას ანუ დაგრძელდება სტატიკური დეფორმაციის სიგრძით $f_{სტ}$.

განზოგადოებული კოორდინატები $q_i (i = 1, 2, 3)$ აღწერენ კონცენტრირებული მასების შესაძლო გადაადგილებას. თავმოყრილი ძალების სისტემა მოქმედებს როგორც ძალა F_m . ტვირთის აწევისას ბაგირის მიმართულებით და წარმოადგენს აწევის მექანიზმის ელექტროძრავის მამოძრავებელ ძალას. ლაგრანჟის ენერგეტიკულ მეთოდის გამოყენებით შესაძლებელია ჩავწეროთ ხიდური ამწის ქმედება ტვირთამწევი მექანიზმის არასტაციონალურ (გაშვების) მუშა რეჟიმში მუშაობისას.

ზოგადი სახით ასეთ განტოლებას აქვს სახე:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_d}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E_d}{\partial q_i} + \frac{\partial \varphi}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial E_3}{\partial q_i} = Q_i \quad (10)$$

სადაც E_d არის სისტემის კინემატიკური ენერგია, როგორც განზოგადოებული კოორდინატებისა და სიჩქარის ფუნქცია;

E_3 - სისტემის პოტენციური ენერგია, როგორც განზოგადოებული კოორდინატების ფუნქცია;

φ - სისტემის დისიპაციის ფუნქცია, როგორც განზოგადოებული სიჩქარეების ფუნქცია;

q_i, \dot{q}_i - შესაბამისად განზოგადოებული კოორდინატი და სიჩქარე;

Q_i - არაპოტენციური ძალა.

აღნიშნული ფორმულის ანალიზმა საშუალება მოგვცა დაგვედგინა, რომ ასეთი სისტემის რხევის ამპლიტუდა არის მცირე სიდიდის, ამის გამო იგი შესაძლებელია გავანალიზოთ მცირე რხევების თეორიის გამოყენებით, ხოლო აღძრული კინეტიკური და პოტენციური ენერგიები გავიანგარიშოთ მეორე რიგის მცირე სიზუსტით.

ამწის საანგარიშო სისტემის კინეტიკური ენერგია შეგვიძლია გამოვთვალოთ ფორმულით:

$$E_{\text{კ}} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 m_i V_i^2 \quad (11)$$

ამწის საანგარიშო სისტემის შეყურსული მასების სიჩქარე შეიძლება წარმოდგენილ იქნას ფორმულების სახით:

$$V_1 = \dot{q}_1$$

$$V_2 = \dot{q}_1 + \dot{q}_2 - \dot{q}_3 \quad (12)$$

$$V_3 = \dot{q}_3 - \dot{q}_1$$

(11) და (12) განტოლებების ელემენტარული გარდაქმნებით მივიღებთ კინეტიკური ენერგიის საანგარიშო ბოლო ფორმულას:

$$E_{\text{კ}} = \frac{1}{2} \left[(m_1 + m_2 + m_3) \dot{q}_1^2 + m_2 \dot{q}_2^2 + (m_2 + m_3) \dot{q}_3^2 + 2m_1 \dot{q}_1 \dot{q}_2 - 2(m_2 + m_3) \dot{q}_1 \dot{q}_3 - 2m_2 \dot{q}_2 \dot{q}_3 \right] \quad (13)$$

სისტემის პოტენციური ენერგია შესაძლებელია ვიანგარიშოთ ფორმულით:

$$E_3 = E_{31} + E_{32} + E_P \quad (14)$$

სადაც: ამწის მზიდი ლითონკონსტრუქციის პოტენციური ენერგია ტოლია:

$$E_{31} = -\frac{1}{2}[q]^T [C](q) = \frac{1}{2} C_1 q_1^2 \quad (15)$$

ტვირთამწვევი ბაგირის პოტენციური ენერგია

$$E_{32} = \frac{1}{2} C_2 (q_2 + f_{სტ})^2 \quad (16)$$

დატვირთვის პოტენციური ენერგია იანგარიშება ფორმულით

$$E_{33} = -m_2 g (V_2 - H + C) \quad (17)$$

სადაც $[C]$ არის მზიდი ლითონკონსტრუქციის სიხისტის მატრიცა;

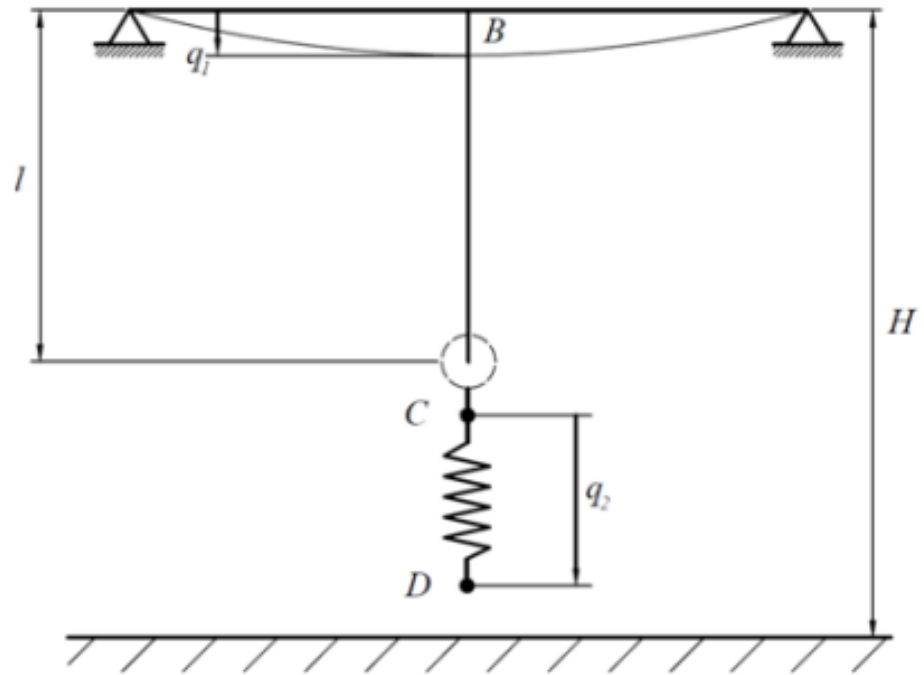
$\{q\}$ - განზოგადოებული კოორდინატის ვექტორი;

C_2 - ტვირთამწვევი ბაგირის ექვივალენტური სიხისტე;

H - ამწის აწევის სიმაღლე;

l - ტვირთამწვევი ბაგირის საწყისი სიგრძე.

დატვირთვის პოტენციური ენერგიის განსაზღვრის მიზნით (17), გამოვიყენოთ ნახ. 12-ზე მოყვანილი საანგარიშო სქემა



ნახ.12 ხიდური ამწის საანგარიშო სქემა ტვირთის მოძრაობისას ვერტიკალურ სიბრტყეში

ზომა Y_2 შეგვიძლია ვიანგარიშოთ ფორმულით:

$$Y_2 = H - q_1 - \overline{BC} - q_2 \quad (18)$$

ზომა \overline{BC} შეგვიძლია ვიანგარიშოთა ფორმულით:

$$\overline{BC} = l - q_3 \quad (19)$$

(18) და (19) ფორმულებს თუ გავითვალისწინებთ (17) ფორმულაში მივიღებთ

$$E_3 = m_2 g (-q_1 - q_2 + q_3) \quad (20)$$

ხოლო (20), (15) და (16) ფორმულების საშუალებით მივიღებთ მთლიანი სისტემის პოტენციურ ენერგიას

$$E_3 = \frac{1}{2} C_1 q_1^2 + \frac{1}{2} C_2 (q_2^2 + 2f_{\text{სტ}} \cdot q_2 + f_{\text{სტ}}^2) + m_2 g (-q_1 - q_2 + q_3) \quad (21)$$

დისიპაციის ფუნქცია შესაძლებელია გამოითვალოს ფორმულით

$$\varphi = \frac{1}{2} \{\dot{q}\}^T [B] \{\dot{q}\} = \frac{1}{2} \{\dot{q}_1 \cdot \dot{q}_1\} \begin{bmatrix} b_1 & 0 \\ 0 & b_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \end{Bmatrix} = \frac{1}{2} (b_1 \dot{q}_1^2 + b_2 \dot{q}_2^2) \quad (22)$$

ხიდური ამწის სისტემაზე აგრეთვე მოქმედებს განზოგადოებული არაპოტენციური ძალა $Q_3 = F_3$ მისი ინტენსიობა განისაზღვრება (12) ფორმულით.

(10) ფორმულასთან შესაბამისობაში შეგვიძლია ჩამოვყალიბოთ დიფერენციალური განტოლება მთლიანი საანგარიშო სისტემის მოძრაობის დინამიკური მოდელი, რომელიც ნახ. 2-ზეა მოცემული:

$$\begin{aligned} (m_1 + m_2 + m_3) \ddot{q}_1 - (m_2 + m_3) \ddot{q}_3 + b_1 \dot{q} + C_1 q_1 - m_2 g &= 0 \\ m_2 \ddot{q}_1 + m_2 \ddot{q}_2 - m_2 \ddot{q}_3 + b_2 \dot{q}_2 + C_2 q_2 &= 0 \end{aligned} \quad (23)$$

$$- (m_2 + m_3) \ddot{q}_1 - m_2 \ddot{q}_2 + (m_2 + m_3) \ddot{q}_3 + m_2 g = Q + F_0 \left(1 - \frac{t^2}{T^2} \right)$$

ეს დიფერენციალური განტოლებები აღწერენ ხიდური ამწის დინამიკურ მოქმედებას ვერტიკალურ სიბრტყეში ტვირთამწვევი მექანიზმის არასტაციონალური მუშაობის რეჟიმისას.

(23) განტოლებათა სისტემა შეიძლება ამოხსნილ იქნას რიცხვითი მეთოდებით, თუკი გავითვალისწინებთ საწყის პირობებს, რომელიც მოცემული შემთხვევისათვის მოცემულია ფორმულებით:

$$\begin{aligned} q_1(0) &= q_{1\text{სტ}}; \\ q_2(0) &= 0; \\ q_3(0) &= 0; \\ \dot{q}_i(0) &= 0. \end{aligned} \quad (24)$$

2.2.3 ტვირთის ჩამოშვების პროცესში დამუხრუჭების რეჟიმში მომუშავე ხიდური ამწის მათემატიკური მოდელირება

განსახილველი მათემატიკური მოდელი ტვირთამწევი მექანიზმის არასტაციონალური რეჟიმით მუშაობისას (პროცესი ტვირთის ჩამოშვება) ნაჩვენებია ნახ.4-ზე. 2.2 თავში მოყვანილი მეთოდების გამოყენებით მიღებულ იქნა ფორმულები.

სისტემის კინეტიკური ენერგია იანგარიშება ფორმულით:

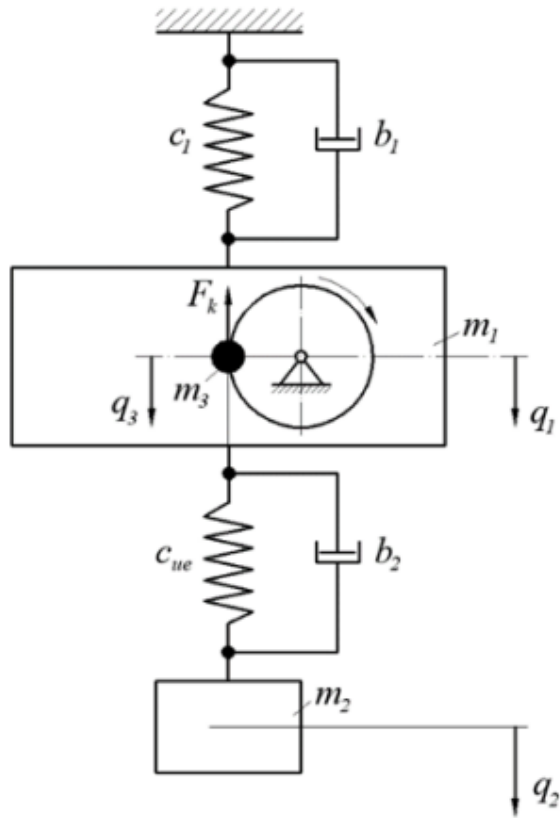
$$E_3 = \frac{1}{2} \left[(m_1 + m_2 + m_3) \dot{q}_1^2 + m_2 \dot{q}_2^2 + (m_2 + m_3) \dot{q}_3^2 + 2m_1 \dot{q}_1 \dot{q}_2 - \right. \\ \left. - 2(m_2 + m_3) \dot{q}_1 \dot{q}_3 + 2m_2 \dot{q}_2 \dot{q}_3 \right] \quad (25)$$

სისტემის პოტენციური ენერგია იანგარიშება ფორმულით:

$$E_3 = \frac{1}{2} C_1 q_1^2 + \frac{1}{2} C_2 (q_2 + 2f_{\text{სფ}})^2 + m_2 g (-q_1 - q_2 + q_3) \quad (26)$$

დისიპაციის ფუნქცია გამოისახება (22) ფორმულის ანალოგიურად.

გარეშე ძალა მოქმედი სისტემაზე წარმოადგენს განზოგადოებულ არაპოტენციურ ძალას $Q_3 = -F_K$, მისი მნიშვნელობა განისაზღვრება ფორმულით (6).



