

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

ხელნაწერის უფლებით

ალექსანდრე მეტრეველი

*მომეტებული საფრთხის შემცველ მანქანა-დანადგარებში (ტვირთაშენიან
მოწყობილობებში) დინამიური პროცესების კვლევა*

სადოქტორო პროგრამა: „მექანიკის ინჟინერია და
ტექნოლოგია“
შიფრი 0715

დოქტორის აკადემიური ხარისხის მოსაპოვებლად
წარდგენილი დისერტაციის

აკტორეფერატი

თბილისი

2024 წელი

სამუშაო შესრულებულია საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტში
სატრანსპორტო სისტემებისა და მექანიკის ინჟინერიის ფაკულტეტზე
საინჟინრო გრაფიკისა და ტექნიკური მექანიკის №501 დეპარტამენტი

ხელმძღვანელები: პროფესორი, გიორგი ჯაფარიძე, პროფესორი იოსებ
ბაციკაძე

რეცენზენტები: პროფესორი ნია ნათბილაძე

პროფესორი გიორგი თუმანიშვილი

დაცვა შედგება 2024 წლის 16 თებერალს, ” ” საათზე
საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის სატრანსპორტო სისტემებისა და
მექანიკის ინჟინერიის ფაკულტეტზე სადისერტაციო ნაშრომის დაცვის
კოლეგიის სხდომაზე, კორპუსი -----, აუდიტორია -----

მისამართი: 0160, თბილისი, მ. კოსტავას 77

დისერტაციის გაცნობა შეიძლება სტუ-ის ბიბლიოთეკაში,

ხოლო ავტორეფერატისა – ფაკულტეტის ვებგვერდზე

ფაკულტეტის სწავლული მდივანი, ასოცირებული პროფესორი ირინე
უგრეხელიძე

სამუშაოს ზოგადი დახასიათება

თანამედროვე საწარმოებში ტექნოლოგიური პროცესების შესრულებისას განსაკუთრებით უწყვეტი ციკლის წარმოებებში ხიდური ამწეების როლი განუსაზღვრელია, მათი საიმედო მუშაობა განპირობებულია ამწეების გამართული 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 განიცდის დინამიკური დატვირთვების ზემოქმედებას. ასეთი რეჟიმებია გაშვება და დამუხრუჭება. ასეთი ოპერაციების ანალიზის შემდეგ, შესაძლებელია განვსაზღვროთ ხიდური ამწის დინამიკურ მოქმედებაზე 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 გადასაადგილებელი მექანიზმების კვლევა მისი განივი ძვრის გათვალისწინებით.

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:

- თანამედროვე საწარმოებში და ჰესებზე გამოყენებული ხიდური ამწეებს

დინამიკური ანალიზისა და სინთეზის საკითხების მიმოხილვა 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 ამჟამად 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 გამოსაკვლევი 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:

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

ნაშრომის სამეცნიერო სიახლე მდგომარეობს:

ხიდური ამწის ცალკეული მექანიზმების დინამიკური მოდელირება, მათი მათემატიკური მოდელის შექმნა, კვლევა და რეკომენდაციების შემუშავება.

ნაშრომის პრაქტიკული ღირებულებას წარმოადგენენ ხიდური ამწის ტვირთამწევი და გადასასადგომი მექანიზმების საკვლევი სისტემების, მათი

დინამიკური მოდელების, დინამიკური ანალიზი, შემუშავებული მეთოდებითა და მეთოდის გამოყენებით სისტემათა ხარისხისა და ეფექტურობის ამაღლება.

ნაშრომის აპრობაცია: ნაშრომის ძირითადი შედეგები მოხსენებული იქნა ერთ საერთაშორისო კონფერენციაზე

პუბლიკაციები: დისერტაციის მასალები წარმოდგენილია 5 სამეცნიერო ნაშრომში.

ნაშრომის სტრუქტურა და მოცულობა:

სადისერტაციო ნაშრომი შედგება შესავლის, ლიტერატურული მიმოხილვის, შედეგებისა და განსჯის და საერთო დასკვნებისაგან. წარმოდგენილია 108 გვერდზე, შეიცავს 22 ნახაზს და ლიტერატურის სიას 117 დასახელებით.

ნაშრომის ძირითადი შინაარსი

შესავალ ნაწილში დასაბუთებულია სადისერტაციო ნაშრომის აქტუალურობა. გაანალიზებულია თანამედროვე ტვირთამწე მანქანების განვითარების ძირითადი მიმართულებები, საქართველოში მოქმედებს კანონი უსაფრთხოებისა და თავისუფალი მიმოქცევის შესახებ. კოდექსის მიზანია მომეტებული უსაფრთხოების შემცველი ობიექტების ექსპლუატაციის წესებთან შესაბამისობის და ამით მათი უსაფრთხოდ ექსპლუატაციის უზრუნველყოფა.

ამ კანონის შესაბამისად მომეტებული საფრთხის შემცველი ობიექტების რიცხვს მიეკუთვნება ტვირთამწე მანქანები, რომლებიც 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 ფაქტორები სხვადასხვანაირად მოქმედებს ამწეებში მიმდინარე დინამიკურ პროცესებში. ამიტომ აუცილებელია განსაზღვრული 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 და 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 გამოსაკვლევი 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.

კვლევისათვის მიზნად დავისახეთ 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.

