

ვიქტორ ზვიადაური, გურამ გოგია,
მირიან ცოცხალაშვილი

საელმავლო წევა სამთო საწარმოებში და
ელმავლის მოძრაობის დინამიკა
(საელმავლო წევა, წევის ელმომარაგება და
თანამდევნი დინამიკური პროცესები)



საგამომცემლო სახლი
„ტექნიკური უნივერსიტეტი“

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

ექტორ ზვიადაური, გურამ გოგია,
მირიან ცოცხალაშვილი

საელმავლო წევა სამთო საწარმოებში და
ელმავლის მოძრაობის დინამიკა
(საელმავლო წევა, წევის ელმომარაგება და
თანამდევი დინამიკური პროცესები)



რეკომენდებულია საქართველოს
ტექნიკური უნივერსიტეტის
სარედაქციო-საგამომცემლო საბჭოს
მიერ. 07.04.2023, ოქმი №1

თბილისი
2023

სამთო საწარმოთა ტრანსპორტის მნიშვნელოვან ნაწილს საელმავლო წევა განეკუთვნება, რომელიც მოიცავს მოძრავ შემადგენლობას და წევის ქსელს, რომლის მთავარი ელემენტი ელმავალია. წიგნში განხილულია როგორც უშუალოდ საელმავლო წევა და წევის ელმომარაგება, ისე ელმავლის მოძრაობის თანამდევო დინამიკური პროცესები.

წიგნში ასახულია როგორც ზოგადი საკითხები, ისე ავტორების მიერ ორიგინალური კვლევით მიღებული ზოგიერთი შედეგი.

დამხმარე სახელმძღვანელო განკუთვნილია სამთო სპეციალობის სტუდენტებისთვის, ასევე სასარგებლო იქნება ზოგადად სარკინიგზო დარგის სტუდენტებისა და სამეცნიერო-კვლევით დაინტერესებული ტექნიკური სფეროს სპეციალისტებისთვის.

რეცენზენტები: საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის
სამთო-გეოლოგიური ფაკულტეტის პროფესორი
ნორინგ მოლოდინი,

რ. დვალის მანქანათა მექანიკის ინსტიტუტის მანქანათა
დინამიკის განყოფილების მთავარი მეცნიერი
თანამშრომელი მერაბ ჭელიძე

© საგამომცემლო სახლი „ტექნიკური უნივერსიტეტი“, 2023

ISBN 978-9941-28-974-3 (PDF)

<http://www.gtu.ge>

ყველა უფლება დაცულია. ამ წიგნის არც ერთი ნაწილის (იქნება ეს ტექსტი, ფოტო, ილუსტრაცია თუ სხვა) გამოყენება არანაირი ფორმით და საშუალებით (იქნება ეს ელექტრონული თუ მექანიკური) არ შეიძლება გამომცემლის წერილობითი ნებართვის გარეშე.

საავტორო უფლებების დარღვევა ისჯება კანონით.

წიგნში მოყვანილი ფაქტების სიზუსტეზე პასუხისმგებელია ავტორი/ავტორები. ავტორის/ავტორთა პოზიციას შეიძლება არ ემთხვეოდეს საგამომცემლო სახლის პოზიციას.



შინაარსი

I ნაწილი. საელმავლო წევა სამთო საწარმოებში

I.1. ზოგადი ცნობები მიწისქვეშა საელმავლო წევის შესახებ

I.1.1. საელმავლო წევის ძირითადი ელემენტები.....6

I.1.2. საშახტო ელმავლების ძირითადი ტიპები და მათი გამოყენების არე7

I.2. წევის ძრავები

I.2.1. წევის ძრავების ტიპები9

I.2.2. წევის ძრავების მახასიათებლები..... 10

I.2.3. წევის ძრავების ამუშავება და სიჩქარის რეგულირება.....13

I.2.4. წევის ძრავების ელექტრული დამუხრუჭება17

I.3. აკუმულატორული ბატარეები

I.3.1. წევის აკუმულატორების ძირითადი ტიპები და მოწყობილობა.....19

I.3.2. მჟავა აკუმულატორები20

I.3.3. ტუტე აკუმულატორები22

I.3.5. აკუმულატორის დამუხტვის ხერხები28

I.4. საშახტო ელმავლები

I.4.1. საკონტაქტო ელმავლები 32

I.4.2. აკუმულატორული ელმავლები 37

I.5. ელმავლების ელექტრომოწყობილობა.....40

I.6. წევის ქსელი

I.6.1. ზოგადი ცნობები44

I.6.2. წევის ქსელების ელმომარაგების სისტემები46

II ნაწილი. ელმავლის მოძრაობის თანამდევ დინამიკური პროცესები

შესავალი.....47

II.1. ზოგადი ცნებები და მონაცემები ელმავლის რხევებისა და მათი გამომწვევი მიზეზების შესახებ	
II.1.1. ელმავლის დინამიკის ძირითადი ამოცანები	48
II.1.2. ელმავლის რხევითი მოძრაობის სახეები	49
II.1.3. ელმავლის რხევების გამომწვევი აღშფოთებები	57
II.2. სარელსო ტრანსპორტის ამოცანები და ელმავლის ძირითადი შემადგენელი ელემენტები	
II.2.1. ელმავლისა და მოძრავი შემადგენლობის ძირითადი ამოცანები	61
II.2.2. რელსური ტრანსპორტის (ეკიპაჟი) დრეკადი კავშირები	63
II.2.3. რკინიგზის ლიანდაგის მექანიკური პარამეტრები	65
II.2.4. რელსებზე გადაცემული ძალები	67
II.2.5. ელმავლის ამძრავის ტიპები	69
II.2.6. გზის ზედა მოწყობილობის დანიშნულება და ელემენტები	72
II.2.6.1. გზის ზედა მოწყობილობა	72
II.2.7. ვაგონ-რელსის ზოგიერთი საორიენტაციო მონაცემი (პარამეტრები)	74
II.2.8. წყვილთვალის ფრიქციული ავტორხევები რელსის მიმართ	
II.2.8.1. ფრიქციული ავტორხევების წარმოშობის მექანიზმი	78
II.3. ელმავლის მოძრაობის თეორიული ასპექტები	82
II.3.1. წევის ძალა	84
II.3.2. მატარებლის მოძრაობის სტატიკური წინააღმდეგობა	88
II.3.3. მატარებლის მოძრაობის დინამიკური წინააღმდეგობა	91
II.3.4. სამუხრუჭო ძალა	93
II.3.5. მატარებლის მოძრაობის განტოლების ზოგადი ანალიზი	95
II.4. ელმავლის სივრცითი რხევები, მოძრაობის დინამიკური მოდელი და მათემატიკური მოდელირება	
II.4.1. სისტემური მიდგომის მეთოდის გამოყენება ელმავლის დინამიკის კვლევაში	96