ნახ. 13 ტვირთის ჩამოშვების პროცესში ხიდური ამწის დინამიკური მოდელირება

განხილულ შემთხვევაში ტვირთამწვევი მექანიზმის არასტაციონალურ რეჟიმში მუშაობისას დიფერენციალური განტოლებას აქვს სახე:

$$\begin{aligned} (m_1 + m_2 + m_3)\ddot{q}_1 + m_2\ddot{q}_2 + (m_2 + m_3)\ddot{q}_3 + b_1\dot{q}_1 + C_1q_1 - m_2q &= 0 \\ m_2\ddot{q}_1 + m_2\ddot{q}_2 + m_2\ddot{q}_3 + b_2\dot{q}_2 + C_2q_2 &= 0 \\ (m_2 + m_3)\ddot{q}_1 + m_2\ddot{q}_2 + (m_2 + m_3)\ddot{q}_3 &= m_2g - F_3 \end{aligned} \quad (27)$$

ამ სისტემის ამოხსნისათვის საწყისი პირობებისათვის შეიძლება გამოიყენებულ იქნას (14) და (15) ფორმულები, რომელთა საბოლოო სახეა:

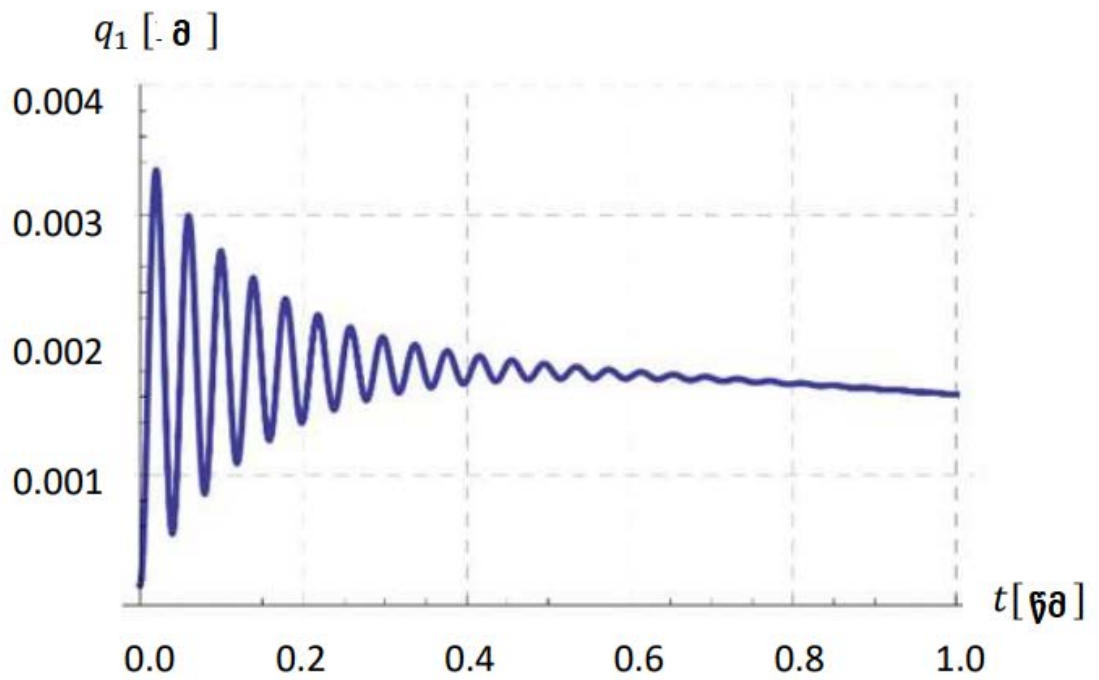
$$\begin{aligned} q_1(0) &= q_{1\text{ბგ.}}; \\ q_2(0) &= 0; \\ q_3(0) &= 0; \\ \dot{q}_i(0) &= 0; \\ \dot{q}_2(0) &= 0 \\ q_3(0) &= V_{\text{ბგ.}} \end{aligned} \quad (28)$$

განზოგადოებული კოორდინატები $q_{1\text{ბგ.}}$ ამწის გაშვებისა და დამუხრუჭების დროს წარმოადგენს ხიდური ამწის მზიდი ლითონკონსტრუქციის დეფორმაციის სიდიდეს, გამოწვეულს ამწის საკუთარი წონითა და ნომინალური ასაწევი ტვირთით.

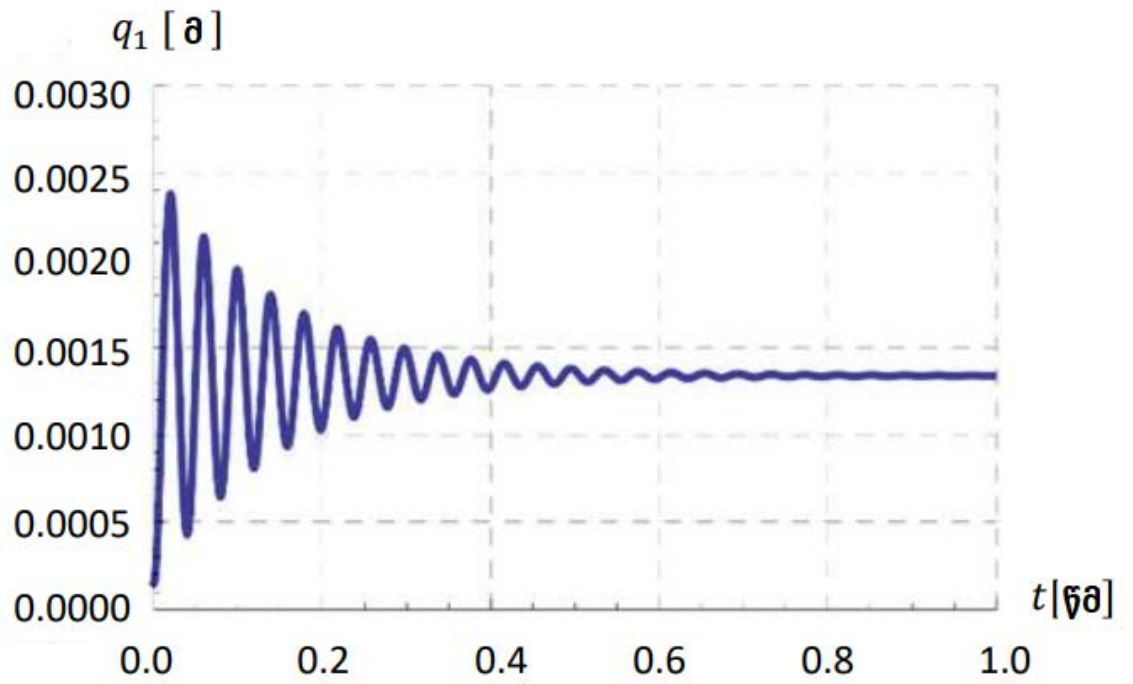
ექსპერიმენტები ჩატარებულ იქნა ხიდური ამწისათვის რომლის ზოგიერთი პარამეტრი მოცემულია ცხრ.1-ში. (4) ფორმულებით ჩატარებულ იქნა შესაბამისი გამოთვლები და შედეგად მიღებულ იქნა q_1 პარამეტრების მნიშვნელობები ტვირთის აწევისას აჩქარების პროცესისათვის და დაშვებისას დამუხრუჭების პროცესისათვის.

ცხრ.1

m_1 (კგ)	m_2 (კგ)	m_3 (კგ)	H (მ)	L (მ)	Q (კნ)	F (კნ)	C (კნ/სმ)	b_1 (კნწმ/სმ)	B_2 (კნწმ/სმ)
120	240	2980	2	1,5	2,5	1	18,9	6,25	0,12



ნახ. 14 დამოკიდებულება q_1 -სა და დროს შორის ხიდური ამწით ტვირთის აწევის პროცესში აჩქარების რეჟიმში მუშაობისას.



ნახ. 15 დამოკიდებულება q_1 -სა და დროს შორის ხიდური ამწით ტვირთის ჩამოშვების პროცესში დამუხრუჭების რეჟიმში

2.3 ოპერატორი-ამწე-ვიბრაცია სისტემის მათემატიკური მოდელირება და ხიდური ამწეების დინამიკური ოპტიმიზაცია

2.3.1. ხიდურ ამწეებში ოპერატორი-ამწე-ვიბრაცია მათემატიკური მოდელირებისა და დინამიკური ოპტიმიზაციის ზოგადი საკითხები

ამწეების მართვა შესაძლებელია როგორც ოპერატორის კაბინიდან, ისე ქვემოდან, დისტანციური მართვით. ხიდური ამწეების მართვა ძირითადად წარმოებს ოპერატორის კაბინიდან, ამიტომ ხიდური ამწის ოპერატორები განიცდიან დისკომფორტს ამწის კონსტრუქციის ვიბრაციის შემთხვევაში. ვიბრაციები შეიძლება ამწის სხვადასხვა კვანძებში აღიმგრას აღმოჩენილი დეფექტების გამო. ამწის ოპერატორებისათვის კომფორტულობის ამაღლების მიზნით გათვალისწინებულია ცხრა თავისუფლების ხარისხი ISO 2631-1-ში შემუშავებულია გაღიზიანების დონის მოდელი და განსაზღვრულია დაკვანტვის შედეგები.

1975 წელს ავტორებმა [1] ლიტერატურაში დაუშვეს, რომ ავტოსატრანსპორტო სისტემების ვიბრაცია დაკავშირებული იყო ადამიანის ორგანიზმთან, მრავალმა მკვლევარმა შეაფასა მექანიკური დარტყმისა და ვიბრაციის გავლენა ადამიანის ჯანმრთელობაზე [2].

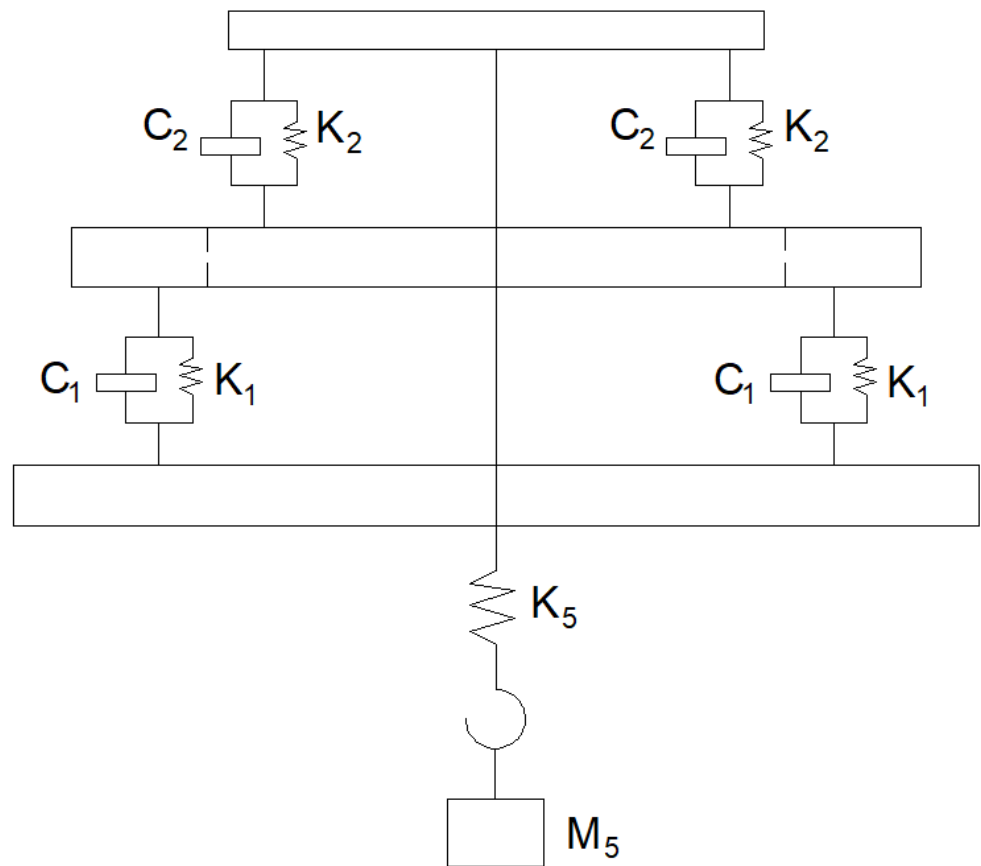
მკვლევარებმა ლიტერატურა [3] განიხილეს 388 მოწყობილობის ოპერატორი, რომლებიც ვიბრაციულ ზემოქმედებას განიცდიდნენ და დაადგინეს, რომ ადამიანის ორგანიზმს შეუძლია გადაიტანოს ზღვრული სიხშირული ამპლიტუდა დღეში 8 საათიანი ენერგეტიკული ეკვივალენტი 0,6 მ/წმ. ამ ზღვრული სიდიდის ზღვარი ოპერატორის ორგანიზმისთვის წარმოადგენს სამედიცინო დიაგნოზს „ხერხემლის სინდრომი“, რაც დაკავშირებულია ხერხემლის პრობლემებთან.

ოპერატორების დაავადებები შეიძლება გამოწვეული იქნეს ტვირთამწე მანქანის ვიბრაციით. განვიხილოთ ჩვენს მიერ შექმნილი მოდელების „ადამიანი-ამწე-რელსი“ და „ადამიანი-ამწე-მექანიზმი“ საშუალებით.

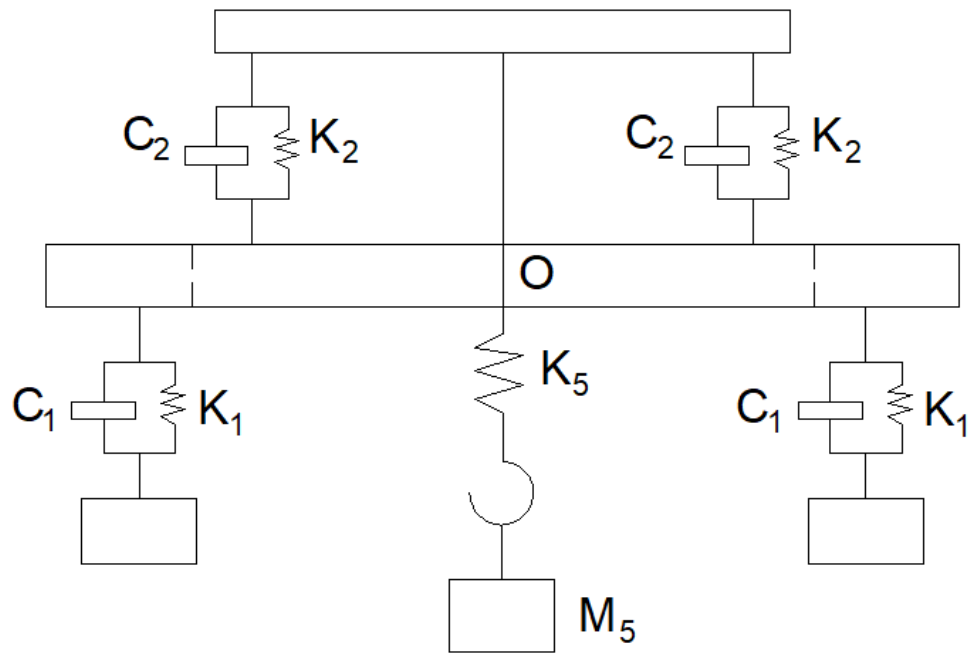
აღნიშნული კვლევები ჩატარებული იქნა ISO 2631-1 სტანდარტების გათვალისწინებით. შესაბამისად რა თქმა უნდა საჭიროა საჭიროა ამწის კონსტრუქციული პარამეტრების ოპტიმიზაცია. ამის გათვალისწინებით არსებული შემდგომი კვლევები დაყოფილ იქნა სამ ჯგუფად:

1. ამწის ვიბრაციის მოდელების ანალიზი;
2. კომფორტულობის შეფასების მეთოდების სრულყოფა;
3. ამწეების კონსტრუქციული ოპტიმიზაციის მეთოდების სრულყოფა.