- თანამედროვე საწარმოებში და ჰესებზე გამოყენებული ხიდური ამწეებს დინამიკური ანალიზისა და სინთეზის საკითხების მიმოხილვა 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 ამდრავ ელექტროძრავებში: სამუხრუჭე სისტემების მიერ სამუხრუჭე მომენტის ცვლილება დროის მიხედვით.

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

3. იგი უნდა იყოს რეალური სისტემის გარკვეული განსაზღვრული დონით ადეკვატური და იყოს გამოსაკვლევ სისტემის ფიზიკური თვისებების ანარეკლი.
4. 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:

- ურიკა მდებარეობს ამწის მზიდი ლითონკონსტრუქციის რომელიმე გვერდით 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 შემუსავება.
- **ნაშრომის პრაქტიკული ღირებულებას წარმოადგენენ** ხიდური ამწის ტვირთამწევი და გადასასადგილებელი მექანიზმების საკვლევი სისტემების, მათი დინამიკური მოდელების, დინამიკური ანალიზისა და შემუშავებული მეთოდებითა და მეთოდიკების გამოყენებით სისტემათა ხარისხისა და ეფექტურობის ამაღლება.

ლიტერატურული მიმოხილვაში თანამედროვე ამწეებს მოეთხოვებათ ძალიან მაღალი ტექნიკური მახასიათებლები და ეკონომიკური მაჩვენებლები. განსაკუთრებით ჰიდროელექტროსადგურების სამანქანო დარბაზებში მომუშავე ხიდურ ამწეებს მოეთხოვებათ პოზიციონირების მაღალი სიზუსტე. განხილულია ხიდური ამწეების გადასასადგილებელ და ტვირთამწე მექანიზმებში მიმდინარე დინამიკური პროცესების ანალიზი და კვლევა.

შესრულებული კვლევების ანალიზის შედეგად დავადგინეთ შემდეგი კვლევის ამოცანები:

- დრეკად კავშირებში დინამიური შეზღუდვები გაშვებისა და დამუხრუჭებისას - გარდამავალი პროცესებისას, როცა ეს დატვირთვები აღწევნ 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.

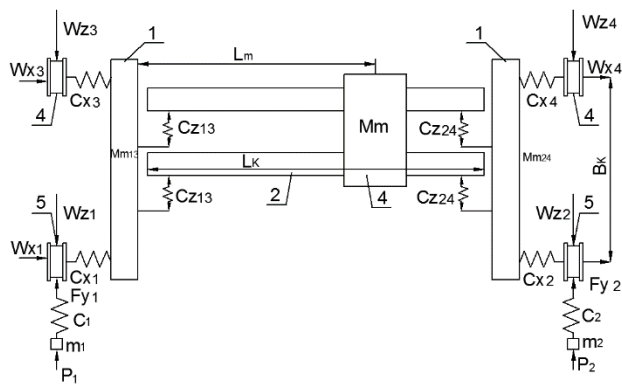
შექმნილი მათემატიკური მოდელების გამოყენებით ჩატარდა გაანგარიშებები ორი შემთხვევისათვის:

- 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;

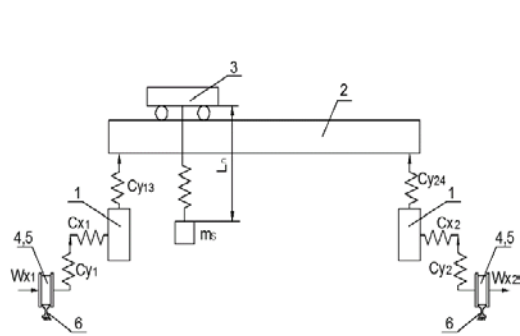
2.1 თავში განხილულია ხიდური ამწეების გადასაადგილებელი მექანიზმებში მიმდინარე დინამიკური პროცესების ანალიზი და კვლევა.

ხიდური ამწეების გადასაადგილებელი მექანიზმების დინამიკური კვლევის მიზნით შევადგინეთ საანგარიშო სქემა, რომელიც მოყვანილია ნახ.1-ზე.

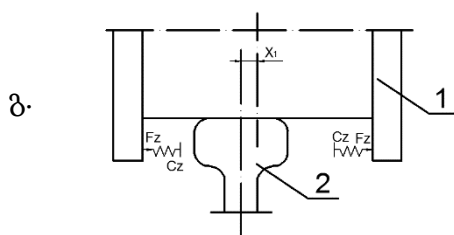
ნახ.1ა-ზე მოცემულია ხიდური ამწის ზედხედი, ნახ.1ბ-ზე წინხედი, ნახ.1გ-ზე ამწის სავალი რელსისა და სავალი თვლის ურთიერთქმედების სქემები.



ა.



ბ.



გ.