II.4.2. ელმავლის სივრცითი რხევის დინამიკური მოდელი სისტემური მიდგომის საფუძველზე	97
II.4.3. ელმავლის სივრცითი რხევითი მოძრაობის ენერგეტიკული (ძალური) ველი	99
II.5. ელმავლის სივრცითი რხევითი მოძრაობის მათემატიკური მოდელი	103
II.5.1. კინეტიკური ენერგიების ანალიტიკური გამოსახულებების მიღება	105
II.5.2. ელმავლის შემადგენელი მასების ურთიერთდაკავშირებული რხევითი მოძრაობის მათემატიკური მოდელის დამუშავება.....	106
II.6. ელმავლის რხევითი მოძრაობის მათემატიკური მოდელირება.....	111
II.6.1. რელსიდან წყვილთვალზე გადაცემული ამგზნები ძალის განსაზღვრა წყვილთვალზე ან რელსზე არსებულ დაზიანებაზე დამოკიდებულებით	115
II.6.2. რელსზე წყვილთვალის სხვადასხვა სიდიდის რხევების (ამპლიტუდურ - სიხშირული მახასიათებლები) გავლენა სხვა ურთიერთდაკავშირებული მასების ფიქსირებული რხევების პირობებში	
II.6.2.1. წყვილთვალის მასისა და დრეკადი კავშირების ცვლილების გავლენა წყვილთვალის რხევის ამპლიტუდურ-სიხშირულ მახასიათებელზე.....	117
II.6.2.2. ამგზნები ძალის დამოკიდებულება წყვილთვალის ან რელსის დაზიანების ხასიათზე: ა) ერთჯერადი დარტყმა, ბ) ორჯერადი დარტყმა, გ) დაზიანების სიდიდე (სიღრმე) და ა.შ.....	119
ლიტერატურა.....	123

I ნაწილი. საელმავლო წევსა სამთო საწარმოებში

I.1. ზოგადი ცნობები მიწისქვეშა საელმავლო წევის შესახებ

I.1.1. საელმავლო წევის ძირითადი ელემენტები

სასარგებლო წიაღისეულის ტრანსპორტირება ერთ-ერთი ძირითადი საწარმოო პროცესია და ამით აიხსნება ის განსაკუთრებული როლი, რომელიც საშახტო ტრანსპორტს აქვს.

საშახტო ტრანსპორტის ერთ-ერთი მნიშვნელოვანი ნაწილი საელმავლო წევსაა. უმრავლეს შემთხვევაში, სხვა სატრანსპორტო საშუალებებთან შედარებით იგი უფრო მწარმოებლურია.

საელმავლო წევის ძირითადი ელემენტებია:

- მოძრავი შემადგენლობა – ელმავალი და ვაგონები;
- ელექტრული ენერჯის წყარო – წევის ან სამუხტავი ქვესადგური;
- წევის ქსელი – სადენები და რელსები. ზოგიერთი ტიპის ელმავლებისათვის წევის ქსელი შეიძლება მარტო რელსები იყოს.

საელმავლო წევის მთავარი ელემენტი ელმავალია. არსებობს მუდმივი და ცვლადი დენის ელმავლები. ეს უკანასკნელი შეიძლება იყოს ერთფაზა მუდმივი დენის ელმავალზე მოთავსებული გამმართველით ან ერთფაზა ცვლადი დენის ძრავათი. ეს უკანასკნელი ძირითადად ღია სამთო სამუშაოებზე გამოიყენება.

ელმავლების კლასიფიკაცია შემდეგი ნიშნებით ხდება:

- კვების სახის მიხედვით: 1) ავტონომიური (აკუმულატორული);
- 2) გარე კვების წყაროთი (საკონტაქტო ან მადალსიხშირული);
- 3) კომბინირებული (საკონტაქტო – საკაბელო და საკონტაქტო – აკუმულატორული).

- წევის კატეგორიის მიხედვით: მსუბუქი (მცირეგაბარტიანი), ჩაჭიდების მასით 2...5 ტ; საშუალო, ჩაჭიდების მასით 6...10 ტ და მძიმე, 10 ტ-ზე მეტი ჩაჭიდების მასით.

- დანიშნულების მიხედვით: მაგისტრალური (მთავარ გამონამუშევრებში ზიდვისათვის) და სამანევრო (დამხმარე ოპერატორებისათვის).

გარდა ამისა, საშახტო ელმავლები განსხვავდება: ლიანდის სიგანით, წყვილთვალის ამძრავის ტიპით, მართვისა და დამუხრუჭების ხერხით და სხვა.

I.1.2. საშახტო ელმავლების ძირითადი ტიპები და მათი გამოყენების არე

ამჟამად ქვანახშირისა და მადნეულის შახტებში ძირითადად ელმავლების ორი ტიპი გამოიყენება: საკონტაქტო და აკუმულატორული.

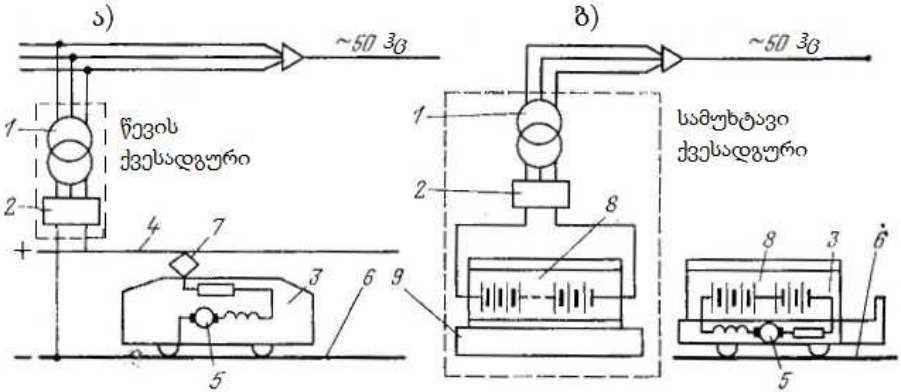
საკონტაქტო ელმავლებით წვეის კომპლექსში შედის (ნახ. 1.1, ა): წვეის ქვესადგური ტრანსფორმატორით 1 და გარდამქმნელი აგრეგატით 2; საჰაერო საკონტაქტო სადენი 4; ელმავალი 3; წვეის ძრავა 5; დენმიმღები 7; რელსები 6.

ელმავალი საკონტაქტო ხაზიდან მუდმივი დენით იკვებება, რომლის ძაბვა 250 ან 550 ვ-ია. რელსები და შემწოვი კაბელი უკუგამტარის როლს ასრულებს.

აკუმულატორული ელმავლებით წვეის კომპლექსში (ნახ. 1.1, ბ) არის: სამუხტავი ქვესადგური, რომელშიც შედის ტრანსფორმატორი 1, გარდამქმნელი აგრეგატი 2, სამუხტავი მაგიდა 9 დასამუხტი აკუმულატორული ბატარეით 8. მეორე, მუშა მდგომარეობაში მყოფი ბატარეა დგას ელმავალზე 3 და წვეის ძრავას კვებავს.

საკონტაქტო ელმავლები, აკუმულატორულთან შედარებით, უფრო ეკონომიურია; აქვს მეტი წვეის ძალა და მოძრაობის სიჩქარე, ამის გამო კი აქვს მეტი მწარმოებლობა. მაგრამ ნაპერწკლის წარმოშობის საფრთხე საკონტაქტო ხაზსა და დენმიმღებს შორის ან ელმავლის თვალსა და რელსს შორის შეუძლებელს ხდის მათ გამოყენებას გაზიან შახტებში. აქედან გამომდინარე, მათი გამოყენება უგაზო შახტებში ხდება. ყველა სხვა შემთხვევაში გამოიყენება აკუმულატორული ელმავლები. სტატისტიკური მონაცემებით, ქვანახშირის შახტების 80%-ში წვეა აკუმულატორული ელმავლებით ხორციელდება.

ტვირთის საკონტაქტო ელმავლებით ზიდვისას მცირე საექსპლუატაციო დანახარჯები განპირობებულია მათი მოძრაობის მაღალი სიჩქარით, დიდი ტვირთზიდვის უნარით და მომსახურების მცირე ხარჯით.



ნახ. 1.1. სამახტო საელმავლო წევის სტრუქტურული სქემა: ა) საკონტაქტო; ბ) აკუმულატორული

აკუმულატორული ელმავლების საექსპლუატაციო დანახარჯები გაცილებით მეტია აკუმულატორული ბატარეების დაბალი მქოეფიცინტის, მცირე სამსახურის ვადისა და, საკუთრივ, ბატარეის დიდი ფასის გამო.