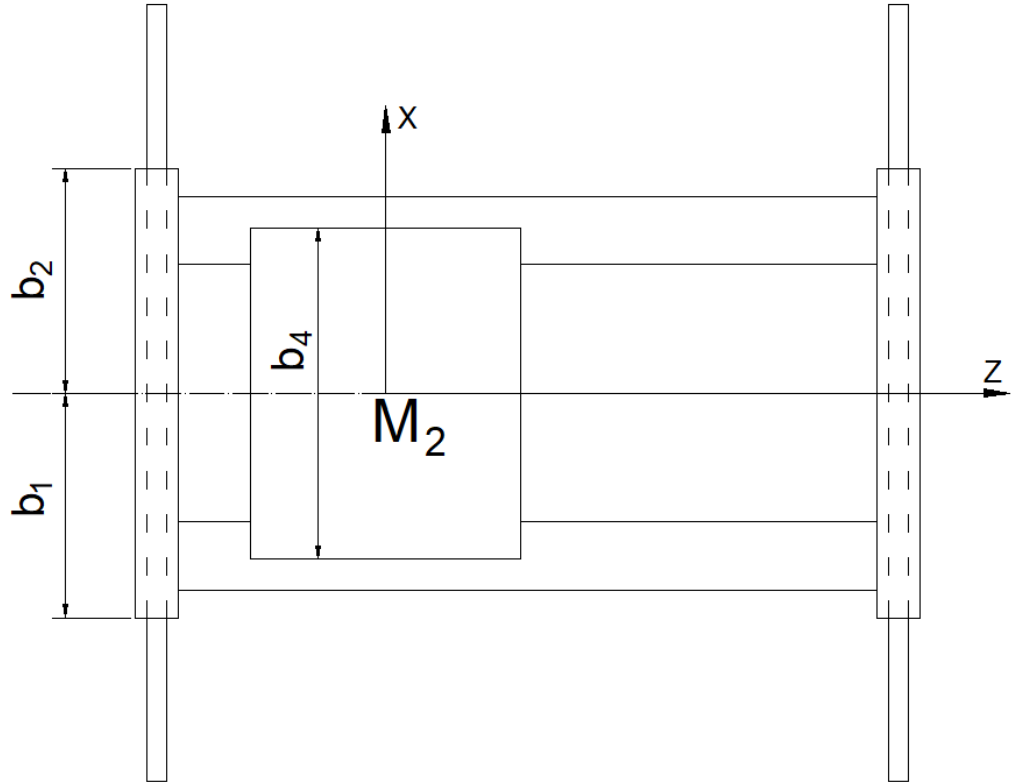
ხიდური ამწის არა დამყარებული მუშაობისას ანუ გაშვების ან დამუხრუჭებისას ამწის მზიდი ლითონკონსტრუქციის ძირითადი ელემენტები მთავარი და გვერდითი კოჭები განიცდიან დრეკად დეფორმაციებს, Z კოორდინატის მიმართულებით (იხ. ნახ.1). თუმცა ურიკის დამყარებული მოძრაობისას მთავარი კოჭები თავისუფლდებიან ინერციის ძალისაგან, და დეფორმაცია Z კოორდინატის გასწვრივ უმნიშვნელოა.



ნახ. 16 ხიდური ამწის სისტემის „ოპერატორი-ამწე-რელსი“
ვიბრაციის მოდელის (წინხედი).



ნახ. 17 ხიდური ამწის სისტემის „ოპერატორი-ამწე-რელსი“ ვიბრაციის მოდელის (გვერდხედი).



ნახ. 18 ხიდური ამწის სისტემის „ოპერატორი-ამწე-რელსი“ ვიბრაციის მოდელის (ზედხედი).

ამავე დროს ღრეჩო საამწეო რელსსა და ამწის სავალი თვლის ქიმს შორის აღძრავს მთავარი კოჭის მინიმალურ დრეკად დეფორმაციას X ღერძის გასწვრივ. ეს დრეკადი დეფორმაცია უხილავია მუშაობისას, ამიტომ ვიბრაციები X ღერძის გასწვრივ უმნიშვნელოა. ამასთან ერთად, ამწის დიდი გაბარიტული ზომების გამო დაკიდების სისტემის არ არსებობისა და რელსის დეფექტების ზემოქმედების მცირე დროის ინტერვალის, გამო დარტყმები რელსის გასწვრივ არ ზემოქმედებენ ამწის მუშაობის სიჩქარეზე და თითოეული პარამეტრის ამპლიტუდა ძალიან მცირეა. ამის გამო რელსების დეფექტების გავლენა ამწის ოპერატორზე შექმნილი სისტემით შესაძლებელია გამარტივდეს და დავიდეს წრფივ სისტემაზე, რათა გავამარტივოთ გაანგარიშებები შეგვიძლია მივიღოთ შემდეგი დაშვებები:

1. ამწის მზიდი ლითონკონსტრუქციის ვიბრაცია ჰორიზონტალური მიმართულებით, მთავარ კოჭთან და გვერდით კოჭებთან მიმართებაში X დაZ კოორდინატების მიმართ უგულვებელყოთ;

2. თითოეული კომპონენტის გამარტივდება შეიძლება მასიურ ბლოკებამდე, რომლებიც მცირედ ირხევა მისი წონასწორობის მდგომარეობიდან;

3. შექმნილი სისტემის სიხისტე და დეფორმაცია წრფივადაა დაკავშირებული შესაბამის გადაადგილებებთან და სიჩქარესთან;

4. მუდმივად ჩავთვალოთ ჰორიზონტალური სიჩქარის მიმართ, დაკავშირებული ამწე რელსის დეფექტები;

5. ერთიდაიგივედ ჩავთვალოთ ამწის მუშა თვლებზე აღმგზნები დატვირთვა რელსების მხრიდან.

6. ამწის კოჭებს არა აქვთ დეფექტები, გამონაკლისებია საფეხურების შეერთების ადგილებში აღძრული და ღრეჩოების დეფექტები.

2.3.2 ხიდური ამწის ექსპლუატაციის პროცესში ვიბრაციის სისტემის მათემატიკური მოდელირება

ამწის რელსებზე გადაადგილებისას ტვირთის ჩატვირთვის ან გადმოტვირთვისას რელსებზე წარმოქმნილი დეფექტები აღძრავენ დამატებით დინამიკურ დატვირთვებს. ასეთი დეფექტები შეიძლება იყოს: რელსების სექციებს შორის ღრეჩოები, რელსების სექციების დეფორმაციები, რელსების ცვეთა, რელსების დამაგრების შესუსტება, რელსების სექციების დონეებს შორის სხვაობა და ა.შ.. ამწეებზე აღძრული დამატებითი დინამიკური დატვირთვების მნიშვნელობები დამოკიდებულია მთელ რიგ ფაქტორებზე ასეთებია: ამწის კონსტრუქციული პარამეტრები, როგორცაა მასების განაწილება; ამწის მზიდი ლითონკომნსტრუქციის ელემენტების დრეკადობა; ამწის მოძრაობის სიჩქარე; გადაადგილების მექანიზმების მდგომარეობა; ხიდური ამწეებისათვის გადასაადგილებელი მექანიზმებით ორ დამოუკიდებელ ამძრავიანი სავალი თვლების კვანძების მდგომარეობა; ხიდური ამწეებისათვის ერთამძრავიანი გადასაადგილებელი მექანიზმის მდგომარეობა.

ყველა ეს ფაქტორი უნდა გავითვალისწინოთ ვიბრაციის მათემატიკური მოდელის „ადამიანი-ამწე-რელსი“ და „ადამიანი-ამწე-მექანიზმი“ სისტემების შედგენისას.

ხიდური ამწის კონსტრუქციის ვიბრაციის ძირითად მიზეზს წარმოადგენს:

- 1) ამწის სავალი რელსების ძვრა და დეფექტები;
- 2) ამწის გადასაადგილებელი მექანიზმების დეფექტები (ხიდური ამწეებისათვის ორი გადასაადგილებელი მექანიზმით და მოდელით „ადამიანი-ამწე-მექანიზმი“).

ნახ. 16, 17, 18-ზე მოცემულია ხიდური ამწის ვიბრაციული სისტემის ფიზიკური მოდელი, რაც შეესაბამება ზემოთ ხსენებულ დაშვებებს, რომელიც შეგვიძლია განვიხილოთ როგორც წრფივი ისე დინამიკური სისტემა მუდმივი კოეფიციენტებით.

შემდგომში განვიხილავთ შემდეგ საკითხებს:

- 1) ურიკის ვიბრაციას Y ღერძის მიმართულებით და მის ბრუნვას X და Z ღერძების მიმართ;
- 2) ურიკის მოძრაობას Y ღერძის გასწვრივ და ბრუნვას Z ღერძის გასწვრივ;
- 3) სასარგებლო დატვირთვებს, კაბინას, ოპერატორის სავარძელს და ოპერატორის ვიბრაციას Y ღერძის მიმართულებით.

ნახ.16,17,18-ზე განზოგადებულია კოორდინატები Y_i და θ_k ტოლები არიან ცალკეული წონასწორობის მდგომარეობიდან გამომდინარე.

სისტემატური კინეტიკური ენერგია შეიძლება გამოვთვალოთ ფორმულით:

$$T = \sum_1^6 \frac{1}{2} m_i \dot{y}_i^2 + \sum_1^6 \frac{1}{2} I_k \dot{\theta}_k^2 \quad (1)$$

სისტემატური პოტენციური ენერგია U ტოლია:

$$\begin{aligned}
 U = & \frac{1}{2} k_1 [(\xi_1(t) + a_1 \theta_2 - b_1 \theta_1 - y_1)^2 + \xi_2(t) - b_1 \theta_1 - a_2 \theta_2 - y_1)^2 + \\
 & + (\xi_3(t) + b_2 \theta_1 - y_1 - a_2 \theta_2)^2 + (\xi_4(t) + a_1 \theta_2 + b_2 \theta_1 - y_1)^2] \frac{1}{2} \cdot k_2 [(\xi_5(t) + \\
 & + a_4 \theta_3 - y_2)^2 + (\xi_6(t) - a_6 \theta_3 - y_2)^2 + (\xi_7(t) - a_6 \theta_3 - y_2)^2 + (\xi_8(t) + \\
 & + a_4 \theta_3 - y_2)^2 + \frac{1}{2} \cdot k_3 (y_3 + a_3 \theta_2 - b_3 \theta_1 - y_1)^2 + \frac{1}{2} k_5 (y_5 + a_5 \theta_3 - y_3)^2 + \\
 & + \frac{1}{2} k_6 (y_6 - y_4)^2.
 \end{aligned} \quad (2)$$

სისტემური გაბნეული ენერგია D ტოლია:

$$\begin{aligned}
 D = & \frac{1}{2} c_1 [(\xi_1(t) + a_1 \theta_2 - b_1 \theta_1 - y_1)^2 + \xi_2(t) - b_1 \theta_1 - a_2 \theta_2 - y_1)^2 + (\xi_3(t) + \\
 & + b_2 \theta_1 - y_1 - a_2 \theta_2)^2 + (\xi_4(t) + a_1 \theta_2 + b_2 \theta_1 - y_1)^2] \frac{1}{2} \cdot c_2 [(\xi_5(t) + a_4 \theta_3 - y_2)^2 \\
 & + (\xi_6(t) - a_6 \theta_3 - y_2)^2 + (\xi_7(t) - a_6 \theta_3 - y_2)^2 + (\xi_8(t) + a_4 \theta_3 - y_2)^2 + \frac{1}{2} \cdot c_3 (y_3 \\
 & + a_3 \theta_2 - b_3 \theta_1 - y_1)^2 + \frac{1}{2} c_4 (y_3 + a_3 \theta_2 - b_3 \theta_1 - y_1)^2 + \frac{1}{2} c_6 (y_6 - y_4)^4
 \end{aligned} \tag{3}$$

არაკონსერვატიული სისტემისათვის ლაგრანჟის განტოლებას აქვს სახე

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial y_i} + \frac{\partial U}{\partial y_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{y}_i} = \theta_i \tag{4}$$

სადაც

T არის სისტემური კინეტიკური ენერგია;

U - სისტემური პოტენციური ენერგია;

D - დისიპაციის ფუნქციის სისტემური ენერგია;

$\frac{\partial D}{\partial \dot{y}_i}$ - ენერგიის დისიპაციის ფუნქციის მიერ შექმნილი

დემფირირების ძალა;

θ_i არის განზოგადოებული აღმგზნები ძალა;

y_i - განზოგადოებული კოორდინატა;

\dot{y}_i - განზოგადოებული სიჩქარე;

(4) ფორმულიდან შეგვიძლია მივიღოთ სისტემის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება:

$$m_1 \ddot{y}_1 + k_1 [4y_1 - 2a_1\theta_2 + 2a_2\theta_2 - 2b_2\theta_1 + 2b_1\theta_1 - \xi_1(t) - \xi_2(t) - \xi_3(t)] + \\ + c_1 [4\dot{y}_1 - 2a_1\dot{\theta}_2 + 2a_2\dot{\theta}_2 - 2b_2\dot{\theta}_1 + 2b_1\dot{\theta}_1 - \dot{\xi}_1(t) - \dot{\xi}_2(t) - \dot{\xi}_3(t) - \dot{\xi}_4(t)] + \\ + k_3(y_1 + b_3\theta_1 - y_3) + c_3(\dot{y}_1 + b_3\dot{\theta}_1 - a_3\dot{\theta}_2 - \dot{y}_3) = 0$$

$$m_2 \ddot{y}_2 + k_2 [4y_2 - 2a_4\theta_3 + 2a_6\theta_3 - \xi_5(t) - \xi_6(t) - \xi_7(t) - \xi_8(t)] + c_2 [4\dot{y}_2 - 2a_4\dot{\theta}_3 + \\ + 2a_6\dot{\theta}_3 - \dot{\xi}_5(t) - \dot{\xi}_6(t) - \dot{\xi}_7(t) - \dot{\xi}_8(t)] + k_5(y_2 + a_5\theta_3 - y_5) + c_5(\dot{y}_2 + a_5\dot{\theta}_3 - \dot{y}_5) = 0,$$

$$m_3 \ddot{y}_3 + k_3(y_3 + a_3\theta_2 - b_3\theta_1 - y_1) + c_3(\dot{y}_3 + a_3\dot{\theta}_2 - b_3\dot{\theta}_1 - \dot{y}_1) + \\ + k_4(y_3 - y_4) + c_4(\dot{y}_3 - \dot{y}_4) = 0$$

$$m_4 \ddot{y}_4 + k_4(y_4 - y_3) + c_4(\dot{y}_4 - \dot{y}_3) = 0,$$

$$m_5 \ddot{y}_5 + k_5(y_5 + a_5\theta_3 - y_2) + c_5(\dot{y}_5 + a_5\dot{\theta}_3 - \dot{y}_2) = 0,$$

$$m_6 \ddot{y}_6 + k_6(y_6 - y_4) + c_6(\dot{y}_6 - \dot{y}_4) = 0, \quad (5)$$

$$J_1 \ddot{\theta}_1 + [2k_1(b_1 - b_2) + k_3b_3]y_1 + [2c_1(b_1 - b_2) + c_3b_3] \cdot \dot{y}_1 - k_3b_3y_3 - c_3b_3\dot{y}_3 + \\ + [2k_1(b_1^2 - b_2^2) + k_3b_3^2]\theta_1 + [2c_1(b_1^2 + b_2^2) + c_3b_3^2]\dot{\theta}_1 + [k_1(a_1 - a_2)(b_1 + b_2)]\theta_2 + \\ + [c_1(a_1 - a_2)(b_1 - b_2)] \cdot \dot{\theta}_2 - b_1k_1[\xi_1(t) + \xi_2(t)] - b_1c_1[\dot{\xi}_1(t) + \dot{\xi}_2(t)] + b_2k_1[\xi_3(t) + \\ + \xi_4(t)] + b_2c_1[\dot{\xi}_3(t) + \dot{\xi}_4(t)] = 0,$$

$$J_2 \ddot{\theta}_2 + (2a_2k_1 - 2a_1k_1 - a_3k_3)y_1 + (2a_2c_1 - 2a_1c_1 - a_3c_3)\dot{y}_1 + a_3k_3y_3 + a_3c_3\dot{y}_3 + \\ + [k_1(b_2 - b_1)(a_1 - a_2) - a_3b_3k_3]\theta_1 + [c_1(b_2 - b_1)(a_1 - a_2) - a_3b_3c_3]\dot{\theta}_1 + [2k_1(a_1^2 + \\ + a_2^2) + a_3^2k_3]\theta_2 + [2c_1(a_1^2 + a_2^2) + a_3^2c_3]\dot{\theta}_2 + a_1k_1[\xi_1(t) + \xi_4(t)] + a_1c_1[\dot{\xi}_1(t) + \\ + \dot{\xi}_4(t)] - a_2k_1[\xi_1(t) + \xi_3(t)] - a_2c_1[\dot{\xi}_2(t) + \dot{\xi}_3(t)] = 0,$$

$$J_3 \ddot{\theta}_3 + 2k_1(a_6 - a_4 - a_5 k_5) y_2 + 2c_1(a_6 - a_4 - a_5 c_5) \dot{y}_2 + a_5 k_5 y_5 + a_5 c_5 \dot{y}_5 + \\ + [2k_2(a_4^2 - a_6^2) + a_5^2 k_5] \theta_3 + [2c_2(a_4^2 + a_6^2) + a_5^2 c_5] \dot{\theta}_3 + a_4 k_2 [\xi_5(t) + \\ + \xi_8(t)] a_4 c_2 [\xi_5(t) + \xi_8(t)] - a_6 k_2 [\xi_6(t) + \xi_7(t)] - a_6 c_2 [\xi_6(t) + \xi_7(t)] = 0.$$