ნახ.1 ხიდური ამწეების გადასაადგილებელი მექანიზმების დინამიკური კვლევის საანგარიშო სქემები

სადაც:

P_1, P_2 - ამწის გადასაადგილებელი მექანიზმების ელექტროძრავების წევის დაყვანილი ძალებია;

F_{x1}, F_{x4} - სრიალის ხახუნის ძალებია, მოქმედი სავალ თვლებზე განივი მიმართულებით;

$W_{z1} \dots W_{z4}$ - არის სავალი თვლის გორვის ხახუნისას და სავალი თვლის ქიმის სრიალის ხახუნისას აღძრული ძალებია;

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

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

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

X_0 - ასაწევი ტვირთის ნაკადების წერტილის ხაზოვანი გადაადგილება გორვის მიმართულებით;

ასინქრონული ძრავების წევის ძალები ვექტორული მართვის სისტემით დაყვანილი თვალზე

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

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

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

X ღერძის გასწვრივ სავალი თვლების ქიმებსა და რელსს შორის ურთიერთქმედების დრეკადი ძალებია:

$$F_{r_1} = C_{r_1}(x) \cdot x_1; \quad (3)$$

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

Z ღერძის გასწვრივ წინააღმდეგობის ძალებია

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

X ღერძის გასწვრივ მოძრაობის წინააღმდეგობის ძალები იანგარიშება ფორმულით:

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

ხილური ამწის მუშაობისას, კერძოდ გადასაადგილებელი მექანიზმების მუშაობისას მის მზიდ ლითონკონსტრუქციაში და სატრანსმისიო ლილვებში (დრეკადი კავშირების არსებობისას m_1 და m_2 მასებს შორის), ამის გარდა ხდება დაკიდებული ტვირთის რხევა.

ამ დროს აღძრული დინამიკური დატვირთვები გადასაადგილებელი მექანიზმების დრეკად კავშირებში შესაძლებელია აღემატოს 5-7-ჯერ სტატიკურ დატვირთვებს, ხოლო ტვირთის ქანქარის თბური რხევები იწვევს ამწეების გადასაადგილებელი მექანიზმების ან ურიკის არათანაბარ მოძრაობას,

რაც ქმნის მათი ექსპლუატაციის მოუხერხებლობას. ყოველივე ზემოთ თქმულის ანალიზის შედეგად დავადგინეთ შემდეგი პრობლემები:

- 1) დრეკად კავშირებში დინამიური შეზღუდვები გაშვებისა და დამუხრუჭებისას - 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;
- 3) ამწის მზიდი ლითონკონსტრუქციის გადახრის კუთხის მართვა, რათა რელსსა და სავალი თვლის ქიმს შორის გვერდითი გრძივი გადაადგილებას არ ექნეს ადგილი;
- 4) დაკიდებული ტვირთის რხევის პროცესების ანალიზი და მეთოდების გამოყენება, რომელიც საშუალებას მოგვცემს შევამციროთ რხევების ამლიტუდა.

აღნიშნული პრობლემების ამოხსნისათვის აუცილებელია ამწის მართვის სისტემის გამოყენება, რომელიც საშუალებას მოგვცემს ამწის გადაადგილების სინქრონულობის დაცვის. ხშირად ამწის მუშაობის პროცესში სინქრონულობის დაცვა რთულია და აღიძვრება რხევები, ამიტომ მათი ურთიერთდამოკიდებულება გადაადგილების მექანიზმებთან დიდ ინტერესს იწვევს, რომლის შესწავლისათვის შევქმენით გადასაადგილებელი მექანიზმის მოდელი, რომელიც შევადგინეთ ნახ.1-ზე მოცემული სქემების მიხედვით.

ასეთ ურთიერთქმედების საფუძვლიანი შესწავლისათვის საჭიროა გადასაადგილებელი მექანიზმის მათემატიკური მოდელის შექმნა. რისთვისაც გამოვიყენეთ გამოყენებითი მოდელირების პაკეტი „Matlab“ და მისი დანართები „Simulink“ u SimMechaniks (ნახ.2).

მოდელი SimMechaniks წარმოადგენს მანქანის სტრუქტურას, მათ შემადგენელ სხეულებს შორის გეომეტრიულ და კინემატიკურ თანაფარდობას.

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

- სხეულების ბლოკები, რომლებიც წარმოადგენენ მანქანას და უძრავ გარემოს;

- შეერთების ბლოკები (კინემატიკური წყვილების), რომლებიც წარმოადგენენ ერთი სხეულის თავისუფლების ხარისხს მეორესთან შეფარდებით ან საფუძვლის წერტილის მიმართ;

- ბლოკი-ამძრავები და ბლოკი-გადამწოდები, რომლებიც განსაზღვრავენ ძალებს ან მოძრაობას, მოდებულებს შეერთებებთან ან სხეულებთან.

ექსპერიმენტები ჩატარებულ იქნა ხიდურ ამწეზე, რომელიც მდებარეობს ს.ს „RMG Copper“-ის ტერიტორიაზე, რომლის ტვირთამწეობაა 160 ტ. მისი ძირითადი პარამეტრებია:

$$m_{T13} = m_{T23} = 50000 \text{ ნ}; m_n = 550\,000 \text{ ნ}; m_T = 327\,000 \text{ ნ}; m_r = 125\,000 \text{ ნ};$$

$$C_{xn} = 4 \cdot 10^7 \text{ ნმ}; C_{yn} = 2,5 \cdot 10^6 \text{ ნმ}; C_n = 1,6 \cdot 10^8 \text{ ნმ}; C_m = 2 \cdot 10^8 \text{ ნმ};$$

$$C_{z13} + C_{z24} = 10^7 \text{ ნმ}; L_k = 16 \text{ მ}; L_T = 14 \text{ მ}; B_k = 5,9 \text{ მ};$$

$$\text{გორვის ხახუნის კოეფიციენტი } K_{TKZ} = 0,0062;$$

$$\text{სრიალის ხახუნის კოეფიციენტი } K_{TCZ} = K_{TKX} = 0,15;$$

გაშვებისა და დამუხრუჭების დრო არის 10 წმ;