ზოგიერთ შემთხვევაში მიზანშეწონილია კომბინირებული ელმავლების გამოყენება: საკონტაქტო – საკაბელო ან საკონტაქტო – აკუმულატორული.

საკონტაქტო – საკაბელო ელმავალს აქვს დენმიმღები და დოლზე დახვეული კაბელი. ისეთ გამონამუშევრებში, სადაც საკონტაქტო ხაზი არ არის, კაბელი მიუერთდება უახლოეს საკონტაქტო ხაზს და ელმავალი კვებას კაბელით ღებულობს. მოძრაობის დროს კაბელი დოლზე დაეხვევა ან მისგან განეხვევა.

საკონტაქტო – აკუმულატორულ ელმავლებს აქვს დენმიმღები და აკუმულატორული ბატარეა. გამონამუშევრებში, სადაც საკონტაქტო ხაზი არ არის, ელმავალი მუშაობს როგორც აკუმულატორული. აკუმულატორული ბატარეის დამუხტვა შეიძლება სამუხტავ ქვესადგურში ან საკონტაქტო ხაზიდან ელმავალზე დადგმული გარდამსახის საშუალებით.

არსებობს უკონტაქტო მაღალსიხშირული ელმავლები. ასეთ ელმავლებს აქვს ინდუქციური დენმიმღები და იკვებება მაღალი სიხშირის

ქსელიდან. მაღალსიხშირული ელმავლები იკვებება წვეის კაბელიდან, რომლითაც საკონტაქტო ხაზია შეცვლილი. დენმიმდებს ჩარჩოს ფორმა აქვს. წვეის კაბელი ერთმარღვიანია, დენის სიხშირე - 5000 ჰც. წვეის კაბელი იკვებება წვეის ქვესადგურში დადგმული სიხშირის გარდამსახისგან. მაღალი სიხშირის ცვლადი დენი ელმავალზე გარდაიქმნება მუდმივ დენად, რითაც წვეის ძრავები იკვებება. მაღალსიხშირული ელმავლები აკუმულატორულთან შედარებით უფრო საიმედოა და ექსპლუატაციაში მოსახერხებელი. მქ კოეფიციენტები მათ დაახლოებით ერთნაირი აქვს.

I.2. წვეის ძრავები

I.2.1. წვეის ძრავების ტიპები

წვეის ძრავები ძალზე მძიმე პირობებში მუშაობს. პირველყოვლისა, მათი დატვირთვა დიდ ფარგლებში იცვლება, რომლის დროს მათზე მიყვანილი ძაბვის მერყეობა ხშირად 25%-ს აღწევს; მუშაობის დროს, ლიანდაგის უსწორობის გამო, ისინი მუდმივად განიცდის ბიძგებსა და დარტყმებს; შეზღუდულ სივრცეში დაყენების გამო, მათი გაბარიტები საგრძნობლადაა შემცირებული; მუშაობა უხდება არახელსაყრელ გარემოში (სინესტე, მტვერი) და სხვა. ამასთან ერთად, წვეის ძრავები უნდა იყოს ეკონომიური – უნდა ჰქონდეს ისეთი მახასიათებელი, რომელიც სხვადასხვა რეჟიმის დროს უზრუნველყოფს ენერჯის მინიმალურ დანახარჯს.

არსებული ელექტრული ძრავებიდან ამ მოთხოვნებს ყველაზე უკეთ აკმაყოფილებს მუდმივი დენის მიმდევრობითაგზნებიანი ძრავები. მუდმივი დენის პარალელურაგზნებიან და ასინქრონულ ძრავებთან შედარებით შემდეგი უპირატესობა აქვს:

– ერთსა და იმავე პირობებში მიმდევრობითაგზნებიანი ძრავა ავითარებს უფრო მეტ მამრუნ მომენტს და დატვირთვის ცვალებადობა ნაკლებ გავლენას ახდენს ქსელიდან წადებული სიმძლავრის ცვალებადობაზე;

– საკონტაქტო ქსელში ძაბვის მერყეობა უმნიშვნელო გავლენას ახდენს ძრავას მუშაობაზე. ამ დროს იცვლება ძრავას ბრუნთა რიცხვი, წვევის ძალა კი, პრაქტიკულად, უცვლელი რჩება;

– ამუშავებისა და დამუხრუჭებისას გარდამავალი პროცესები უფრო ხელსაყრელად მიმდინარეობს;

– პარალელურად მომუშავე ძრავებს შორის დატვირთვა თანაბრად ნაწილდება და მუშაობა უფრო მდგრადად მიმდინარეობს;

– ელმავლის წამყვანი თვლების დიამეტრებს შორის სხვაობისას, ნაკლებდიამეტრიანი თვლების ლილვის ბრუნვის სიხშირე უფრო მეტი იქნება და პარალელურად მომუშავე ძრავების დატვირთვის დენები განსხვავებული. ასეთ შემთხვევაში, სიჩქარის მახასიათებლის დიდი დახრის გამო, მიმდევრობითაგზნებიანი ძრავების დატვირთვათა შორის სხვაობა უმნიშვნელო იქნება მაშინ, როდესაც პარალელურაგზნებიან ძრავებში ეს სხვაობა ხშირად 40%-ს აჭარბებს.

ჩამოთვლილი თვისებების გამო, ელექტრულ წევაში მხოლოდ მიმდევრობითაგზნებიანი ძრავები გამოიყენება. რაც შეეხება წვევისათვის ცვლადი დენის ძრავების გამოყენებას, შახტებში ეს გაუმართლებელია, რადგან უსაფრთხოების წესებით ძაბვა საკონტაქტო ხაზში არ შეიძლება იყოს 600 ვოლტზე მეტი.

საკონტაქტო ელმავლების ძაბვა იცვლება 120 – 250 ვ ფარგლებში, აკუმულატორული ელმავლების ძაბვა 40 – 200 ვ-ია.

I.2.2. წვევის ძრავების მახასიათებლები

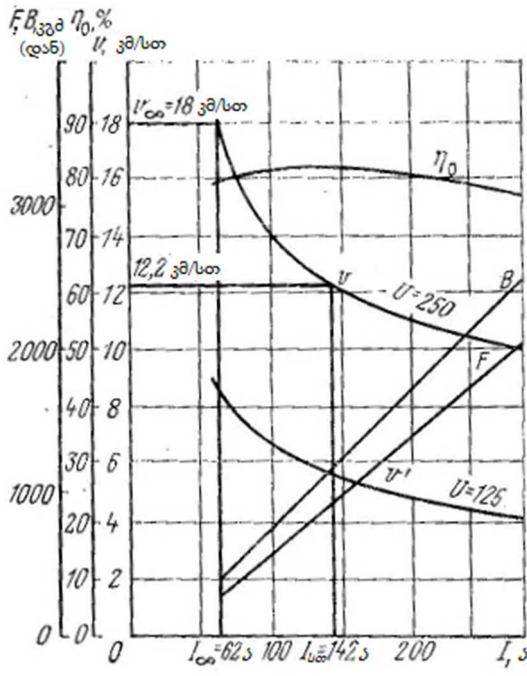
წვევის ძრავების თვისებები გამოიხატება მათი ელექტრომაგნიტური ან მუშა (დენური) მახასიათებლებით, რომლებიც დამოკიდებულებას ამყარებს ღუზის დენსა და მუშა რეჟიმის მახასიათებლებს შორის (ბრუნვის სიხშირე, მბრუნნი მომენტი, მქკ). პრაქტიკაში უფრო საინტერესოა ელმავლის მახასიათებლები: წვევის ძალის, მოძრაობის სიჩქარისა და საერთო მქ კოეფიციენტის დამოკიდებულება ღუზის დენზე $F = f_1(I)$, $V = f_2(I)$ და $\eta_0 = f_3(I)$. ეს დამოკიდებულებები იწოდება ელექტროწევით მახასიათებლებად.