მატრიცული ფორმით ფორმულები (5) შეგვიძლია ჩავწეროთ:

$$M \cdot \ddot{y}(t) + C \dot{y}(t) + K y(t) = B_1 h_1(t) + B_2 h_2(t) \quad (6)$$

სადაც M , C და K არის მასების დემფირების და სიხისტის მატრიცები;

B_1 და B_2 - უთანაბრობის ფუნქციების კოეფიციენტების მატრიცები;

$h_1(t)$ და $h_2(t)$ - სავალი თვლების უთანაბრობის ფუნქციები

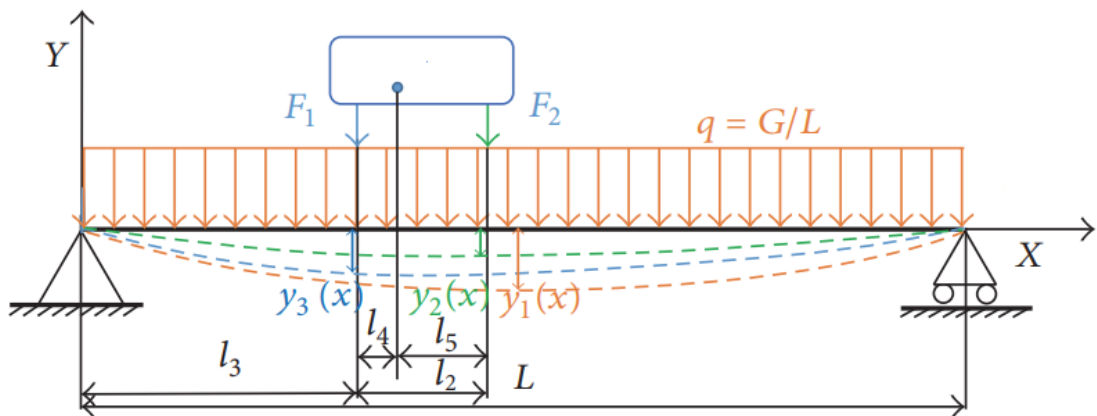
(მოცემულია დანართი ბ-ში).

2.3.3 ხიდური ამწის დინამიკური აღმგზნები

ძალების ანალიზი

როგორც ანალიზიდან ჩანს ხიდური ამწის დინამიკური კვლევისას ძირითად აღმგზნებ ძალებს წარმოადგენს ძალები - გამოწვეული ურიკის კოჭის დრეკადი დეფორმაციითა და ამწის ურიკის სავალი რელსის დეფექტებით.

ურიკისაგან გამოწვეული აღმგზნები ძალები წარმოიქმნება ურიკის წონისგან, დაკიდებული ტვირთის წონისგან, კოჭის საკუთარი წონისგან და ინერციის ძალებისგან. თანახმად ძირითადი ჰიპოთეზისა, ხიდური ამწის მუშაობისას მთავარი კოჭი განიცდის არა მარტო ხისტ მოძრაობას Z ღერძის გასწვრივ, არამედ დრეკად გადაადგილებას გლობალური სისტემის კოორდინატის y -ის გასწვრივ. ნახ.19-ზე მოყვანილია მთავარი კოჭის დეფორმაცია გამოწვეული ურიკის საკუთარი წონისგან და ურიკის სავალი თვლებისგან.



ნახ.19 მთავარი კოჭების დეფორმაციის სტრუქტურული სქემა

ნორმალურ პირობებში ურიკისგან გამოწვეული ვიბრაციები და მთავარი კოჭისაგან გამოწვეული სისტემის ვიბრაციაზე ზემოქმედება შეგვიძლია არ გავითვალისწინოთ. ამის მიზეზია ის, რომ ამწის და ურიკის რელსები სხვადასხვაა. მთლიანი რელსი და შედუღებული რელსების სექციებს შორის პირაპირი გამოყენება სიმდოვრის უზრუნველყოფისათვის.

მაშასადამე, ურიკის თვლები განიცდიან მცირე აღმზნები დატვირთვების მოქმედებას, რომელიც შეიძლება უგულველვყოთ. მთავარი კოჭის დრეკადი დეფორმაციის ნაწილს კომპენსირებას უკეთებს კოჭის საკუთარი წონა, დაკიდებული ტვირთის წონა, ურიკის წონა და ინერციის ძალები. ოპერატორის კაბინა განლაგებულია მთავარი კოჭის ბოლოში. მთავარი კოჭის დეფორმაცია y ღერძის მიმართულებით ნაკლებ გავლენას ახდენს კაბინაზე ან ოპერატორზე, ამიტომ იგი შეიძლება უგულველვყოთ ოპერატორის ვერტიკალური რხევების ანალიზისას.

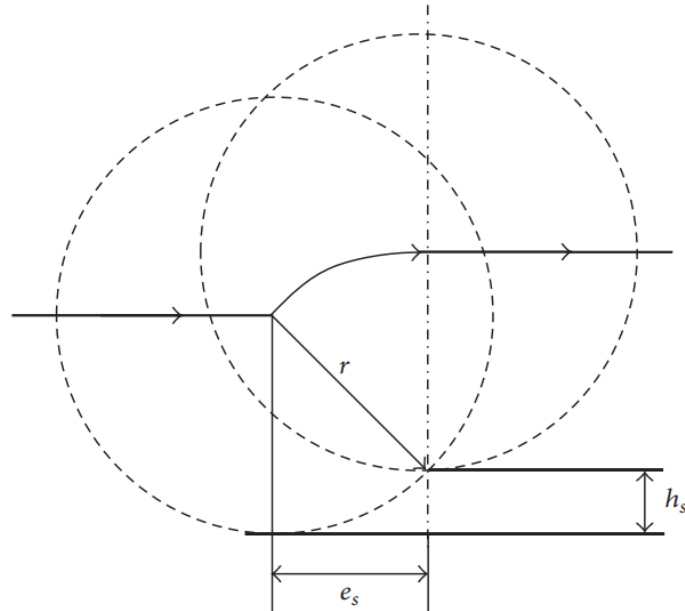
ჩავატაროთ ხიდური ამწის სავალი გზის უთანაბრობის ანალიზი.

რელსების დეფექტებით გამოწვეული ვიბრაციების ანალიზი ტარდება ვიბრაციულ სისტემაზე ურიკის მოძრაობის გავლენის გაუთვალისწინებლად.

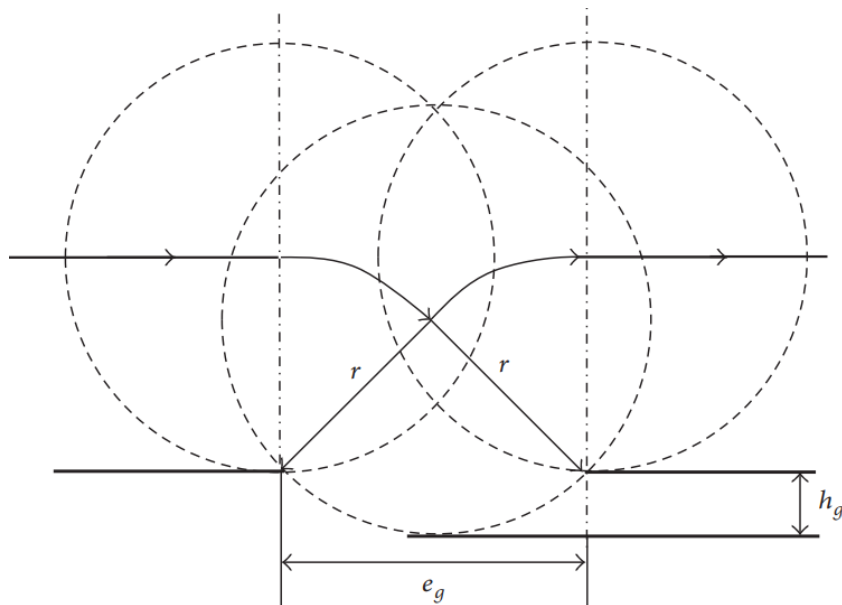
სტანდარტებითა და რეგლამენტებით გათვალისწინებულია რელსების სექციებს შორის ღრეჩოების მნიშვნელობები, თუმცა ამწის მუშაობისას გარემოს ფაქტორების ზემოქმედებით რელსის ფუნდამენტი განიცდის ცვალებადობას. მეორეს მხრივ ამწის ხანგრძლივი მუშაობაც მოქმედებს რელსებს შორის ღრეჩოებზე.

ნახ. 20-ზე მოყვანილია რელსების ორი მდგომარეობა, როდესაც ამწის სავალი თვალი მოძრაობს რელსების ორი დეფექტისას ბიჯისა და რელსების სექციებს შორის ღრეჩოს. გადახრები ნახ.20-ზე ნაჩვენებია საამწეო რელსების h_s და h_g დეფექტები, იმის გამო, რომ ეს მნიშვნელობები ძალიან მცირეა სავალი თვლის რადიუსთან შედარებით და ამწის წონა არის დიდი, ამწის წონა და უკანა თვლების ძვრა ვერტიკალური მიმართულებით

შეიძლება გამოვსახოთ როგორც სინუსის ან კოსინუსის კანონის შესაბამისად, რაც მოცემულია ნახ.21-ზე.



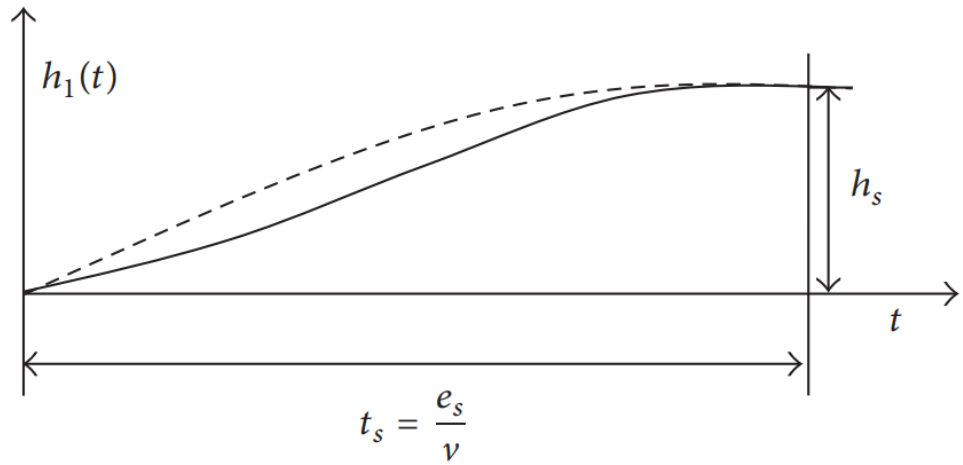
ა



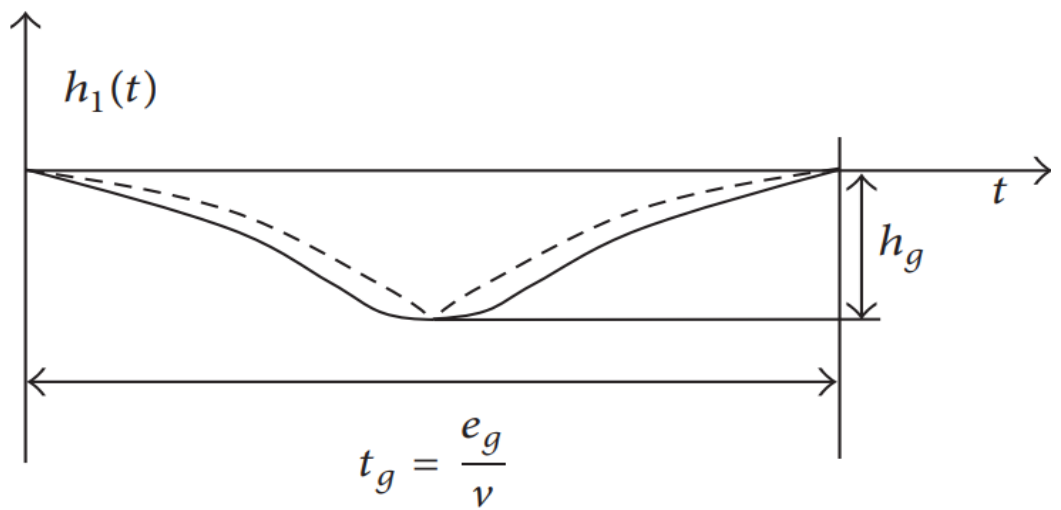
ბ

ნახ.20 ხიდური ამწის სავალი თვლები ცენტრების მოძრაობა რელსების სექციების შორის წარმოიქმნება: ა) საფეხურზე გადასვლისას; ბ) სავალი რელსების სექციებს შორის ღრეჩოს არსებობისას.

ნახ. 21-ზე მოყვანილია რელსების უთანაბრობის ფუნქციები.



ა



ბ

ნახ.21 რელსების უთანაბრობის ფუნქციები

ა) საფეხურზე გადასვლისას

ბ) სავალი რელსების სექციებს შორის ღრეჩოს არსებობისას

2.4 მომეტებული საფრთხის შემცველი მანქანა-დანადგარებში მიმდინარე დინამიკური პროცესების კვლევა დიაგნოსტიკების თანამედროვე მეთოდებით

2.4.1 ხიდურ ამწეებში დიაგნოსტიკების მეთოდების ანალიზი

მომეტებული საფრთხის შემცველი მანქანა-დანადგარების კერძოდ, ტვირთამწე მანქანების მიმდინარე დინამიკური პროცესების შეფასების მეთოდი წარმოადგენს მის სრულყოფილ დიაგნოსტიკებს. ამ დროს საინტერესოა ტექნიკური დიაგნოსტიკების ჩატარების ოპტიმალური მოდელის შემუშავება. საკვლევი სისტემის განუსაზღვრელობის ხარისხი ჩვენს მიერ შესწავლილი იქნა სისტემის ენტროპის საშუალებით, რისთვისაც ჩატარდა როგორც თეორიული ისე ექსპერიმენტალური კვლევა. ჩატარდა ტვირთამწე მანქანების დიაგნოსტიკური ნიშნებისა და მათი ურთიერთკავშირის ექსპერიმენტები, რისთვისაც შედგენილია ხიდური ამწის ტექნიკური მდგომარეობის შესაფასებლად ძირითადი კვანძებისა და ელემენტების ბლოკ-სქემა და შესაბამისად ჩატარდა ხიდური ამწის მექანიკური ნაწილის კვლევა.