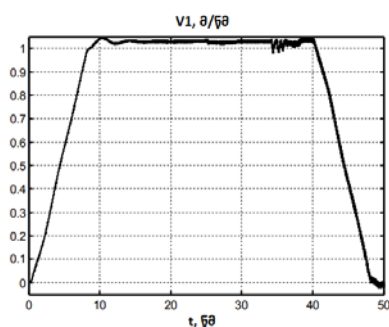
$$\text{სიჩქარის რეგულირების კოეფიციენტი } K_{PC} = 5.$$

ჩვენს მიერ შექმნილი მათემატიკური მოდელების გამოყენებით ჩატარდა გაანგარიშებები ორი შემთხვევისათვის:

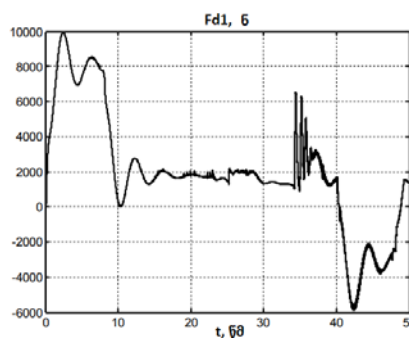
1. დრეკადი კავშირების გაუთვალისწინებლად, თუმცა ტვირთის დაკიდების სიხისტისა და სავალი თვლის ქიმის რელსთან ხახუნის გათვალისწინებით;

2. დრეკადი კავშირების ტვირთის დაკიდების სიხისტისა და სავალი თვლის ქიმის რელსთან ხახუნის გათვალისწინებით;

ნახაზებზე 2,3,4 მოცემულია მოდელირების შედეგები.



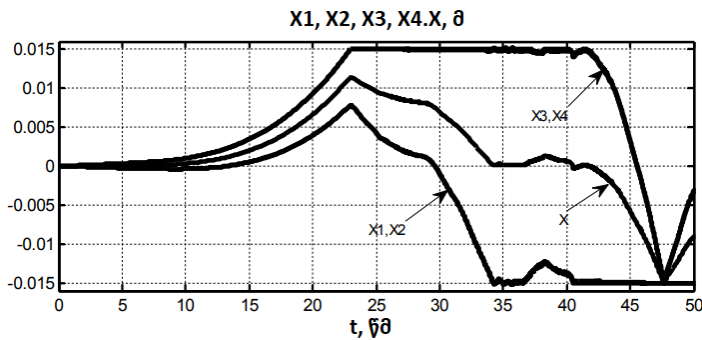
ა



ბ

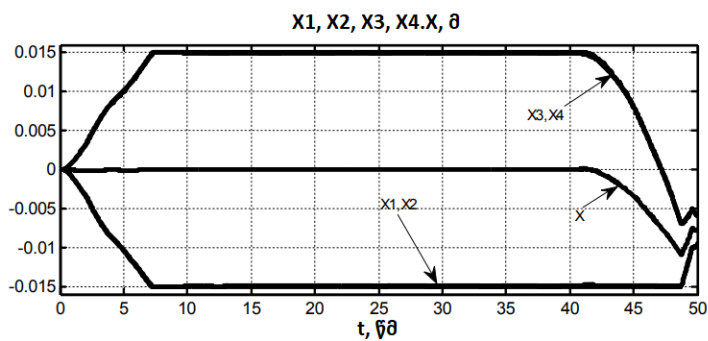
ნახ. 2

ხაზოვანი სიჩქარის და 1 - ამძრავი თვალზე მოქმედი დატვირთვის გრაფიკები ხისტი სისტემისათვის



ნახ. 3

ამწის სავალი თვლების გრძივი გადანაცვლებით X_1-X_4 და ამწის გადანაცვლებები X ხისტი სისტემებისათვის



ნახ. 4

ამწის სავალი თვლების გრძივი გადანაცვლებით X_1-X_4 და ამწის გადანაცვლებები X ხისტი სისტემებისათვის დრეკადი კავშირების გათვალისწინებით

როგორც გრაფიკების ანალიზი ცხადყოფს, როდესაც სავალი თვლის ქიმი ეხება რელსს ხისტ სისტემებში ხდება დატვირთვის მყისიერი გაზრდა სიჩქარის და მომენტის რხევებით.

ამწის გადახრა სწრაფად ხდება დრეკად კავშირებიანი სისტემებს შორის თანაბარ პირობებში ვიდრე ხისტ სისტემებში, ამ ნახაზებიდან გამომდინარეობს, რომ 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.

2.2 თავში ხიდური ამწის ტვირთამწევი მექანიზმის არასტაციონალური რეჟიმით მუშაობისას ხიდური ამწის დინამიკის მათემატიკური მოდელირება ხიდური ამწეები არასტაციონალური რეჟიმით მუშაობისას განიცდის დინამიკური დატვირთვების ზემოქმედებას. ასეთი რეჟიმებია გაშვება და დამუხრუჭება. ასეთი ოპერაციების ანალიზის შემდეგ, შესაძლებელია განვსაზღვროთ ხიდური ამწის დინამიკურ მოქმედებაზე უცნობი ქმედება. ეს მოქმედებები გაითვალისწინება დინამიკური მოდელის შიგნით შერჩეული შიგა კოეფიციენტებით.