ძრავას სიმძლავრეს ჩვეულებრივ დაიყვანენ საათურ ან ხანგრძლივ რეჟიმზე. საათური სიმძლავრე ისეთი მაქსიმალური სიმძლავრეა, რომელსაც ძრავა უწყვეტად ავითარებს ერთი საათის განმავლობაში და არ

ხურდება დასაშვებზე მეტად. ეს სიმძლავრე ძრავას ნომინალური სიმძლავრეა და მითითებულია მის პასპორტში.

ანალოგიურად, ხანგრძლივი სიმძლავრე ისეთი მაქსიმალური სიმძლავრეა, რომელსაც ძრავა ავითარებს ხანგრძლივი დროის განმავლობაში და დასაშვებზე მეტად არ ხურდება.

1.2 ნახაზზე ნაჩვენებია $\Xi E-31$ წვეის ძრავას მქონე K10 კონტაქტური ელმავალის ელექტროწვეითი მახასიათებლები, რომლებიც მიღებულია შემდეგი პარამეტრების გათვალისწინებით: თვლის დიამეტრი - 680 მმ;



ნახ. 1.2. K10 კონტაქტური ელმავალის თვლის რგოლზე დაცვანილი ელექტროწვეითი მახასიათებლები

გადამცემი რედუქტორის გადაცემის რიცხვი - 10,97; წვეის ძრავას საათური სიმძლავრე - 31 კვტ; ძაბვა წვეის ძრავების მიმდევრობითი დაჯგუფებისას - 125 ვ; ძაბვა წვეის ძრავების პარალელური დაჯგუფებისას - 250 ვ; საათური

დენი - 142 ა; ხანგრძლივი დენი - 62 ა; საათური რეჟიმის დროს ბრუნვის სიხშირე - 1050 ბრ/წთ; რედუქტორის მქ კოეფიციენტი - 0,94.

სიმძლავრეების ანალოგიურად არსებობს საათური $I_{ბთ}$ და ხანგრძლივი $I_{ბწ}$ (ან $I_{ბ}$) დენები. ხანგრძლივი და საათური დენების ფარდობას ვენტილაციის კოეფიციენტი ეწოდება.

$$\rho = \frac{I_{ბწ}}{I_{ბთ}} . \quad (1.1)$$

ქვემოთ მოგვყავს წვევის ძრავების ტექნიკური სიდიდეების საანგარიშო და ამ სიდიდეების ელმავლის თვლის ფერსოზე დასაყვანი ფორმულები ანუ ძრავას ლილვიდან ელმავლის თვლის ფერსოზე (თვლის გორვის წრეხაზზე) დასაყვანი ფორმულები:

1. ქსელიდან ძრავაზე მიყვანილი სიმძლავრე, კვტ

$$P_{ქს} = U \cdot I \cdot 10^{-3}, \quad (1.2)$$

სადაც U ძაბვაა ძრავას მომჭერებზე, ვ; I - ძრავას დენი, ა.

2. სასარგებლო სიმძლავრე ძრავას ლილვზე, კვტ

$$P_{ლ} = P_{ქს} \cdot \eta_{ძრ}, \quad (1.3)$$

სადაც $\eta_{ძრ}$ ძრავას მქ კოეფიციენტია.

3. სასარგებლო სიმძლავრე ელმავლის თვლის ფერსოზე, კვტ

$$P_0 = P_{ქს} \cdot \eta_0 = \frac{FV}{102}, \quad (1.4)$$

სადაც η_0 ელმავლის მქ კოეფიციენტია (ძრავასა და კბილანა გადაცემის); F - წვევის ძალა თვლის ფერსოზე, დნ; V - მოძრაობის სიჩქარე, მ/წმ.

თუ სიჩქარე მოცემულია კმ/სთ-ში, მაშინ მ/წმ-ში გადასაყვანად იგი უნდა გაიყოს 3,6-ზე.

4. ძრავას ბრუნვის სიხშირე, ბრ/წთ

$$n = \frac{60Vi}{\pi D}, \quad (1.5)$$

სადაც V არის ელმავლის მოძრაობის სიჩქარე, მ/წმ; D - თვლის დიამეტრი, მ; i - რედუქტორის გადაცემის რიცხვი.

5. მაბრუნნი მომენტი ძრავას ლილვზე, ნმ

$$M = 9550 \frac{P_{\text{ლ}}}{n}, \quad (1.6)$$

სადაც $P_{\text{ლ}}$ ძრავას ლილვზე განვითარებული სიმძლავრეა, კვტ; n - ლუზის ბრუნვათა რიცხვი, ბრ/წთ.

6. ელექტრომაგნიტური წვევის ძალა (ანუ წვევის ძალა, განვითარებული ძრავას ლუზაში დანაკარგების გარეშე)

$$F_g = 0,367 \frac{IE_{\text{ლ}}}{V}, \quad (1.7)$$

სადაც I ძრავას დენია, ა; $E_{\text{ლ}}$ - ლუზის ემ ძალა, ვ; V - მოძრაობის სიჩქარე, კმ/სთ.

7. წვევის ძალა ფერსოზე, კვტ

$$F = 0.367 \frac{UI\eta_0}{V}, \quad (1.8)$$

სადაც U არის ძრავაზე მოდებული ძაბვა, ვ; I - ძრავას დენი, ა; η_0 - ელმავლის საერთო მქ კოეფიციენტი; V - მოძრაობის სიჩქარე, კმ/სთ.

1.2.3. წვევის ძრავების ამუშავება და სიჩქარის რეგულირება

ერთი ძრავას შემთხვევაში (ნახ. 1.3, ა) ამუშავება ხდება ლუზის წრედში ჩართული რეოსტატის საშუალებით. ძრავას ასამუშავებლად საჭიროა რეოსტატის წინაღობის თანდათანობით შემცირება. როდესაც წინაღობა მთლიანად გამოვა ლუზის წრედიდან, ძრავა ჩართული იქნება სრულ ძაბვაზე და მაქსიმალური სიჩქარით იბრუნებს. სიმძლავრის დიაგრამაზე დაშტრიხული ფართობი გვიჩვენებს ენერგიის კარგვას რეოსტატში, რომელიც ქსელიდან წაღებული ენერგიის 50%-ს შეადგენს. ორძრავიანი ამძრავის შემთხვევაში (ნახ. 1.3, ბ) პირველ ეტაპზე ძრავები მიმდევრობითაა შეერთებული და წრედში ჩართულია რეოსტატი. წრედიდან რეოსტატის გამოყვანის შემდეგ თითოეული ძრავა ჩართული

იქნება ქსელის ძაბვის ნახევარზე. ამით ამუშავების პირველი საფეხური მთავრდება. მეორე საფეხურზე ძრავები გადაირთვება პარალელურად და წრედში რეოსტატი ჩაირთვება. ამ მომენტში თითოეულ ძრავაზე მოდის ქსელის ძაბვის ნახევარზე მეტი და სრულ ძაბვაზე ნაკლები. რეოსტატის გამოყვანის შემდეგ თითოეული ძრავა ჩართული იქნება სრულ ძაბვაზე და მაქსიმალური სიჩქარით იბრუნებს. ელმავლის მიერ მოხმარებული დენი 2I იქნება. ენერგიის კარგვები ორსაფეხურიანი ამუშავებისას (დამტრიხული ფართობი სიმძლავრის დიაგრამაზე) 33%-ს შეადგენს. ამასთან ერთად, შესაძლებელი იქნება ორი ეკონომიური სიჩქარის მიღებაც.