მომეტებული საფრთხის შემცველი ობიექტების მუშაობისუნარიანობის შემოწმებამდე და ინსპექტირებამდე მანქანა-დანადგარების მდგომარეობის შეფასებისათვის აწარმოებენ მოწყობილობის ტექნიკურ დიაგნოსტიკას, რისთვისაც გამოიყენება ტექნიკური დიაგნოსტიკისა და საიმედოობის თეორიის სხვადასხვა მეთოდები და მათი ელემენტების დიაგნოსტიკების სხვადასხვა საშუალებები.

საკვლევი მომეტებული საფრთხის შემცველი ობიექტების სწორი, დროული ტექნიკური დიაგნოსტიკება საშუალებას მოგვცემს: ა) ობიექტის უსაფრთხოდ ექსპლოატაციის საშუალებას; ბ) ობიექტის მუშაობისუნარიანობის ამაღლებას; გ) ობიექტის ინსპექტირებისას ნაკლები დეფექტების არსებობას და ინსპექტირების, რაც მანქანა-დანადგარის მფლობელს მისცემს საშუალებას დაზოგოს დრო და ფინანსები.

ტექნიკური დიაგნოსტიკების ჩატარების მოდელი შემდეგია:

1. შესამოწმებელი ობიექტის ტექნიკური მდგომარეობის პარამეტრების და მათი მახასიათებლების შერჩევა;
2. ობიექტის დიაგნოსტიკებისას დიაგნოსტიკების ნიშნების შერჩევა;
3. დიაგნოსტიკის ამოცანის სწორი დასმა;
4. მოწყობილობის სწორი დიაგნოსტიკური მოდელისა და დიაგნოსტიკური პარამეტრების შერჩევა;
5. დიაგნოსტიკებისათვის საჭირო მეთოდების სწორი შერჩევა.

კვლევის მიზნად დავისახეთ მომეტებული საფრთხის შემცველი მანქანა-მოწყობილობების კერძოდ, ხიდური ამწისათვის ტექნიკური დიაგნოსტიკების თანამედროვე მეთოდების კვლევა და რეკომენდაციების შემუშავება.

მომეტებული საფრთხის შემცველი მანქანა-დანადგარების ტექნიკური მდგომარეობის შეფასებისათვის და ამასთან, დიაგნოსტიკური ნიშნების შერჩევისადმი ზოგადი მიდგომის არსი მდგომარეობს არსებული ინფორმაციის დაკარგვის ანალიზში, რაც თავის მხრივ განპირობებულია პარამეტრების არასრული კონტროლით [1, 2].

არსებულ თეორიაში ცენტრალური ადგილი უჭირავს „სისტემის ენტროპიის“ ცნებას, რომელიც ახასიათებს საკვლევი მანქანა-დანადგარების (სისტემის) განუსაზღვრელობის ხარისხს.

საკვლევი სისტემის ენტროპია $H(E)$, რომელსაც თუ დაუშვებთ, რომ აქვს n - შესაძლო მდგომარეობა და შესაბამისი ალბათობებს აღვნიშნავთ $P(E_1), P(E_2)...P(E_n)$ მაშინ სისტემის ენტროპია განისაზღვრება ფორმულით

$$H(E) = \sum_{i=1}^n P(E_i) \log \frac{1}{P(A_i)} = - \sum_{i=1}^n P(E_i) \log P(E_i) \quad (1)$$

საკვლევი სისტემის ენტროპიის გაანგარიშებისას ხშირად იყენებენ ორობით ლოგარითმსაც, მაშინ ფორმულას ექნება სახე:

$$H(E) = -\sum_{i=1}^n P(E_i) \log_2 P(E_i) \quad (2)$$

ზოგადად საკვლევი სისტემის ჯამური ენტროპია წარმოადგენს სისტემების სხვადასხვა მდგომარეობის ენტროპიების საშუალო მნიშვნელობას.

$$H(E) = \sum_{i=1}^n P(E_i) H(E_i) \quad (3)$$

სადაც $H(E_i)$ წარმოადგენს საკვლევი სისტემის ცალკეული მდგომარეობის განუსაზღვრელობის შეფასებას და გამოითვლება ფორმულით

$$H(E_i) = \log_2 [1 / P(E_i)] \quad (4)$$

რთული საკვლევი სისტემის ენტროპია, რომელიც ორ A და B სისტემას აერთიანებს, შეგვიძლია გამოვთვალოთ ფორმულით:

$$H(AB) = -\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m P(A_i B_j) \log_2 (A_j B_i) = n \frac{1}{n} \log_2 n = \log_2 n \quad (5)$$

თუ A და B არის სტატიკურად დამოუკიდებელი საკვლევი სისტემები, ჯამური ენტროპია $H(AB)$ ტოლია A და B სისტემების ენტროპიების ჯამის

$$H(AB) = H(A) + H(B) \quad (6)$$

თუკი საკვლევი სისტემები A და B სტატიკურად დამოკიდებულეები არიან ერთმანეთზე $H(AB)$ რთული სისტემის ენტროპია

$$H(AB) = H(A) + H(B/A) \quad \text{ან}$$

$$H(AB) = H(B) + H(A/B) \quad (7)$$

სადაც $H(B/A)$ და $H(A/B)$ - შესაბამისად არის B საკვლევი სისტემის პირობითი ენტროპია A სისტემის მიმართ და A სისტემის პირობითი ენტროპია B საკვლევი სისტემის მიმართ.

სიდიდე $H(B/A)$ არის B საკვლევი სისტემის ენტროპიის საშუალო (მოსალოდნელი) მნიშვნელობა A სისტემის სხვადასხვა შესაძლო რეალიზაციისას, რომელიც იანგარიშება ფორმულით:

$$H(B/A) = \sum_{i=1}^n P(A_i) H(B/A_i) = - \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m P(A_i) P(B_j/A_i) \log_2 P(B_j/A_i) \quad (8)$$

პირობითი ენტროპია $H(B/A)$ ახასიათებს A და B საკვლევი სისტემების სტატისტიკურ კავშირს. თუკი ასეთი კავშირი არ არსებობს,

$$P(B_j/A_i) = P(B_j)$$

$$H(B/A_i) = H(B/A) = H(B) \quad (9)$$

ტექნიკურ დიაგნოსტიკაში საკვლევი სისტემის ტექნიკური მდგომარეობის სრულ ინფორმაციას განსაზღვრავენ, როგორც კვლევის შედეგად მოპოვებამდე და მოპოვების შემდეგ ინფორმაციების ენტროპიების სხვაობას.

თუკი საწყისი საკვლევი სისტემის ენტროპია არის $H(A)$, ხოლო ინფორმაციის მიღების შემდეგ იგი გახდა $H^*(A)$, მაშინ მიღებული ინფორმაცია ტოლი იქნება:

$$J = H(E) - H^*(E) \quad (10)$$

K საკვლევი სისტემის საშუალო ინფორმაციულობა E საკვლევ სისტემასთან შეფარდებით განისაზღვრება ფორმულით:

$$J_E(K) = H(E) - H(E/K) \quad (11)$$

მაშასადამე ინფორმაცია კვლევის შედეგად მოპოვებული განისაზღვრება როგორც საკვლევი ობიექტის თავდაპირველი ენტროპიის და ენტროპიის ახალ მნიშვნელობას შორის სხვაობა, როდესაც ცნობილია გახდა კონტროლირებადი დიაგნოსტიკური ნიშნების მნიშვნელობანი და მათი ალბათური კავშირი ობიექტის ტექნიკურ მდგომარეობასთან.

2.4.2 ტვირთამწე მანქანების დიაგნოსტიკური ნიშნებისა და მათი ურთიერთკავშირის ექსპერიმენტალური კვლევა მათში მიმდინარე დინამიკური პროცესების გათვალისწინებით

მომეტებული საფრთხის შემცველი მანქანა-დანადგარების (ტვირთამწე მანქანების) დიაგნოსტიკების ძირითადი ასპექტების შესწავლა და დიაგნოსტიკური ნიშნებს შორის ურთიერთკავშირის შესწავლისას კვლევის ძირითადი მიმართულებებად დავისახეთ:

1. საკვლევი ობიექტის დიაგნოსტიკური ნიშნების ინფორმატიულობის კვლევა, რაც შეისწავლის ცალკეული საკვლევი სისტემების ინფორმაციების ინფორმატიულობას და მათ შორის ურთიერთკავშირს;

2. საკვლევი ობიექტის დიაგნოსტიკური ნიშნების მგრძობიარობა და დიაგნოსტიკური ღირებულება. დაწვრილებით განიხილება დიაგნოსტიკური ნიშნების ერთობლიობის ძირითადი თვისებები, რომელსაც ეკუთვნის დიაგნოსტიკური მგრძობიარობა და ღირებულება

3. დიაგნოსტიკური ნიშნების მგრძობიარობა ამ შემთხვევაში განისაზღვრება მისი მნიშვნელობის ხარისხით, საკვლევი სისტემის სტრუქტურული პარამეტრების ცვლილებებისას.

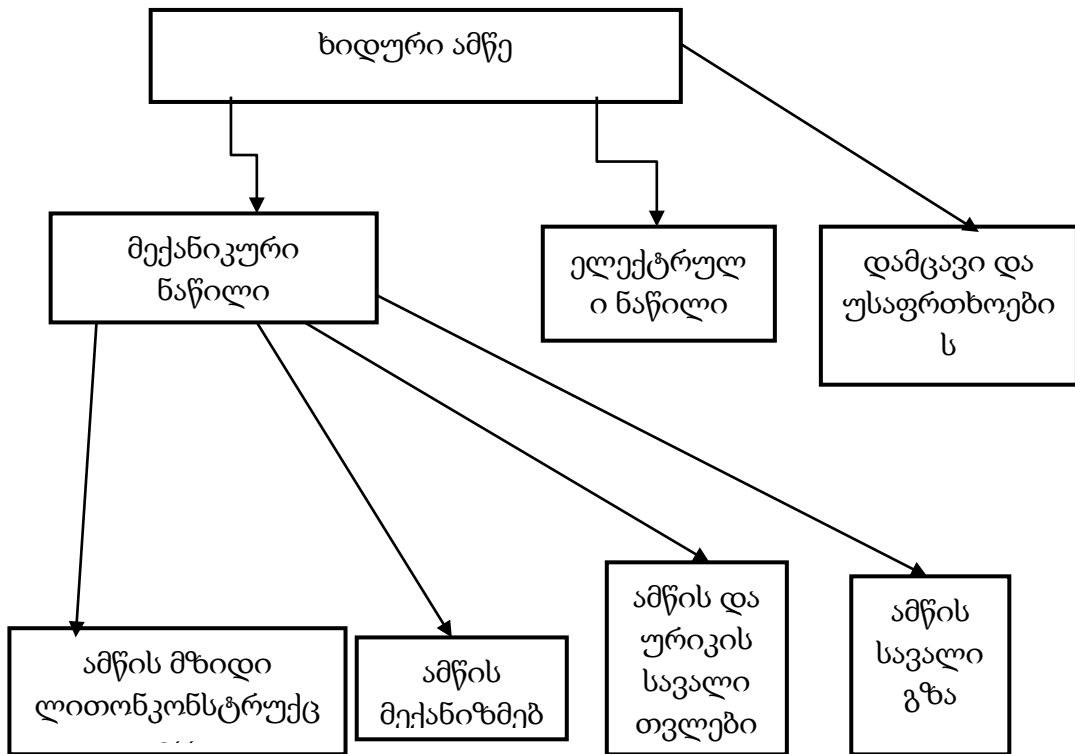
4. ტვირთამწე მანქანის დიაგნოსტიკების ობიექტის კონტროლის სისრულისა და კვლევის სიღრმის მტყუნებების განსაზღვრა; კონტროლის უტყუარობაში იგულისხმება საკონტროლო ობიექტის რეალური ტექნიკური მდგომარეობის შედეგების ასახვა ობიექტურობის ხარისხით.

ჩვენს მიერ ჩატარებული ტვირთამწე მანქანების დიაგნოსტიკური ნიშნებისა და მათი ურთიერთკავშირის ექსპერიმენტალური კვლევისას გაანალიზებულ იქნა:

ა) დიაგნოსტიკური ნიშნების სახეები;

ბ) დიაგნოსტიკური ნიშნების გავლენა ტვირთამწე მანქანების ძირითად მუშაობისუნარიანობის კრიტერიუმებზე, რაც გავლენას ახდენს დინამიკურ პროცესებზე.

ნახ.22-ზე მოცემულია ჩვენს მიერ ჩატარებული ხიდური ამწის კვლევისას მისი ტექნიკური მდგომარეობის შესაფასებლად ძირითადი კვანძებისა და ელემენტების ბლოკ-სქემა.



ნახ. 22 ხიდური ამწის კვანძებისა და ელემენტების ბლოკ-სქემა

ექსპერიმენტალური კვლევისათვის გამოყენებული იქნა ს.ს. „RMG Cooper“-ის 20/5 ტ. ტვირთამწეობის ხიდური ამწე.

ხიდური ამწის დიაგნოსტიკური ნიშნების კვლევისათვის გამოყოფილი იქნა მისი შემდეგი ელემენტები:

1. მექანიკური ნაწილი - რომელიც შედგება მზიდი ლითონკონსტრუქციისაგან, ურიკისაგან, მექანიზმებისაგან, ამწის სავალი გზისგან.

2. ელექტრული ნაწილი - რომელიც შედგება ამწის მართვის სისტემისაგან, კვების სისტემისაგან.

3. დამცავი და უსაფრთხოების მოწყობილობებისაგან - შედგება მოძრაობის (შემზღვევლებისაგან) ბოლო გამომრთველებისაგან, მახლოკირებელი მოწყობილობისაგან.

4. საკვლევი ხიდური ამწის თოთოეული ელემენტი თავის მხრივ შეიცავს კვანძებსა და დეტალებს, რომელთაც მნიშვნელოვანი გავლენა აქვს ხიდური ამწის ტექნიკურ მდგომარეობაზე და მათში აღმოჩენილი დეფექტები გარკვეულ გავლენას ახდენენ ამწის მუშაობისუნარიანობაზე.

ხიდური ამწის დინამიკური კვლევისას მექანიკურ ნაწილში უპირველესია მზიდი ლითონკონსტრუქცია, რომლის მდგომარეობა მეტწილად განსაზღვრავს სრულად ამწის მუშაობისუნარიანობას. ყოველივე ეს აღმოჩენილი დეფექტების გავრცელებული სახეებია, რაც მისი ექსპლუატაციიდან გამოსვლას იწვევს. ხიდის დეფორმაცია - შეიძლება გამოწვეულ იყოს ლითონის დაღლილობით, ექსპლუატაციისას ამწის გადატვირთვით, მექანიზმების (კერძოდ ამწის გადასაადგილებელი მექანიზმების) გაუმართაობით, ელექტრულ ნაწილში აღმოჩენილი დეფექტებით, უსაფრთხოების მოწყობილობების გაუმართაობით (მოძრაობის გამთიშველების და შემზღვევლების) ამწის სავალი თვლების კვანძებში აღმოჩენილი დეფექტებით და ა.შ. აღნიშნული დადასტურებულია ხიდური ამწეებზე ჩატარებული მრავალრიცხოვანი ექსპერიმენტალური კვლევით.