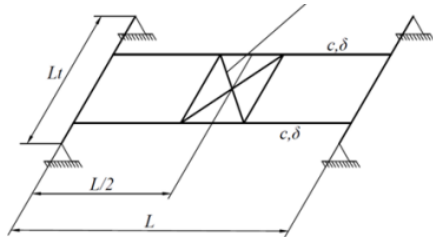
ხიდური ამწის დინამიკური მოდელირება შევისწავლეთ ტვირთამწევი მექანიზმით მუშაობისას ვერტიკალურ სიბრტყეში. დინამიკური მოდელი შემუშავებულია ხიდური ამწის, რეალური ამწის სისტემის მონაცემების გამოყენებით, განხილულ იქნა ორი შემთხვევა:

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

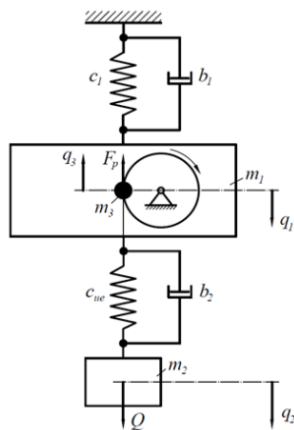
ნახ.2-ზე მოყვანილია ხიდური ამწის სისტემის სქემა, ხოლო ნახ.3-ზე მოყვანილია დინამიკური მოდელი.

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

დინამიკური მოდელის პარამეტრები ნახ.2-ის მიხედვით, რასაც წარმოადგენს თავმოყრილი მასები: m_1 - დისკრეტული მასა მზიდი კონსტრუქციის; m_2 - ტვირთის მასა; m_3 - ტვირთამწევი მექანიზმის მასა დაყვანილი ბაგირის მიმართულებაზე.



ნახ.2 ხიდური ამწის სქემატური გამოსახულება.



ნახ.3 ხიდური ამწის დინამიკური მოდელი ტვირთის აწევისა და გაშვების

პერიოდში.

გამოყვანილია დინამიკური მოდელის შესაბამისი პარამეტრების ფორმულები

შემდგომ განხილულია ხიდური ამწით ტვირთის აწევის

აჩქარების მათემატიკური მოდელი

გავანალიზოთ ნახ.3-ზე მოცემული ტვირთამწევი მექანიზმი მუშაობის დასაწყისში იმყოფება გარკვეულ სიმაღლეზე და იმყოფება დალოდების რეჟიმში. ამწის მზიდი კონსტრუქცია განიცდის დეფორმაციას და იმყოფება ისიც დალოდების რეჟიმში, რის შემდეგაც იგი დაიწყებს რხევას არასტაციონალურ (გაშვების) სამუშაო რეჟიმში.

მირებულია ზოგადი სახის განტოლება

ზოგადი სახით განტოლებას აქვს სახე:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_3}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E_3}{\partial q_i} + \frac{\partial \varphi}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial E_3}{\partial q_i} = Q_i \quad (7)$$

სადაც E_3 - სისტემის კინემატიკური ენერგია, როგორც განზოგადოებული კოორდინატებისა და სიჩქარის ფუნქცია;

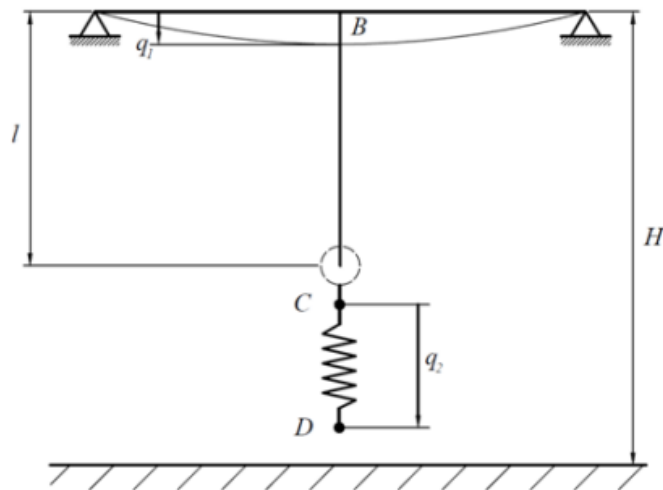
E_3 - სისტემის პოტენციური ენერგიაა, როგორც განზოგადოებული კოორდინატების ფუნქცია;

φ - სისტემის დისიპაციის ფუნქცია, როგორც განზოგადოებული სიჩქარეების ფუნქცია;

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

Q_i - წარმოადგენს არაპოტენციურ ძალას.

მოყვანილია ხიდური ამწის საანგარიშო სქემა ვერტიკალურ სიბრტყეში



ნახ.4 ხიდური ამწის საანგარიშო სქემა ვერტიკალურ სიბრტყეში

და გამოყვანილია საბოლოო ფორმულები (7) ფორმულასთან შესაბამისობაში შეგვიძლია ჩამოვაყალიბოთ დიფერენციალური განტოლება

მთლიანი სისტემის მოძრაობის დინამიკური მოდელი, რომელიც ნახ.2-ზეა მოცემული:

$$\begin{aligned} (m_1 + m_2 + m_3)\ddot{q}_1 - (m_2 + m_3)\ddot{q}_3 + b_1\dot{q} + C_1q_1 - m_2g &= 0 \\ m_2\ddot{q}_1 + m_2\ddot{q}_2 - m_2\ddot{q}_3 + b_2q_2 + C_2q &= 0 \end{aligned}$$

(8)

$$-(m_2 + m_3)\ddot{q}_1 - m_2q_2 + (m_2 + m_3)\ddot{q}_3 + m_2g = Q + F_0\left(1 - \frac{t^2}{T^2}\right)$$

ეს დიფერენციალური განტოლებები აღწერენ ხიდურიაშწის დინამიკურ ქცევას ვერტიკალურ სიბრტყეში ამწევი მექანიზმის არასტაციონალური მუშაობის რეჟიმისას.