ელმავლის მუშაობისას ხშირად საჭირო ხდება სხვადასხვა სიჩქარით მოძრაობა. მუდმივი დენის ძრავას ძირითადი განტოლებიდან ჩანს, რომ ამის მიღწევა შესაძლებელია ძრავას მომჭერებზე ძაბვის ან მაგნიტური ნაკადის ცვლილებით:

$$n = \frac{U - IR}{c_e \Phi}, \quad (1.9)$$

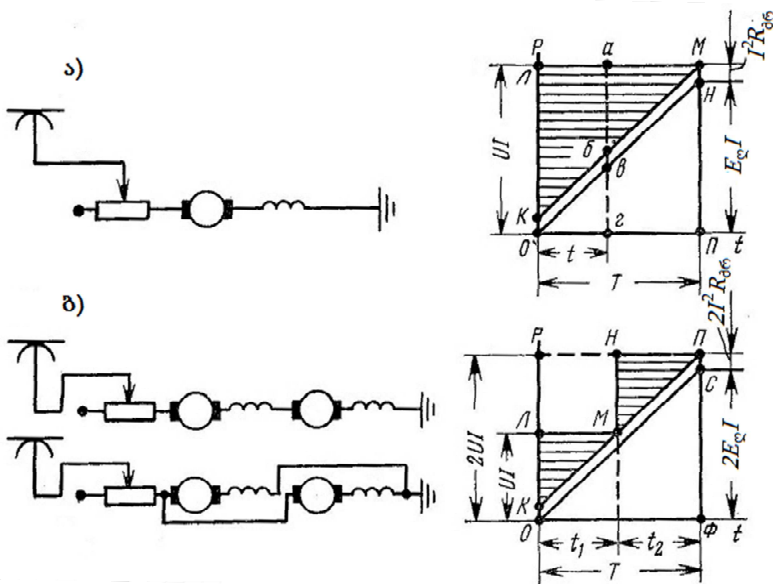
სადაც U არის ძრავაზე მოდებული ძაბვა, ვ; I - ძრავას დენი, ა; R - ძრავას გრაგნილების ჯამური აქტიური წინაღობა, ომი; c_e - ელმავლის ძრავას კონსტრუქციული მუდმივა; Φ - ძრავას აგზნების გრაგნილების მიერ შექმნილი მაგნიტური ნაკადი, ვბ.

ძრავას მომჭერებზე ძაბვის ცვლილება შესაძლებელია ორი ხერხით:

1. ძრავას მიმდევრობით რეოსტატის ჩართვით;
2. ძრავების მიმდევრობით-პარალელური შეერთებით.

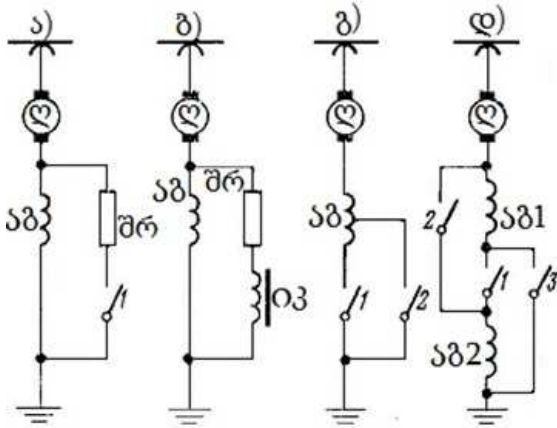
სიჩქარის რეოსტატული რეგულირება არაეკონომიურია ენერგიის კარგვის გამო. უფრო მოსახერხებელი და ეკონომიურია სიჩქარის რეგულირება ძრავების მიმდევრობით-პარალელური შეერთებით. ასეთ შემთხვევაში შესაძლებელია ორი საფეხურის მიღება, რომლებზეც ენერგიის კარგვები არ არის.

სიჩქარის რეგულირება მაგნიტური ველის ცვლილებით შესაძლებელია სიჩქარის გაზრდის მიმართულებით, მაგნიტური ნაკადის შემცირების გზით. ველის შესუსტება შესაძლებელია აგზნების გრაგნილის (აგ) დაშუქებით ან აგზნების გრაგნილის ნაწილის გამორთვით (ნახ. 1.4).



ნახ. 1.3. სიმძლავრის პრინციპული სქემები და დიაგრამები წევრის ძრავების გაშვების სხვადასხვა მეთოდისთვის: ა) ერთი ძრავის გაშვება; ბ) ორი ძრავის თანამიმდევრულ-პარალელური გაშვება

მაშუნტებელ კონტურს (იკ) უნდა ჰქონდეს საკმარისი ინდუქციური წინაღობა, წინააღმდეგ შემთხვევაში ძაბვის მკვეთრი მომატებისას (მაგ., საკონტაქტო ხაზიდან დენმიმღების მოცილებისა და კვლავ შეხების შემთხვევაში) დენი შუნტსა და ღუზაში უფრო სწრაფად გაიზრდება, ვიდრე აგზნების გრაგნილში. შემცირებული ნაკადისა და, მამასადამე, შემცირებული უკუ ემ ძალის დროს მკვეთრად იზრდება დენი, რამაც კოლექტორზე შეიძლება წრიული ცეცხლი გააჩინოს.



ნახ. 1.4. წვეის ძრავების სიჩქარის რეგულირების პრინციპული სქემები:
 ა) და ბ) - აგზნების გრაგნილის შუნტირების მეთოდით, რეზისტორის დახმარებით (არ); გ) და დ) - აგზნების გრაგნილის სექციონირების მეთოდით (ნაწილობრივი ამორთვით)

ველის შესუსტება ხასიათდება ე. წ. აგზნების რეგულირების კოეფიციენტით, რომელიც მიიღება შესუსტებული ველის დამამაგნიტებელი ძალის შეფარდებით სრული ველის დამამაგნიტებელ ძალასთან:

$$\alpha = \frac{AW_{გ}}{AW_{სრ}}, \tag{1.10}$$

ჩვეულებრივ $\alpha = 67...75\%$ -ს.

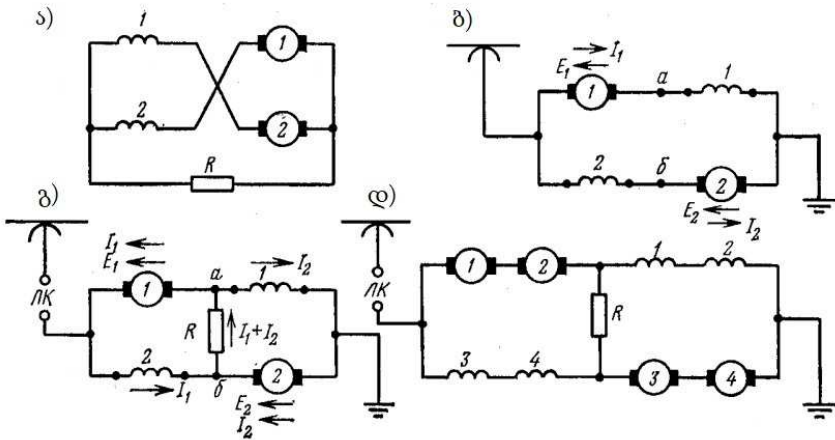
1.2.4. წევის ძრავების ელექტრული დამუხრუჭება

შემადგენლობის მექანიკური დამუხრუჭება მოხაზუნე ზედაპირების სწრაფ ცვლას იწვევს, ამიტომ, მექანიკურის გარდა, შესაძლებელი უნდა იყოს ელმავლის ელექტრული დამუხრუჭების განხორციელება.