აღნიშნულის ანალიზი გვამლევს საშუალებას დავასკვნათ, რომ ხიდური ამწის მუშაობისუნარიანობის შემოწმებისას, მასში მიმდინარე არსებული დიაგნოსტიკური მეთოდების გამოყენებისას, აგრეთვე დინამიკური პროცესების კვლევისას დიაგნოსტიკური ნიშნებს შორის არსებობს ურთიერთკავშირი, რაც გვამლევს ამ მიზნით შემდგომი კვლევების ჩატარების დაგეგმვას.

ხიდური ამწის დინამიკური კვლევების ჩატარებით დადგინდა, რომ ხიდური ამწის ელექტრული ნაწილი უშუალოდ ზემოქმედებს ამწის მუშაობისუნარიანობაზე და გავლენა აქვს მექანიკური ნაწილის შემადგენელ ელემენტებზე და კვანძებზე. კვლევის შედეგად აღმოჩნდა, რომ ელექტრული ნაწილის ზოგიერთ გაუმართაობას გავლენა აქვს ამწის მზიდ ლითონკონსტრუქციაზე, კერძოდ იწვევს ბზარებს ლითონში, დეფორმაციას.

დასკვნა

1. მიღებულია ხიდური ამწის, როგორც მრავალმასიანი სივრცითი სისტემის მოდელი, რომელიც შესაძლებელია გამოყენებულ იქნას ამწის გადაადგილების ელექტროამძრავთან ერთობლიობაში.

2. შემუშავებული სქემისა და მოდელის გამოყენებით ჩატარდა ხიდური ამწის გაანგარიშებები ორ შემთხვევაში: ა) არ ვითვალისწინებთ დრეკადი კავშირებს, ვითვალისწინებთ, ტვირთის დაკიდების სიხისტისა და სავალი თვლის ქიმის რელსთან ხახუნს; ბ) დრეკადი კავშირებით ტვირთის დაკიდების სიხისტისა და ამწის სავალი თვლის ქიმი ამწის სავალ რელსთან ხახუნის გათვალისწინებით; გ) კვლევის შედეგად მივიღეთ ხიდური ამწის გადასადგილებელი მექანიზმში მიმდინარე დინამიკური პროცესების ამსახველი გრაფიკები.

3. როდესაც ხიდური ამწის რელსის სავალი თვლის ქიმი ეხება რელსს ხდება დატვირთვის მყისიერი გაზრდა სიჩქარისა და მომენტის რხევებით.

4. ამწის გადახრა თანაბარ პირობებში სწრაფად ხდება დრეკად კავშირებიანი სისტემებში, ვიდრე ხისტ სისტემებში,

5. ტორსული კოჭის ცენტრის გადახრა დრეკადი კავშირებიანი ამწის სისტემისათვის უმნიშვნელოა. ამწისათვის ხისტი სისტემით ტორსული კოჭის ცენტრის გადანაცვლება მნიშვნელოვანია და შესაძლოა მიაღწიოს რელსის თავსა და სავალი თვლის ქიმს შორის ღრეჩოს მნიშვნელობას.

6. გამოკვლევებში გამოყენებული იქნა ცნობილი დინამიკური მოდელი ზოგიერთი დამატებითი შესწორებებით, რათა შექმნილიყო უფრო ზუსტი მოდელი. რისთვისაც შემოღებულია შემდეგი შესწორებები: ბაგირის სიხისტე მიღებულია მუდმივი, დამატებით გათვალისწინებულია მუშაობის პირობები, შერჩეულია ყველაზე პრობლემური დინამიკური დატვირთვების თვალსაზრისით მუშაობის პირობები, ამწის დემფირების ეფექტში გავითვალისწინეთ კონსტრუქცია და ბაგირი, გათვალისწინებულია

დამტვირთავი ძალა კვადრატული განტოლების ფორმით, ხოლო სამუხრუჭე ძალა მიღებულია როგორც მუდმივი.

4. ხიდური ამწის პროექტირებისას უფრო მნიშვნელოვანი პარამეტრები, რომლებიც ექვემდებარებიან ანალიზს არის - საყრდენი კონსტრუქციის ჩაღუნვის სიდიდე და ხიდის მალის შუაში ძაბვის მნიშვნელობა მითუმეტეს რომ აღნიშნული პარამეტრები რეგულირდება, როგორც ადგილობრივი ისე საერთაშორისო სტანდარტებით.

5. შემუშავებულია ხიდური ამწის ტვირთის აწევის აჩქრებისას მათემატიკური მოდელი ხიდური ამწის დინამიკური განტოლებები ტვირთამწევი მექანიზმის არასტაბილური (გაშვების) მუშა რეჟიმში მუშაობისას.

6. შემუშავებულია ტვირთის ჩამოშვებისას ხიდური ამწის დამუხრუჭების რეჟიმში მათემატიკური მოდელი, ამასთან მიღებულია ხიდური ამწის დინამიკური განტოლებები.

7. შექმნილი მათემატიკური მოდელების გამოყენებით ჩატარდა გაანგარიშებები ორი შემთხვევისათვის დრეკადი კავშირების გაუთვალისწინებლად, თუმცა ტვირთის დაკიდების სიხისტისა და სავალი თვლის ქიმის რელსთან ხახუნის გათვალისწინებით და დრეკადი კავშირების ტვირთის დაკიდების სიხისტისა და სავალი თვლის ქიმის რელსთან ხახუნის გათვალისწინებით;

8. კვლევის შედეგად ხიდური ამწის მზიდი კონსტრუქცია წარმოდგენილია, როგორც ერთიანი კონცენტრირებული მასა, დაყვანილი ტვირთის დაკიდების ადგილზე.

9. შედგენილია მათემატიკური მოდელი ტვირთამწევი მექანიზმის არასტაციონალური რეჟიმით მუშაობისას.

10. არსებული პრობლემების ამოხსნისათვის გამოყენებულ იქნა ამწის მართვის სისტემა, რომელმაც საშუალება მოგვცა დაგვეცვა ამწის გადაადგილების სინქრონულობა. რომლის ანალიზისათვის შევქმენით გადასაადგილებელი მექანიზმის მოდელი.

11. ტვირთის ჩამოშვების პროცესში ხიდური ამწის დინამიკური მოდელი, შედგენილია და ჩატარებულია ხიდური ამწეების დინამიკური ოპტიმიზაცია და ოპერატორი-ამწე-ვიბრაცია სისტემის მათემატიკური მოდელირება, შემუშავებულია ხიდური ამწის სისტემის „ოპერატორი-ამწე-რელსი“ ვიბრაციის მოდელი.

12. ჩატარებულია ხიდური ამწის ვიბრაციის სისტემის მათემატიკური მოდელირება როდესაც ამწე გადაადგილდება რელსებზე ტვირთის ჩატვირთვის ან გადმოტვირთვისას.

13. გაანალიზებულია დამატებითი დინამიკური დატვირთვები და შესწავლა მათი გავლენა ხიდური ამწის დინამიკურ სისტემაზე.

14. ხიდური ამწის ძირითადი ფაქტორები გათვალისწინებული იქნა ვიბრაციის მათემატიკური მოდელის „ადამიანი-ამწე-რელსი“ სისტემის შედგენისას. დადგენილ იქნა რომ ხიდური ამწის კონსტრუქციის ვიბრაციის ძირითად მიზეზს წარმოადგენს რელსის ძვრა და დეფექტები, და ამწის გადასადგილებელი მექანიზმების დეფექტები.

15. შემუშავებულია ტვირთის ჩამოშვებისას ხიდური ამწის დამუხრუჭების რეჟიმში მათემატიკური მოდელი, ამასთან მიღებულია ხიდური ამწის დინამიკური განტოლებები.

16. მიღებულია ტვირთამწევი მექანიზმის არასტაციონალურ რეჟიმში მუშაობისას დიფერენციალური განტოლებები.

17. შემუშავებულია ტვირთის ჩამოშვებისას ხიდური ამწის დამუხრუჭების რეჟიმში მათემატიკური მოდელი.

18. მიღებულია დამოკიდებულება q_1 -სა და დროს შორის ხიდური ამწით ტვირთის ჩამოშვების პროცესში დამუხრუჭების რეჟიმში

19. გამოსაკვლევი მომეტებული საფრთხის შემცველი ობიექტის, კერძოდ, ხიდური ამწის გამართული დროული ტექნიკური დიაგნოსტირება საშუალებას გვაძლევს: ა) საკვლევი ობიექტის უსაფრთხოდ ექსპლოატაციის ჩატარების შესაძლებლობას; ბ) ობიექტის მუშაობისუნარიანობის ამაღლებას; გ) ობიექტის ინსპექტირებისას ნაკლები დეფექტების აღმოჩენას,

რაც საშუალებას მოგვცემს სწრაფი ინსპექტირების და, რაც მთავარია დაიზოგოს დრო და ფინანსები.

20. დიაგნოსტიკური ნიშნების შერჩევა და შეფასების მეთოდების გამკვლევა, სწორად წარმართული ტექნიკური დიაგნოსტიკების საფუძველია, რაც დადასტურდა ტვირთამწე მანქანების ექსპერიმენტალური კვლევის ჩატარების შედეგად დიაგნოსტიკური ნიშნებისა და მათი ურთიერთკავშირის ანალიზის საფუძველზე.

გამოყენებული ლიტერატურა

1. J. L. Kelsey, R.J. Hardy, „Driving of motor vehicles as a risk factor for acute herniated lumbar intervertebral DISC”, *Amerikan Journal of Epidemiology*, vol. 102, no.1, pp.63-73, 1975.
2. Y. Xu, E. Bach, E. Orhede, „Work environment and low back pain: the influence of occupational activities”, *Occupational and Environmental Medicine*, vol.54, no.10, pp. 741-745, 1997.
3. S. Schvarze, G. Notbohm, H. Dupuis, E. Hartung, „Dose-response relationships between whole-body vibration and lumbar disk disease a field study on 388 drivers of different vehicles”, *Journal of Sound and Vibration*, vol. 215, no.4, pp. 613-628, 1998.
4. M. Bovenzi, I. Pinto, N Stacchini, “Low back pain in port machinery operators”, *Journal of Sound and Vibration*, vol. 153, no. q, pp. 3-20, 2002.
5. M. Bovenzi, “A longitudinal study of low back pain and daily vibration exposure in professional drivers”, *Industrial Health*, vol. 48, no 5, pp. 584-595, 2010.
6. P. K. Ray, V. K Tewari, “Ergonomic design of crane cabins: a case study from a steel plant in India”, *Work*, vol. 41, no. 1, pp. 5972-5976, 2012.
7. D. Grogan, R. Wells, and J. Dalton, “The health effects of whole body vibration on overhead crane operators,” in *Proceedings of the Human Factors Association of Canada*, vol. 25, pp. 277, Human Factors Association of Canada, 1992.
8. P. M. Bongers, H. C. Boshuizen, C. T. J. Hulshof, and A. P. Koemeester, “Back disorders in crane operators exposed to whole-body vibration,” *Internacional Archives of Occupational and Environmental Health*, vol. 60, no 2, pp. 129-137, 1988.
9. P. M. Bongers, C. T. J. Hulshof, L. Dijkstra, H. C. Boshuizen, H. J. M. Groenhout, E Valken, “Back pain and exposure to whole body vibration in helicopter pilots,” *Ergonomics*, vol. 33, no. 8, pp. 1007-1026, 1990.
10. A. Burdorf, H. Zondervan, “ An epidemiological study of low-back pain in crane operators, *Ergonomics*, vol. 33, no. 8, pp. 981-987, 1990.

11. A. Burdorf, B. Naaktgeboren, and H. C. M. de Groot, "Occupational risk factors for low back pain among sedentary workers," *Journal of Occupational Medicine*, vol. 35, no. 12, pp. 1213-1220, 1993.
12. S. Piccinni, T. Marchi, A. Lorusso, and G. Magarotto, "The prevalence of spondylopathies among the crane operators in the port of Venice," *La Medicina Del Lavoro*, vol. 83, no. 2, pp. 146- 149, 1992.
13. M. Euler and U. Kuhlmann, "Crane runways- fatigue evaluation of crane rail welds using local concepts," *International Journal of Fatigue*, vol. 33, no 8, pp. 1118-1126, 2011.
14. Z. Domazet, F. Luk sa, and M. Bugarin , "Failure of two overhead crane shafts," *Engineering Failure Analysis*, vol. 44, pp. 125-135, 2014.
15. G. P. Raymond, "Failure and reconstruction of gantry crane ballasted track," *Canadian Geotechnical Journal*, vol. 38, no3, pp. 507-529, 2001.
16. J. Kulka, M. Mantic, G Fedorko, and V. Molnar, "Analysis of crane track degradation due to operation," *Engineering Failure Analysis*, vol.59, pp 384-395, 2016.
17. P. Rettenmeier, E. roos, S. Weihe, and X. Schuller. "Assessment of mixed mode crack propagation of crane runway grinders subjected of cyclic loading," *Engineering Fracture Mechanics*, vol. 153, pp. 11-24, 2016.
18. International Organization of Standardization ISO, "Mechanical vibrationa and shock_evaluation of human exposure to whole-body vibration-part 1: general requirements," ISO 2631- 1, ISO, Geneva, Switzerland, 2011.
19. D. C. D Oguamanam, J. S. Hansen, and G. R. Hepplerm "Dynamic response of an overhead crane system," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 213, no 5, pp. 889-906, 1998.
20. J. Huang, Z. Liang, and Q. Zang, "Dynamics and swing control of double-pendulum bridge cranes with distributedmass beams," *Mechanical Systems & Signal processing*, vol. 54-55, pp. 357-366, 2015.
21. E.M. Abdel-Rahman and A. H. Nayfeh, "Two-dimensional control for ship-mounted cranes: a feasibility study," *JVC/Journal of Vibration and Control*, vol.9, no. 12, pp. 1327-1342, 2003.
22. Z. N. Masoud, A. H. Nayfeh and N. A. Nayfeh, "Sway reduction on quay-side container cranes using delayed feedback controller: simulations and

- experiments,” *Journal of Vibration and Control*. Vol. 11. No. 8, pp. 1103-1122, 2005.
23. Z. N. Masoud and A. H. Nayfeh, “Sway reduction on container cranes using delayed feedback controller,” *Nonlinear Dynamics*, vol. 34, no. 3-4, pp. 347-358, 2003.
 24. J.-J. Wu, “Transverse and longitudinal vibrations of a frame structure due to a moving trolley and the hoisted object using moving finite element,” *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 50, no. 4, pp. 613-625, 2008.
 25. N. D. Zrnica, V.M Gasic, and S. M. Bosnjak, “Dynamic responses of a gantry crane system due to a moving body considered as moving oscillator,” *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, vl. 15, no 1, pp. 243-250, 2015.
 26. O. Caglayan, K. Ozakgul, O. Tezer, and E. Uzgider, “Fatigue life prediction of existing crane runway grids,” *Journal of Constructional Steel Research*, vol. 66, no. 10, pp. 1164-1173, 2010.
 27. P. Rettenmeier, E. Roos, and S. Weihe, “Fatigue analysis of multiaxially loaded crane runway structures including welding residual stress effects,” *International Journal of Fatigue*, vol. 82, pp. 179-187, 2016.
 28. J. Kulka, M. Mantic, G. Fedorko, and V. Molnar, “Failure analysis of increased rail wear of 200 tons foundry crane track,” *Engineering Failure Analysis*, Vol. 67, pp. 1-14, 2016.
 29. C. Klinger, “Failures of cranes due to wind induced vibrations,” *Engineering Failure Analysis*, vol. 43, pp. 198-220, 2014.
 30. D. C. D. Oguamanam, J. S. Hansen, and G. R. Heppler, “Dynamics of a three-dimensional overhead crane system,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 242, no. 3, pp. 411-426, 2001.
 31. International Organization of Standardization, “Mechanical vibration and shock-evaluation of human exposure to whole-body-part 1: general requirements,” ISO 2631-1, ISO, Geneva, Switzerland, 2011.
 32. G. S. Paddan and M. J. Griffin, “Evaluation of whole-body vibration in vehicles,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 253, no. 1, pp. 195-213, 2002.
 33. G. S. Paddan and M. J. Griffin, “Effect of seating on exposures to whole-body vibration in vehicles,” *Journal of Sound & Vibration*, Vol. 253, no. 1, pp. 215-241, 2002.