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

$$\begin{aligned} q_1(0) &= q_{1\text{ს.ბ.}}; \\ q_2(0) &= 0; \\ q_3(0) &= 0; \\ \dot{q}_i(0) &= 0. \end{aligned} \tag{9}$$

აღნიშნული ფორმულები (8) გამოთვლილ იქნა მათემატიკური და დანართ 1.2 -ში მოყვანილია საანგარიშო ფორმულები.

2,3 თავში განხილულ იქნა ტვირთის ჩამოშვების პროცესში დამუხრუჭების რეჟიმში მომუშავე ხიდური ამწის მათემატიკური მოდელი

შემუშავებულ იქნა ნახ.5-ზე მოცემული ტვირთის ჩამოშვების პროცესში ხიდური ამწის დინამიკური მოდელის სქემა და მიღებულ იქნა საანგარიშო ფორმულები

განხილულ შემთხვევაში ტვირთამწევი მექანიზმის არასტაციონალურ რეჟიმში მუშაობისას დიფერენციალური განტოლება გამოისახება ფორმულით:

$$(m_1 + m_2 + m_3)\ddot{q}_1 + m_2\ddot{q}_2 + (m_2 + m_3)\ddot{q}_3 + b_1\dot{q}_1 + C_1q_1 - m_2q = 0$$

$$m_2\ddot{q}_1 + m_2\ddot{q}_2 + m_2\ddot{q}_3 + b_2\dot{q}_2 + C_2q_2 = 0$$

(10)

$$(m_2 + m_3)\ddot{q}_1 + m_2\ddot{q}_2 + (m_2 + m_3)\ddot{q}_3 = m_2g - F_3$$

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

$$q_1(0) = q_{1\text{ნ.ბ.}};$$

$$q_2(0) = 0;$$

$$q_3(0) = 0; \tag{11}$$

$$\dot{q}_i(0) = 0;$$

$$\dot{q}_2(0) = 0$$

$$q_3(0) = V_{\text{ბ.გ.}}$$

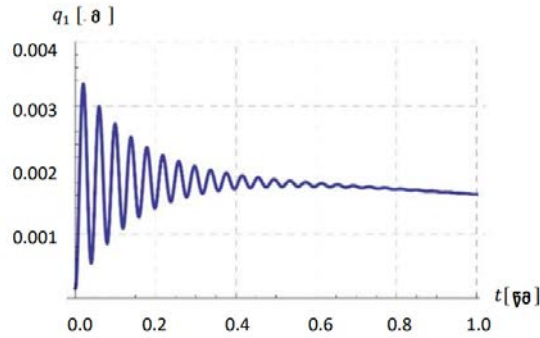
აღნიშნული ფორმულები (11) გამოთვლილ იქნა მათი გამოყენებით მოყვანილია საანგარიშო ფორმულები.

8 და 10 ფორმულების განგაროშებებით მიღებულ იქნა გრაფიკები რომელიც მოყვანილია ნახაზებზე

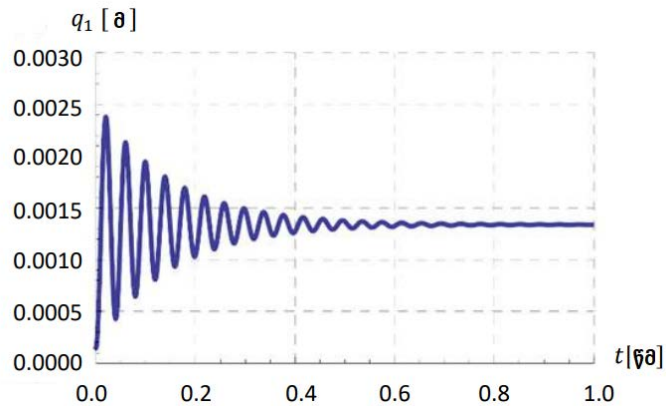
ექსპერიმენტები ჩატარებულ იქნა ხიდური ამწისათვის რომლის ზოგიერთი პარამეტრი მოცემულია ცხრ.1-ში. 8 და 10 ფორმულებით ჩატარებულ იქნა გამოთვლები და შედეგად მიღებულ იქნა q_1 პარამეტრების მნიშვნელობები ტვირთის აწევისას აჩქარების პროცესში და დაშვებისას დამუხრუჭების პროცესში.