არსებობს ელექტრული დამუხრუჭების სამი ხერხი:

- დინამიკური დამუხრუჭება, რომლის დროსაც გამომუშავებულ ელექტრულ ენერგიას რეოსტატი შთანთქავს;
- გენერატორული დამუხრუჭება, რომლის დროსაც გამომუშავებული ენერგია ქსელს უბრუნდება;
- უკუჩართვით დამუხრუჭება, რომლის დროსაც სამუხრუჭო ძალის შესაქმნელად ელექტრული ენერგია ქსელიდან მოიხმარება, მაგრამ ძრავები გადაიერთვება საწინააღმდეგო ბრუნვის მიმართულებაზე.

უკუჩართვით დამუხრუჭებას საელმავლო წევამი პრაქტიკულად არ იყენებენ, რადგან მას ახლავს ენერგიის დიდი კარგვა და, ამასთანავე, დამუხრუჭება ძალიან მკვეთრია.



ნახ. 1.5. წევის ძრავას რეოსტატული დამუხრუჭების სქემა: ა) ჯვარედინი შეერთებისას; ბ) და გ) ჯვარედინ-ყულფური შეერთებისას წევის და დამუხრუჭების რეჟიმებში; დ) ჯვარედინ-ყულფური შეერთებისას ოთხი ძრავას დროს

გენერატორული დამუხრუჭება დიდ სირთულეებთანაა დაკავშირებული, რადგანაც მიმდევრობითაგზნებიანი გენერატორები ქსელთან პარალელურად ძალზე არამდგრადად მუშაობს.

საელმავლო წევრში ძირითადად დინამიკური დამუხრუჭება გამოიყენება. ამ დროს ძრავები გამოირთვება ქსელიდან და სამუხრუჭო წინაღობაზე ჩაირთვება. შემადგენლობის კინეტიკური ენერგია მცირდება, რადგან რეოსტატში სითბოდ გარდაიქმნება და შემადგენლობა სვლას ანელებს.

ამ დროს, ჩვეულებრივ, წევის ძრავებს პარალელურად აერთებენ და, მათანაბრებელი დენების მავნე გავლენის თავიდან ასაცილებლად, სპეციალურ სქემებს იყენებენ. მათანაბრებელი დენები ჩნდება ძრავების მახასიათებლების განსხვავების, ელმავლის თვლების სხვადასხვა დიამეტრისა და სხვათა გამო.

1.5, ა ნახაზზე ნაჩვენებია ელექტროდინამიკური დამუხრუჭების რეჟიმში მომუშავე წევის ძრავების ჯვარედინი ჩართვის სქემა. პირველი ძრავას აგზნების გრაგნილი იკვებება მეორე ძრავას ღუზიდან და პირიქით. მათანაბრებელი დენის არსებობის შემთხვევაში გაიზრდება მცირე ემ ძალის მქონე ძრავას აგზნების ნაკადი და შემცირდება დიდი ემ ძალის მქონე ძრავას აგზნების ნაკადი. ამით ემ ძალები გათანაბრდება. დინამიკური დამუხრუჭების რეჟიმში გადასვლისთანავე საჭიროა აგზნების გრაგნილების პოლარობის შეცვლა.

კონტროლერის სქემის გასამარტივებლად იყენებენ ე. წ. ჯვარედინ-ყულფურ სქემას, რომლის დროსაც აღარ არის საჭირო აგზნების გრაგნილების ბოლოების გადართვა.

პარალელურად შეერთებული წევის რეჟიმში მომუშავე ძრავები ნაჩვენებია 1.5, ბ ნახაზზე. სამუხრუჭო რეჟიმში გადასასვლელად საჭიროა ძრავების გამორთვა ქსელიდან და a და b წერტილებს შორის სამუხრუჭო წინაღობის ჩართვა (ნახ. 1.5, გ). ამით პირველი ძრავას ღუზის დენი გაივლის მეორე ძრავას აგზნების გრაგნილში და პირიქით. მაშასადამე, შესრულდება ჯვარედინი ჩართვა. გარდა ამისა, საჭირო აღარ იქნება აგზნების გრაგნილების ბოლოების გადართვაც.

1.5, გ ნახაზზე ნაჩვენებია ჯვარედინ-ყულფური ჩართვის სქემა ოთხი წევის ძრავას შემთხვევაში.

რეოსტატული დამუხრუჭების დადებითი მხარეებია:

- არ ცვდება ხუნდები;

– ამუშავება და დამუხრუჭება სრულდება ერთი და იგივე სახელურით;

– დამუხრუჭება არ არის დამოკიდებული ჩაჭიდების პირობებზე. მართლაც, თუ სამუხრუჭო ძალა ისე გაიზარდა, რომ თვლები გაჩერდა, შეწყდება დენი, სამუხრუჭო ძალა მკვეთრად შემცირდება, ჩაჭიდების პირობები აღდგება და დამუხრუჭების პროცესი გაგრძელდება.

რეოსტატული დამუხრუჭების უარყოფითი მხარეებია:

– შეუძლებელია შემადგენლობის დამუხრუჭება სრულ გაჩერებამდე და შემადგენლობის დაკავება დამუხრუჭებულ მდგომარეობაში. ამის გამო, საჭირო ხდება მექანიკური მუხრუჭის გამოყენებაც;

– დამუხრუჭების რეჟიმში ძრავები დამატებით ხურდება, ამიტომ ასეთ რეჟიმში მომუშავე ძრავების სიმძლავრე ჩვეულებრივზე 15...20%-ით მეტი უნდა იყოს.

I.3. აკუმულატორული ბატარეები

I.3.1. წევის აკუმულატორების ძირითადი ტიპები და მოწყობილობა

ამჟამად არსებული აკუმულატორები გამოყენებული ელექტროლიტის მიხედვით ორ ჯგუფად იყოფა – მჟავა და ტუტე.

მჟავა აკუმულატორებიდან გავრცელებულია ტყვიის, ხოლო ტუტე აკუმულატორებიდან – ძირითადად რკინა-ნიკელის.

აკუმულატორი არის 1 ჭურჭელი, რომელშიც ელექტროლიტი ასხია და ჩადგმულია 2 და 3 სხადასხვა ნიშნის ელექტროდების ორი ჯგუფი (ნახ. 1.6). ერთნიშნისანი ელექტროდები ერთმანეთთან შეერთებულია 4 შესაკრავით. 5 გამომყვანი კლემებია. დადებითი ელექტროდის ფირფიტები ჩადგმულია უარყოფითი ელექტროდის ფირფიტებს შორის. ამის გამო, უარყოფითი ელექტროდის ფირფიტების რიცხვი ყოველთვის ერთით მეტია დადებითი ელექტროდის ფირფიტებზე. მოსაზღვრე ფირფიტებს შორის მოკლედ შერთვის თავიდან ასაცილებლად მათ შორის ჩადგმულია 6 ტიხრები. აკუმულატორის სახურავს აქვს საცობი ელექტროლიტის ჩასასხმელად და მუშაობის პროცესში წარმოშობილი გაზების გამოსაშვებად.

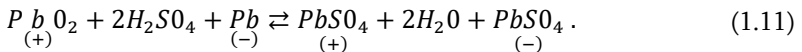
I.3.2. მჟავა აკუმულატორები

უარყოფითი ელექტროდის ფირფიტები დამზადებულია ტყვიისა და სტიბიუმის შენადნობის გისოსოვანი ჩონჩხისაგან, რომელშიც შეხელილია აქტიური მასა – ღრუბლოვანი ტყვია Pb (ნახ. 1.7).