34. T. H. Langer, M. K. Ebbesen, and A. Kordestani, "Experimental analysis of occupational whole body vibration exposure agricultural tractor with large square baler," *International Journal of Industrial Ergonomics*, vol. 47, pp. 79-83, 2015.
35. Y. Zhou and S. Chenm "Vihicle ride comfort analysis with wholebody vibration on long-span bridges subjected to crosswind," *Journal of wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 155, pp. 126-140, 2016.
36. Y. Yang, W. ren, L. Chen, M. Jiang, and Y. Yang, "Study on ride cmfort of tractor with tandem suspension based on multibody system dynamics," *Applied Mathematical Modelling*, vol. 33, no. 1, pp. 11-33, 2009.
37. S.-L. Tung, Y.-T Juang, W.-H Lee, W.-Y. Shieh, and W.-Y. Wu, "Optimization of the exponential stabilization problem in active system using PSO," *Expert System with Applications*, vol. 38, no. 11, pp. 14044-14051, 2011.
38. X. Zhang, R. X. Gao, R. Yan, X. Chem, C. Sun, and Z. Yang, "Multivariable wavelet finite element-based vibration model for quantitative crack identification by using particle swarm optimization," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 375, pp. 200-216, 2016.
39. R. Thangaraj, M. Pant, A. Abraham, and P. Bouvry, "Practicle swarm optimization: hybridization perspectives and experimental illustrations," *Applied Mathematics & Computation*, vol. 217, no. 12, pp. 5208-5225, 2011.
40. M. Marianaki, Y. Marinakis, and G. E. Stavroulakis, "Vibration control of beams with piezoelectric sensors and actuators using particle swarm optimization," *Expert Systems with Applications*, vol.38, no. 6, pp. 6872-6883, 2011.
41. M. Korurek and B. Dogan, "ECG beat classification using particle swarm optimization and radial basis function neural network," *Expert Systems with Applications*, Vol. no. 12, pp. 7563-7569, 2010.
42. S.-W. Fei, "Diagnostic study on arrhythmia cordis based on particle swarm optimization-based support vector machine," *Expert Systems with Applications*, vol. 37, no. 10, pp. 6748-6752, 2010. S.-W.
43. International Organization of Standardization, "Cranes- design principles for loads and load combinations-part 1: general requirments," ISO, Geneva, Switzerland, 2012.

44. International Organization of Standardization, “Cranes- tolerances for wheels and travel and traversing tracks- part 1: general requirements,” ISO, Geneva, Switzerland, 2012. Shock and Vibration.
45. B. Zheng, X. Gao, and C. Xhang, “Radial integration BEM for vibration analysis of two- and three-dimensional elasticity structures,” Applied Mathematics and Computation, vol. 277, pp. 111-126, 2016.
46. T.-C. Chen, C. Su, Z.-Q. Hu, and H.-T. ma, “An explicit Time-domain method in sensitivity analysis of non-stationary random responses,” Journal of Vibration Engineering, vol. 28, no. 4, pp. 503-509, 2015 (Chinese).
47. Z. Hu, C. Su, T. Chem, and H. Ma, “An explicit time-domain approach for sensitivity analysis of non- stationary random vibration problems,” Journal of Sound and Vibration, vol. 382, pp. 122-139, 2016.
48. M. J. Griffin and E. M. Whitham, “Individual variability and its effect on subjective and biodynamic response to whole-body vibration,” Journal of Sound and Vibration, vol. 58, no. 2, pp. 239-250, 1978.
49. Q. Yang, X. Li, H. Cai. Y-M. Hsu, J. Lee, C. Hung Yang, Z. Li Li, and M. Yi Li. Fault prognosis of industrial robots in dynamic working regimes: Find degradation in variations. Measurement, 173:108545, 2021. Doi: 10.1016/j.measurement.2020,108545.
50. S. Wang, Z. Ren, G. Jin, and H. Chen. Modeling and analysis of offshore crane retrofitted with cable-driven inverted tetrahedron mechanism.
51. Q. Jiao, B. Li, Y. Qin, F. Wang, J. Gu, J Wang, and C. Mi, Research on dynamic characteristics of lifting rope-breaking for the nuclear power crane. Journal of Failure Analysis and Prevention, 21:1220-1230, 2021. Doi: 10.1007/s11668-01154-2.
52. D. Cekus, P. Kwiaton, and T. Geisler. The dynamic analysis of load motion during the interaction of wind pressure. Meccanica, 56:785-796, 2021. Doi:10.1007/s11012-020-01234-x.
53. J. Yuan, C. Schwingshackl, C. Wong, and L. Salles. On an improved adaptive reduced-order model for the computation of steady-state vibrations in large-scale non-conservative systems with friction joints. Nonlinear Dynamics, 103:3283-3300, 2021. Doi:10.1007/s11071-020-05890-2.

54. H. Zhu, J. Li, W. Tian, S. Weng, Y. Peng, Z. Zhang, and Z. Chen. An enhanced substructure-based response sensitivity method for finite element model updating of large-scale structures. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 154:107359, 2021. Doi: 10.1016/j.ymssp.2020.107359.
55. I. Golvin and S. Palis. Robust control for active damping of elastic gantry crane vibrations. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 121:264-278, 2019. Doi: 10.1016/j.ymssp.2018.11.005.
56. L. Sowa, W. Piekarska, T. Skrypczak, and P. Kwiaton. The effect of restraints type on the generated stresses in gantry crane beam. *MATEC Web Conferences*, 157:02046, 2018. Doi: 10.1051/mateconf/201815702046.
57. Y.A. Onur and H. Gelen. Design and deflection evaluation of a portal crane subjected to traction load. *Materials Testing*, 62(11):1131-1137, 2020. Doi: 10.3139/120.111597.
58. Y.A. Onur and H. Gelen. Investigation on endurance evaluation of portal crane: experimental, theoretical and finite element analysis. *Materials Testing*, 62(4):357-364. 2020. Doi: 10.3139/120.111491.
59. A. Komarov, A. Grachev, A. Gabriel, and N. Mokhanova. Simulation of the misalignment process of an overhead crane in Matlab/Simulink. *E3S Web Conferences*, 304:02008, 2021. Doi: 10.1051/e3sconf/202130402008.
60. A. Cibicik, E. Pedersen, and Egeland. Dynamics of luffing motion of flexible knuckle boom crane actuated by hydraulic cylinders. *Mechanism Machine Theory*, 143:103616, 2020. Doi: 10.1016/j.mechmattheory.2019.103616. 202 M. COLIC, N. PERVAN, M. DELIC, A.J. MUMINOVIC, S. ODZAK. V. HADZIABDIC.
61. D. Cekus and P. Kwiaton. Effect of the rope system deformation on the working cycle of the mobile crane during interaction of wind pressure. *Mechanism and Machine Theory*, 153:104011, 2020, doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2020.104011.
62. D. Ostric, N. Zrnica, and A. Brkic. A modeling of bridge cranes for research of dynamic phenomena during their movement. *Tehnika- Masinstvo*, 51 (3-4):1-6, 1996.
63. T. Wang, N. Tan, X. Zhang, G. Li, S. Su, J. Zhou, J. Qiu, Z. Wu, Y. Zhai, and R. Donida Labati. A time-varying sliding mode control method for distributed-mass

- double pendulum bridge crane with variable parameters. *IEEE Access*, (:75981-75981-75992, 2021, doi: 10.1109/access. 10.1109/access. 2021.3079303.
64. S. dedijer. Dynamic coefficients in operation of bridge cranes of small and medium load capacity. D.Sc. Thesis, Faculty of Mechanical Engineering, Belgrade, Jugoslavia, 1970.
 65. D. Scap. Dynamic loads of the bridge crane when lifting loads. *Tehnika-Strojastvo*, 24(6):307-315, 1982.
 66. D. Ostric, A. Brkic, and N. Zrnic. The analysis of influence of swing of the cargo and rigidity of driving shafts of mechanism for moving to the dnamic behaviour of the bridge crane. *Proceeding of IX IFToMM Congress, Milano, 1995.*
 67. D. ostrich, A. Brkic, and N. Zrnic. The analysis of bridge cranes dynamic behaviour during the work of hoisting mechanism. *Proceedings of XIV IcoMHaW, Faculty of mechanical Engineering, Belgrade, 1996.*
 68. M. Delicm Colicm E. Mesic, and N. Pervan. Analytical calculation and FEM analysis main grider double grider bridge crane. *TEM Journal*, 6(1):48-52, 2017. Doi: 10.18421/TEM61-07.
 69. M. Delic, N. Pervan, M. Colic, and E. Mesic. Theoretical and experimental analysis of the main grider double grider bridge cranes. *International Journal of Advanced and Applied Sciences*, 6(4):75-80, 2019. Doi: 10.21833/ijaas.2019.04.009.
 70. D. Ostric, A. Brkic, and n Zrnic. Influence of driving-shaft to dynamic behavior of the bridge crane in horizontal plane, modeled with several concentrated masses during the acceleration. *DME Transactions*, 2: 25-30, 1993.
 71. S.G. Kelly. *Mechanical Vibrations – Theory and Applications*, Global Engineering, Stamford, USA, 2012.
 72. Abdel-Rahman, E. M. A. H., and Masoud, Z. N., Dynamics and control of cranes: A review, *Journal of Vibration and Control*, 2003, 9(7), 863-908.
 73. Lee, H.-H., Modeling and control of a three-dimensional overhead crane, *Jornal of Dynamic Systems, Measurment, and Control*, 1998, 120(471-476).
 74. Ahmad, M. A., Active sway suppression techniques of a gantry crane system, *European Journal of Scientific Research*, 2009, 27(3), 322-333.

75. Lawrence, J. and Singhouse, W., Command Shaping Slewing Motions for Tower Cranes, *Journal of vibration and acoustics*, 2010, 132(1), 011002.
76. Blackburn, D., Singhouse, W., Kitchen, J., Patrangenaru, V., Lawrence, J., Kamoi, T., and Taura, A., Command shaping for nonlinear crane dynamics, *Journal of Vibration and Control*. 2010, 16(4), 477-501.
77. Yang, J. H. and Shen, S. H., Novel approach for adaptive tracking control of a 3-D overhead crane system, *Journal of Intelligent & Robotic Systems*, 2011, 62(1) 59-80.
78. Zhao, Y. and Gao, H., Fuzzy-model-based control of an overhead crane with input delay and actuator saturation, *Fuzzy Systems, IEEE Transactions on*, 2012, 20(1), 181-186.
79. Ngo, Q. Nan, Y., and K.-S., Command shaping for vibration reduction of container cranes, *Control, Automation and Systems (ICCAS)*, 12th International Conference on IEEE, 2012m 651-655.
80. Fang, Y., Ma, B., Wang, P., and Zhang, X., A motion planning-based adaptive control method for an underactuated crane system, *Control Systems Technology, IEEE Transactions on*, 2012, 20(1), 241-248.
81. Q. H. Ngo, and K. Hong, Sliding-mode antisway control of an offshore container crane, *Mechatronics, IEEE/ASME Transactions on*, 2012, 17(2), 201-209.
82. H. M. Irvine, *Cable structures*, Dover Publications New York, 1992. Meirovitch, L., *Fundamentals of vibrations*, McGraw-Hill, New Yourk-2001.
83. Yong, D., *Strings, Chains, and Ropes*, SIAM review, 2006, 48(4), 771-781.
84. Starossek, U., *Cable dynamics-a review*, *Structural Engineering International*, 1994, 4(3), 171-176.
85. D'Andréa-Novel, B., Boustany, F., and Conrad, F., Control of an overhead crane: stabilization of flexibilities, *Boundary Control and Boundary Variation*, 1992, 1–26.
86. D'Andréa-Novel, B., Boustany, F., Conrad, F., and Rao, B., Feedback stabilization of a hybrid PDE-ODE system: Application to an overhead crane, *Mathematics of Control, Signals, and Systems (MCSS)*, 1994, 7(1), 1–22.
87. Joshi, S. and Rahn, C. D., Position control of a flexible cable gantry crane: theory and experiment, *American Control Conference, Proceedings of the, IEEE*, 1995, 2820–2824.

88. Rahn, C. D., Zhang, F., Joshi, S., and Dawson, D. M., Asymptotically stabilizing angle feedback for a flexible cable gantry crane, *Journal of dynamic systems, measurement, and control*, 1999, 121(3), 563–566.
89. Alli, H. and Singh, T., Passive control of overhead cranes, *Journal of Vibration and Control*, 1999, 5(3), 443–459.
90. D’Andréa-Novel, B. and Coron, J., Exponential stabilization of an overhead crane with flexible cable via a back-stepping approach, *Automatica*, 2000, 36(4), 587–593.
91. D’Andréa-Novel, B. and Coron, J., Stabilization of an overhead crane with a variable length flexible cable, *Computational and Applied Mathematics*, 2002, 21(1), 101–134.
92. Formal’sky, A., Stability domains in the feedback gains space for an overhead crane with flexible cable, *IAARC/IFAC/IEEE. International symposium*, 1999, 423-428.
93. Moustafe, K. A., Trabia, M/B., and Ismail, M. I., Modelling and control of an overhead crane with a variable length flexible cable, *International Journal of Computer Applications in Technology*, 2009, 34(3), 216-228.
94. Moustafe, K. A. F., Cad, E. H., El-Moneer, A. M. A., and Ismail, M. I. S., Modelling and control of overhead cranes with flexible variable length cable by finite element method, *Transactions of the Institute of Measurement and control*. 2005, 27(1), 1-20.
95. Olfati-Saber, R., Normal forms for underactuated mechanical systems with semmetry, *Automatic Control, IEEE Transactions on*, 2002, 47(2), 305-308.
96. Olfati-Saber, R., Nonlinear control of underactuated mechanical systems with application to robotics and aerospace vehicles, *PhD Thesis, Massachusetts Institute of Technology*, 2000.
97. И.И. Артоболевский Курс теории механизмов и ашин. М. Высшая школа. 1975-320.
98. И.И. Артоболевский, И. Левитский, С. А. Ческудинов. Синтез плоских механизмов. М.: Физматиз. 1959-1084 с.
99. И.И. Артоболевский. Анализ и синтез механизмов. М.: Машгиз. 1960-212 с.