ცხრ.1

m ₁	m ₂	m ₃	H (მ)	L	Q (კნ)	F	C	b ₁	B ₂
(კგ)	(კგ)	(კგ)		(მ)		(კნ)	(კნ/სმ)	(კნწმ/სმ)	(კნწმ/სმ)
120	240	2980	2	1,5	2,5	1	18,9	6,25	0,12

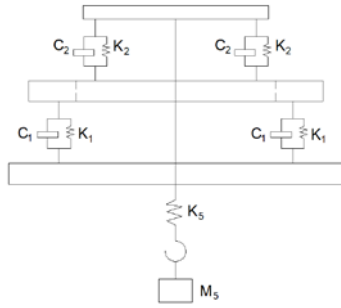


ნახ. 5 დამოკიდებულება q_1 -სა და დროს შორის ხიდური ამწით ტვირთის აწევისას პროცესში აჩქარების რეჟიმში

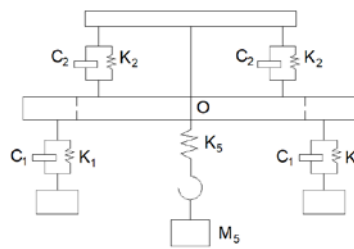


ნახ. 6 დამოკიდებულება q_1 -სა და დროს შორის ხიდური ამწით ტვირთის ჩამოშვების პროცესში დამუხრუჭების რეჟიმში

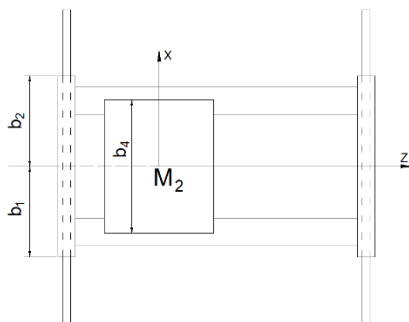
2.3 თავში განხილულია ხიდური ამწეების დინამიკური ოპტიმიზაცია და ოპერატორი-ამწე-ვიბრაცია სისტემის მათემატიკური მოდელირება ამწეების მართვა შესაძლებელია როგორც ოპერატორის კაბინიდან, ისე ქვემოდან დისტანციური მართვით. ხიდური ამწეების მართვა ძირითადად წარმოებს კაბინიდან, ამიტომ ხიდური ამწის ოპერატორები განიცდიან დისკომფორტს ამწის კონსტრუქციის ვიბრაციის გამო. ვიბრაციები აღიძვრება ამწის სხვადასხვა კვანძებში აღმოჩენილი დეფექტების გამო. ამწის ოპერატორების კომფორტულობის ამაღლების მიზნით გათვალისწინებულია ცხრა თავისუფლების ხარისხი ISO 2631-1-ში.



ნახ 7 ხიდური ამწის სისტემის „ოპერატორი-ამწე-რელსი“ ვიბრაციის მოდელის წინხედი.



ნახ. 8 ხიდური ამწის სისტემის „ოპერატორი-ამწე-რელსი“ ვიბრაციის მოდელის გვერდხედი.



ნახ. 9 ხიდური ამწის სისტემის „ოპერატორი-ამწე-რელსი“ ვიბრაციის მოდელის ზედხედი.

ნახაზებზე მოცემულია ხიდური ამწის სისტემის „ოპერატორი-ამწე-რელსი“ ვიბრაციის მოდელის სქემები.

რელსების დეფექტების გავლენა ამწის ოპერატორზე შექმნილი სისტემა შესაძლებელია გამარტივდეს და დავიდეს წრფივ სისტემაზე, რათა გავამარტივოთ გაანგარიშებები. შეგვიძლია მივიღოთ შემდეგი დაშვებები:

1. ამწის მზიდი კონსტრუქციის ვიბრაცია ჰორიზონტალური მიმართულებით და მთავარ კოჭთან და გვერდით კოჭებთან მიმართებაში X და Z კოორდინატების მიმართ უგულებელვყოთ;

2. თითოეული კომპონენტი მარტივდება მასიურ ბლოკებად, რომლებიც მცირედ ირხევა მისი წონასწორობის მდგომარეობიდან;

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

4. ჰორიზონტალური სიჩქარის მიმართ, რომელთანაც დაკავშირებულია ამწე რელსის დეფექტი არის მუდმივი;

5. ამწის მუშა თვლებზე აღმგზნები დატვირთვა რელსების მხრიდან ერთიდაიგივეა.

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

მოდელის საანგარიშო ფორმულები მოცემულია ქვემოთ

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

,

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

,

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

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

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

$$J_1 \ddot{\theta}_1 + [2k_1(b_1 - b_2) + k_3 b_3] y_1 + [2c_1(b_1 - b_2) + c_3 b_3] \cdot \dot{y}_1 - k_3 b_3 y_3 - c_3 b_3 \dot{y}_3 + [2k_1(b_1^2 - b_2^2) + k_3 b_3^2] \theta_1 +$$

$$+ [2c_1(b_1^2 + b_2^2) + c_3 b_3^2] \dot{\theta}_1 + [k_1(a_1 - a_2)(b_1 + b_2)] \theta_2 + [c_1(a_1 - a_2)(b_1 - b_2)] \cdot \dot{\theta}_2 - b_1 k_1 [\xi_1(t) + \xi_2(t)] -$$

$$- b_1 c_1 [\dot{\xi}_1(t) + \dot{\xi}_2(t)] + b_2 k_1 [\xi_3(t) + \xi_4(t)] + b_2 c_1 [\dot{\xi}_3(t) + \dot{\xi}_4(t)] = 0,$$

$$J_2 \ddot{\theta}_2 + (2a_2 k_1 - 2a_1 k_1 - a_3 k_3) y_1 + (2a_2 c_1 - 2a_1 c_1 - a_3 c_3) \dot{y}_1 + a_3 k_3 y_3 + a_3 c_3 \dot{y}_3 + [k_1(b_2 - b_1)(a_1 - a_2) -$$

$$- a_3 b_3 k_3] \theta_1 + [c_1(b_2 - b_1)(a_1 - a_2) - a_3 b_3 c_3] \dot{\theta}_1 + [2k_1(a_1^2 + a_2^2) + a_3^2 k_3] \theta_2 + [2c_1(a_1^2 + a_2^2) + a_3^2 c_3] \dot{\theta}_2 +$$