დადებითი ელექტროდის ფირფიტები კი დამზადებულია ტყვიისა და სტიბიუმის ღეროვანი ჩონჩხისაგან, რომლებზეც ჩამოცმულია ფორებიანი ებონიტის მილები. ებონიტის მილებში ჩაზელილია აქტიური მასა ტყვიის ორჟანგი PbO_2 .

ელექტროლიტად გამოყენებულია გოგირდმჟავას (H_2SO_4) ხსნარი, რომლის სიმკვრივეა 1,23. ტიხარი - სეპარატორები მზადდება ფორებიანი ებონიტის ან თხელი ფანერისაგან. აკუმულატორის ქილა ებონიტისაგან მზადდება. დამუხტული აკუმულატორის მომჭერებზე ძაბვა 2,1...2,2 ვ-ია.

აკუმულატორის განმუხტვისა და დამუხტვის ქიმიური პროცესი ასე გამოისახება:



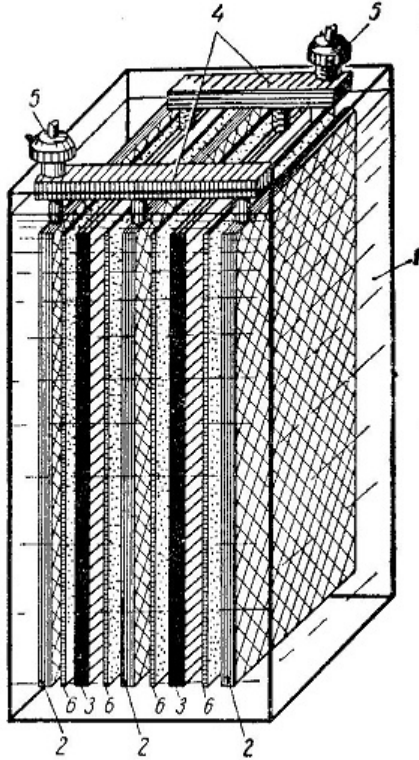
ამ განტოლებიდან ჩანს, რომ:

– განმუხტვის პროცესში ორივე ელექტროდზე გამოიყოფა გოგირდმჟავა ტყვია $PbSO_4$;

– დამუხტვის პროცესში გოგირდმჟავა ტყვია დადებით პოლუსზე გადაიქცევა ტყვიის ორჟანგად PbO_2 , უარყოფით პოლუსზე კი – სუფთა ტყვიად Pb .

ღრმა განმუხტვის შემთხვევაში ფირფიტების სულფატაცია ხდება, რომლის დროსაც $PbSO_4$ მსხვილ კრისტალებად ერთდება. ასეთი კრისტალები დენს ცუდად ატარებს და ცუდად იხსნება. სულფატაციის თავიდან ასაცილებლად აკუმულატორის განმუხტვა უნდა შეწყდეს, როდესაც ძაბვა შემცირდება 1,75...1,8 ვოლტამდე, სიმკვრივე – 1,14...1,15-მდე.

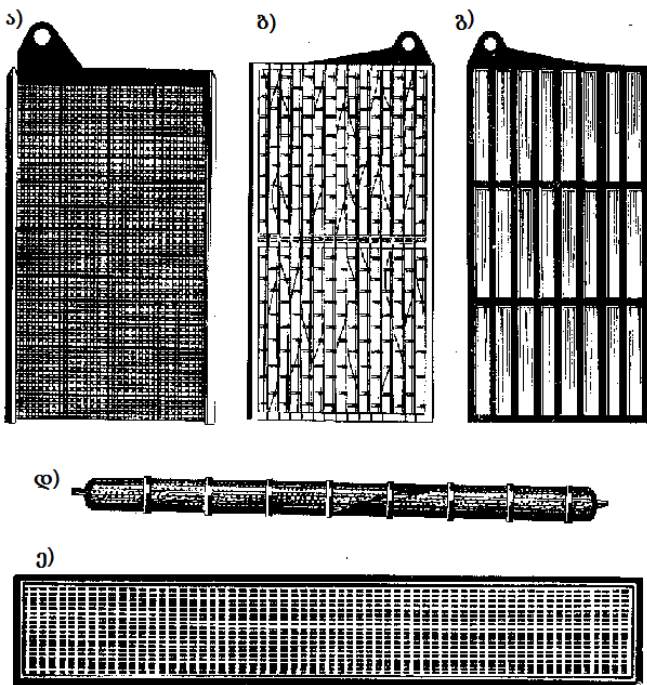
აკუმულატორის დასამუხტად მასში უნდა გავატაროთ მუდმივი დენი. ამ დროს ძაბვა მის მომჭერებზე ჯერ სწრაფად იზრდება 2,2...2,25 ვოლტამდე, შემდეგ თანდათანობით ადის 2,3...2,4 ვოლტამდე



ნახ. 1.6. აკუმულატორი

და დამუხტვის ბოლოს კვლავ სწრაფად იზრდება 2,7...2,75 ვოლტამდე. დამუხტვის პროცესი გრძელდება მანამ, სანამ ფირფიტებზე იქნება $PbSO_4$. როდესაც იგი მთლიანად გაიხსნება, დაიწყება ელექტროლიტის წყლის დაშლა ჟანგბადად და წყალბადად, რასაც გაზის უხვი გამოყოფა ახლავს. ელექტროლიტი „დუღილს“ იწყებს. ეს იმის ნიშანია, რომ დამუხტვა დამთავრებულია. ამ დროს დამუხტვა უნდა შეწყდეს, რადგან ჟანგბადისა და წყალბადის მექანიკური ნარევი მგრგვინავი გაზია, რომლის აფეთქებასაც შეიძლება უფრო მძიმე შედეგები მოჰყვეს, ვიდრე მეთანის აფეთქებას.

ელექტროლიტის სიმკვრივე დამუხტვის ბოლოს 1,26...1,27 აღწევს.



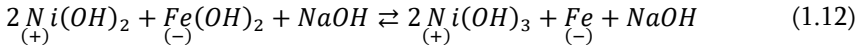
ნახ. 1.7. მყავა აკუმულატორების ფირფიტები

I.3.3. ტუტე აკუმულატორები

ტუტე აკუმულატორებში ელექტროლიტად გამოიყენება $NaOH$ ან KOH . აკუმულატორის ჭურჭელი და ფირფიტების ჩარჩოები მონიკვლე-ბული ფოლადისაგან მზადდება. ჩარჩოებში შეზედილია აქტიური მასა. დამუხბული აკუმულატორის დადებითი ელექტროდის აქტიური მასა არის ნიკელის წყალუანგი $Ni(OH)_2$, ხოლო უარყოფითი ელექტროდის აქტიური მასა – სპეციალურად მომზადებული რკინის ფხენილი – დრუბლოვანი რკინა. ასეთ აკუმულატორს რკინა - ნიკელის აკუმულატორი

ეწოდება. უარყოფითი ელექტროდის აქტიური მასა შეიძლება იყოს კადმი-
უმი. ასეთ შემთხვევაში აკუმულატორი კადმიუმ-ნიკელის იქნება.

რკინა-ნიკელის აკუმულატორში დამუხტვისა და განმუხტვის პროცე-
სები მიახლოებით შეიძლება ასე აღიწეროს:



დამუხტული აკუმულატორის მომჭერებზე ძაბვა არის 1,35 ვ.