100. И. Левитский. Теория механизмов и машиню М.: Машиностроение. 1979. 252 с.
101. И. Левитский. Колебания в механизмах. М.: Машиностроение. 1981. 276 с.
102. С. А. Черкудинов. Синтез плоских механизмов. М.: Изд. А СССР 1959.
103. В. А. Кудинов. Динамика станков. М.: Машиностроение. 1967. 356 с.
104. Ф.М. Манжос. Деревообрабатывающее оборудование. М.: Машгаз. 1962 – 575 с.
105. В. Л. Бидерман. Теория механических колебаний. М.: Машиностроение. 1980. 368 с.
106. М.З. Коловский. Динамика машин. Л.: Машиностроение. 1989. 263 с.
107. Д.Д. Тавхелидзе. Исследованиу механизмов. Сб. Трудов ГПИ. 1989 с.57
108. С.А. Казак. Динамика мостовых кранов. М.: Машиностроение. 1968. 332 с.
109. М. С. Комаров. Динамика механизмов и машин. М.: Машиностроение. 1968. 332 с.
110. А. Н. Голубенцев. Интегральные методы в динамике. Киев.: Техника. 1967 – 350 с.
111. И.И. Вульфсон. Колебания машин. Л.: Машиностроение. 1990. 309 с.
112. Н. А. Лобов. Динамика грузоподъемных кранов. М.: Машиностроение. 1987. 157 с.
113. G. Japaridze, L. Kelbakiani, A. Metreveli. Matematical modeling of the dinamik systems of bridge cranes with inscreased risk methods of solving problems in science, Proceodings of the XVI International Scientific and Practical Conference Prague, Crech Republik April 25-28, 2023, 466-569.
114. გ. ჯაფარიძე, ა. მეტრეველი, გ. მერაბიშვილი „ხიდური ამწეების გადასაადგილებელი მექანიზმების დინამიკური კვლევა“, თბილისი, სტუ, „ტრანსპორტი და მანქანათმშენებლობა“ N3(55) 2022. გვ.19-28;
115. გ. ჯაფარიძე, ა. მეტრეველი „მომეტებული საფრთხის შემცველი მანქანების დიაგნოსტიკების თანამედროვე მეთოდების კვლევა“

თბილისი, სტუ, „ტრანსპორტი და მანქანათმშენებლობა“ N3(55) 2022.
გვ.35-42;

116. გ. ჯაფარიძე, ა. მეტრეველი, ა. ცეცხლაძე „მომეტებული საფრთხის შემცველი მანქანა დანადგარების მზიდი ლითონკონსტრუქციების კვლევა“, თბილისი, სტუ, „ტრანსპორტი და მანქანათმშენებლობა“ N3(55) 2022. გვ.29-34;

117. ა. მეტრეველი „ხიდური ამწის ტვირთამწევი მექანიზმის არასტაციონალური რეჟიმით მუშაობისას დინამიკური პროცესების მათემატიკური მოდელირება“ N1 (56) 2022. გვ. 38-42;

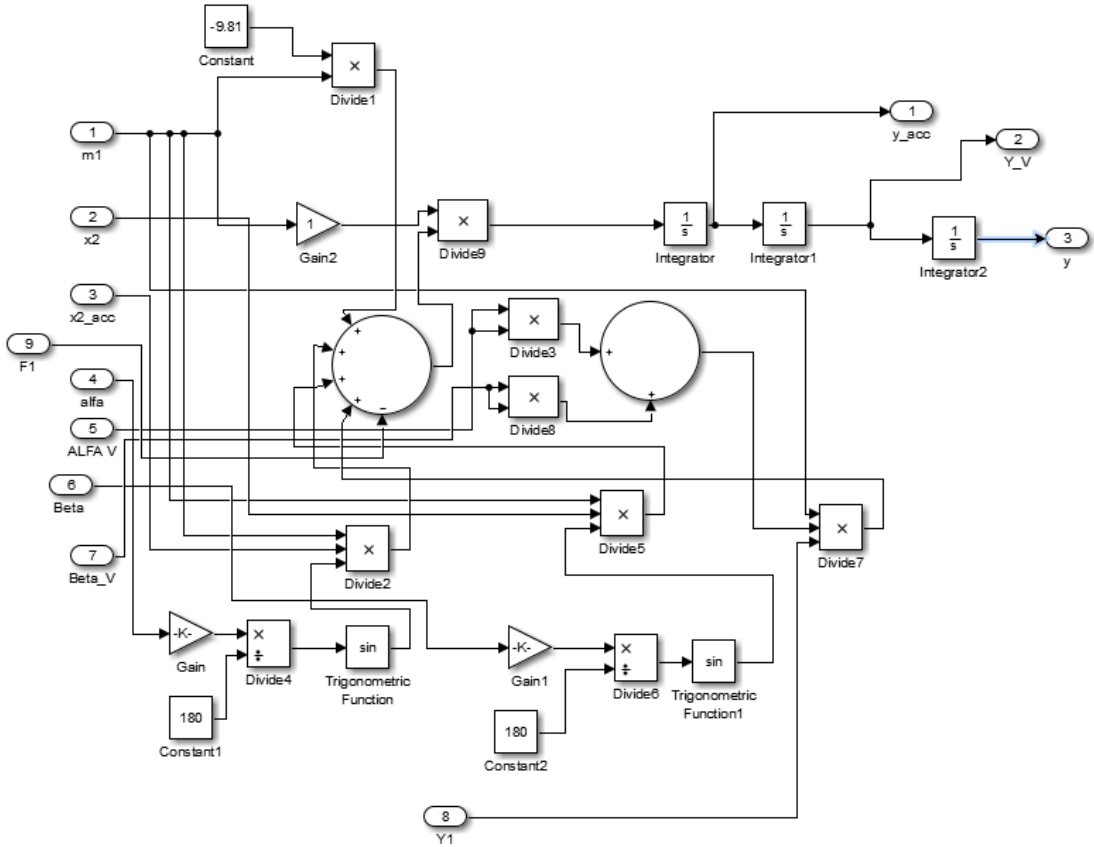
დანართი

საანგარიშო ფორმულების გაანარიშება

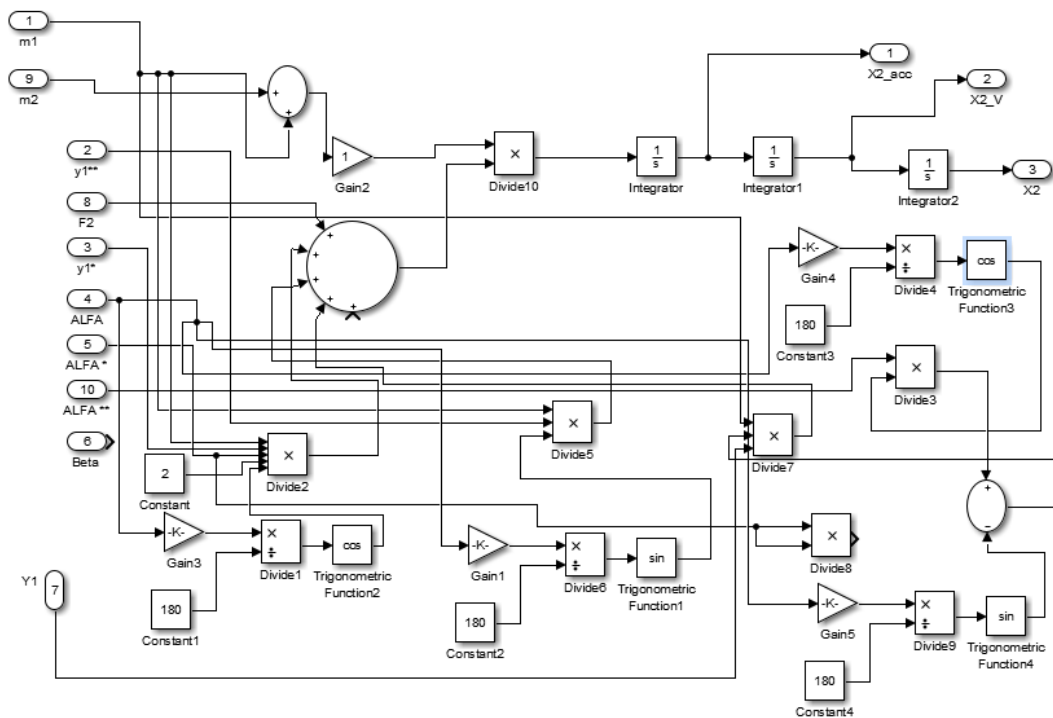
„Matlab“ („Simulink“)-ის გამოყენებით

სისტემის კონეტიკური ენერგია გაანგარიშება

ფორმულა (13) პარაგრაფი 2.2.2.

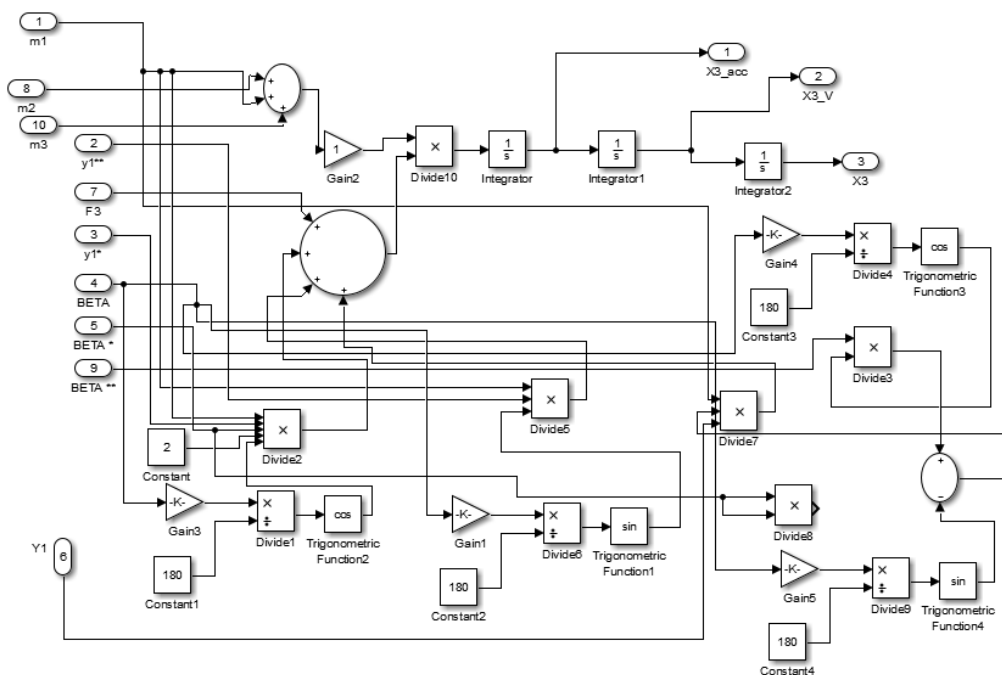


ტვირთამწევი მექანიზმის არასტაციონალურ რეჟიმში მუშაობისას
 დიფერენციალური განტოლების ამოხსნა
 ფორმულა (27) პარაგრაფი 2.2.3

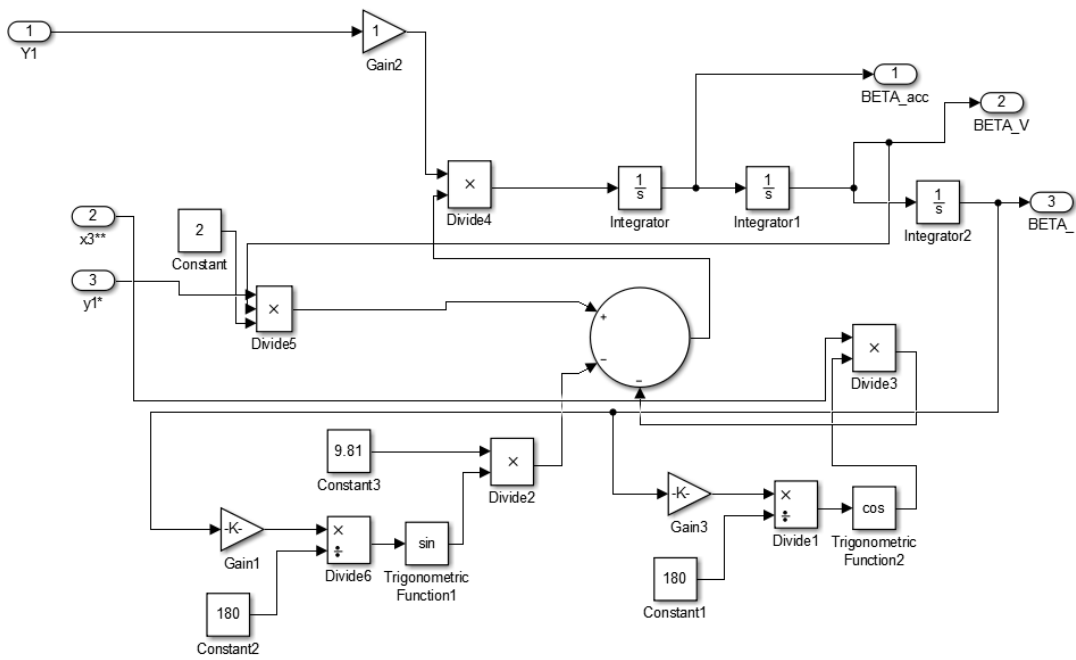


სისტემის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება:

ფორმულა (23) პარაგრაფი 2.2.2

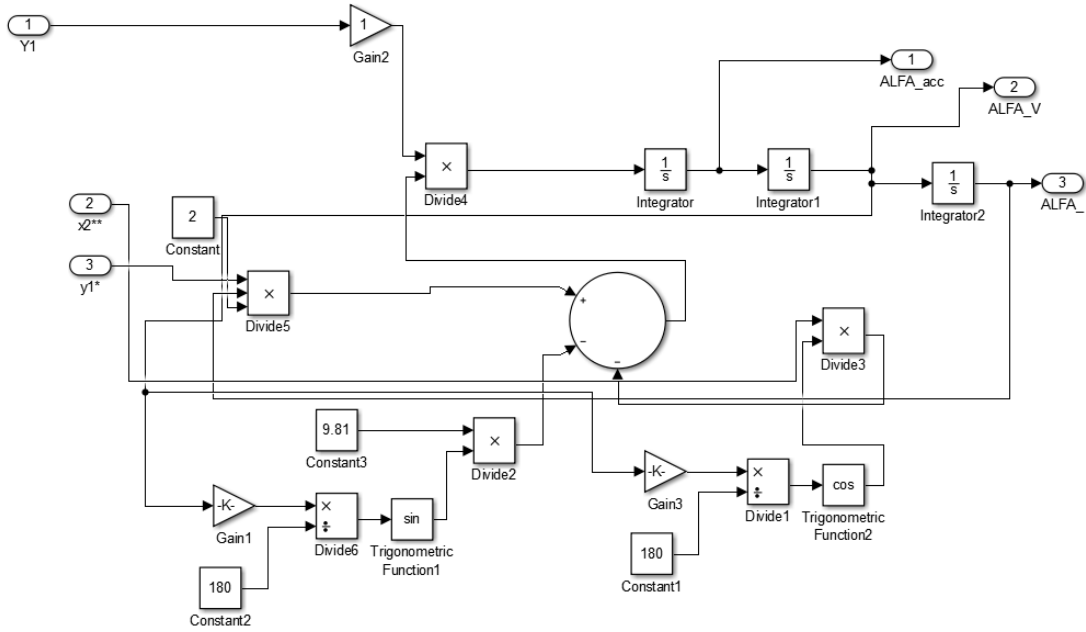


სისტემის კინეტიკური ენერგის გაანგარიშება
 ფორმულა (25) და (26) პარაგრაფი 2.2.3



არაკონსერვატიული სისტემისათვის ლაგრანჟის განტოლების ამოხსნა

ფორმულა (3) და (4) პარაგრაფი 2.3.2



ფორმულათა ერთიანობა გაერთიანებული