$$+ a_1 k_1 [\xi_1(t) + \xi_4(t)] + a_1 c_1 [\dot{\xi}_1(t) + \dot{\xi}_4(t)] - a_2 k_1 [\xi_1(t) + \xi_3(t)] - a_2 c_1 [\dot{\xi}_2(t) + \dot{\xi}_3(t)] = 0,$$

$$J_3 \ddot{\theta}_3 + 2k_1(a_6 - a_4 - a_5 k_5) y_2 + 2c_1(a_6 - a_4 - a_5 c_5) \dot{y}_2 + a_5 k_5 y_5 + a_5 c_5 \dot{y}_5 + [2k_2(a_4^2 - a_6^2) + a_5^2 k_5] \theta_3 +$$

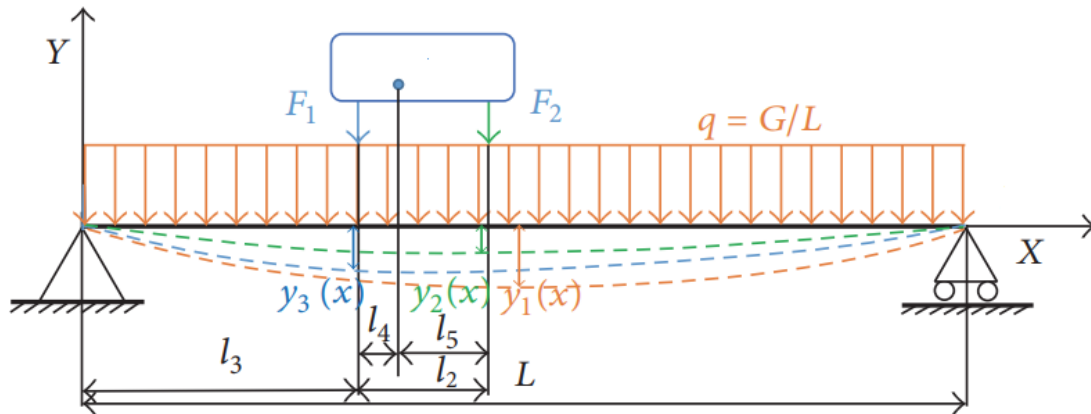
$$+ [2c_2(a_4^2 + a_6^2) + a_5^2 c_5] \dot{\theta}_3 + a_4 k_2 [\xi_5(t) + \xi_8(t)] + a_4 c_2 [\dot{\xi}_5(t) + \dot{\xi}_8(t)] - a_6 k_2 [\xi_6(t) + \xi_7(t)] -$$

$$- a_6 c_2 [\dot{\xi}_6(t) + \dot{\xi}_7(t)] = 0.$$

შემდგომი კვლევის მიზნათ დავისახეთ აღმგზნები ძალების ანალიზის ჩატარება

როგორც (6) ფორმულიდან ჩანს 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.9-ზე მოყვანილია მთავარი კოჭის დეფორმაცია გამოწვეული ურიკის საკუთარი წონისგან და ურიკის სავალი თვლებისგან.



ნახ.9

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.

დასკვნა:

1. მიღებულია ხიდური ამწის საანგარიშო სივრცითი სქემა, როგორც მრავალმასიანი დრეკადი სისტემისა, ხოლო მიღებული საანგარიშო სქემის საფუძველზე შექმნილია მათემატიკური მოდელი.

2. 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.

3. 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 დატვირთვის 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 აჩქარებისას 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 გადასაადგილებელი 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

დისერტაციის ძირიადი შინაარსი გამოქყენებულია შემდეგ შრომებში:

1. გ. ჯაფარიძე, ა. მეტრეველი, გ. მერაბიშვილი ხიდური ამწეების გადასაადგილებელი მექანიზმების დინამიკური კვლევა „ტრანსპორტი და მანქანათმშენებლობა“ N3(55) 2022. გვ.19-29

2. გ. ჯაფარიძე, ა. მეტრეველი მომეტებული საფრთხის შემცველი მანქანების დიაგნოსტიკის თანამედროვე მეთოდების კვლევა, ჟურნალი „ტრანსპორტი და მანქანათმშენებლობა“ N3 (55) 2022. გვ.35-42

3. ა.მეტრეველი ხიდური ამწის ტვირთამწევი მექანიზმის არასტაციონალური რეჟიმით მუშაობისას დინამიკური პროცესების მათემატიკური მოდელირება. ჟურნალი „ტრანსპორტი და მანქანათმშენებლობა“ N1 (566) 2023. გვ.38-43

4. გ. ჯაფარიძე, ა. მეტრეველი, ა. ცეცხლაძე მომეტებული საფრთხის შემცველი მანქანა დანადგარების მზიდი ლითონკონსტრუქციების კვლევა ჟურნალი „ტრანსპორტი და მანქანათმშენებლობა, N 3(55) 2023, გვ.29-35

5. Japaridze G., Kelbakiani L., Metreveli A., MATHEMATICAL MODELING OF THE DYNAMIC SYSTEMS OF BRIDGE CRANES WITH INCREASED RISK. METHODS OF SOLVING COMPLEX PROBLEMS IN SCIENCE Proceedings of the XVI International Scientific and Practical Conference Prague, Czech Republic April 25 – 28, 2023

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.