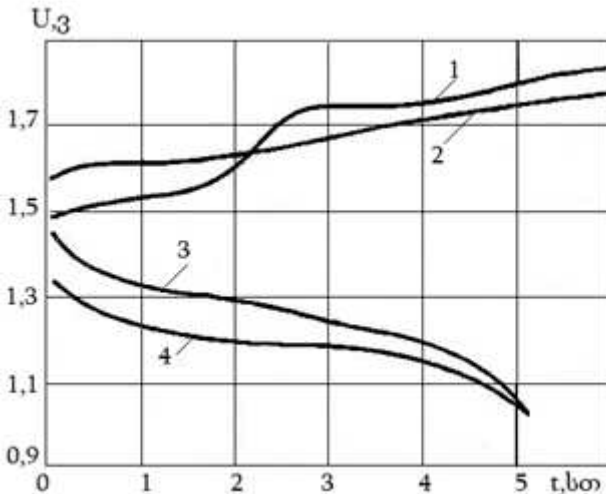
განტოლებიდან ჩანს, რომ:

– ელექტროლიტი დამუხტვისა და განმუხტვის პროცესში არ
იცვლება;

– განმუხტვისას რკინა იჟანგება, ნიკელის ჟანგის ჰიდრატი კი
ნაწილობრივ აღდგება;

– დამუხტვისას დადებით ელექტროდზე კვლავ გაჩნდება ნიკელის
ჟანგის ჰიდრატი, უარყოფითზე კი – რკინა. დამუხტვა ფაქტობრივად
მდგომარეობს ჟანგბადის გადატანაში ერთი მიმართულებით, რკინიდან
ნიკელისაკენ, განმუხტვისას – პირიქით.

განმუხტვისას ძაბვა თანდათანობით მცირდება 1 ვოლტამდე, შემდეგ
სწრაფად ეცემა ნულამდე. ამიტომ როგორც კი ძაბვა 1 ვ-მდე დაეცემა,
აკუმულატორი უნდა გამოირთოს.



ნახ. 1.8. აკუმულატორის პარამეტრები

დამუხტვისას დაბვა ჯერ სწრაფად იზრდება 1,55...1,6 ვ-მდე, შემდეგ თანდათანობით აღწევს 1,85 ვ-ს (ნახ. 1.8). დამუხტვისა და განმუხტვის პროცესში ელექტროლიტის სიმკვრივე არ იცვლება.

დამუხტვის პროცესის დამთავრებაზე შეიძლება ვიმსჯელოთ მხოლოდ ვოლტმეტრის ჩვენების მიხედვით.

აკუმულატორის ძირითადი პარამეტრებია: დაბვა, ტევადობა და მქ კოეფიციენტი (განაცემი).

დაბვა. დაბვა აკუმულატორის მომჭერებზე იცვლება როგორც დამუხტვის, ისე განმუხტვისას, ამიტომ გამოთვლისას სარგებლობენ დაბვის საშუალო მნიშვნელობით.

მჟავა აკუმულატორებისათვის ეს დაბვებია:

დამუხტვის დროს $U_{\varphi} = 2,3$ ვ;

განმუხტვის დროს $U_{\beta} = 2$ ვ.

ტუტე აკუმულატორებისთვის ეს მნიშვნელობები არის:

დამუხტვის დროს $U_{\varphi} = 1,7$ ვ;

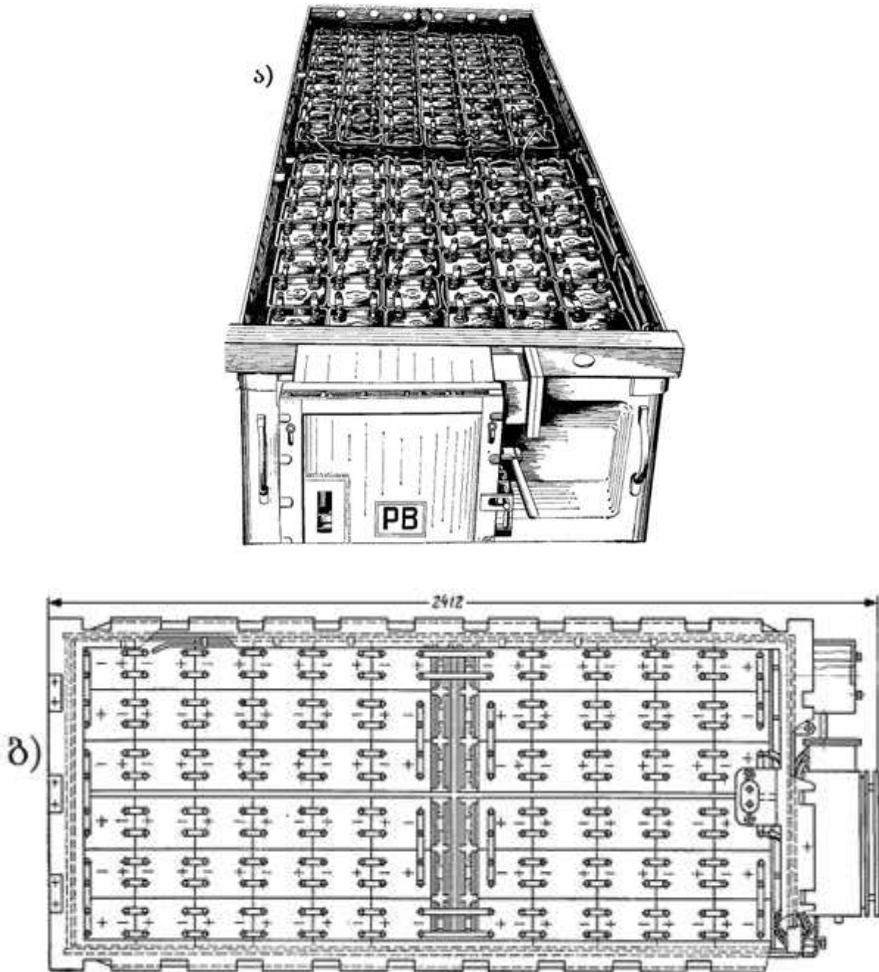
განმუხტვის დროს $U_{\beta} = 1,25$ ვ.

საჭირო დაბვის მისაღებად აკუმულატორები ელმავალზე მიმდევრობით ირთება და ე.წ. აკუმულატორულ ბატარეას ქმნის (ნახ. 1.9, ა, ბ). სხვადასხვა ელმავლის ძრავები სხვადასხვა დაბვაზე მუშაობს, ამიტომ აკუმულატორების რიცხვი ბატარეაში სხვადასხვა იქნება. თუ ძრავას დაბვა არის 40 ვ, მაშინ საჭიროა მიმდევრობით შეერთებული - 20 მჟავა ან 32 ტუტე აკუმულატორი. ანალოგიური მონაცემები სხვადასხვა დაბვის ძრავებისთვის მოცემულია ცხრილში.

ცხრილი 1

ძრავას მუშა დაბვა, ვ	მიმდევრობით შეერთებული მჟავა აკუმულატორების საჭირო რაოდენობა	მიმდევრობით შეერთებული ტუტე აკუმულატორების საჭირო რაოდენობა
100	50	80
120	60	96
160	80	128

ტევადობა. ტევადობა განსაზღვრავს ელექტრობის რაოდენობას, რომელიც უნდა გადავცეთ აკუმულატორს სრული დამუხტვისათვის. აქედან გამომდინარე, არჩევენ განმუხტვისა და დამუხტვის ტევადობას.



ნახ.1.9. ა) ყუთში განთავსებული სააკუმულატორო ბატარეის ხედი;
 ბ) აკუმულატორული ბატარეის სამონტაჟო სქემა

ტევადობა იზომება ამპერ-საათებში და რიცხობრივად ტოლია დენის ნამრავლისა აკუმულატორში დენის გავლის დროზე. შესაბამისად გვეყენება: განმუხტვის ტევადობა:

$$C_g = I_g t_g ; \tag{1.13}$$

დამუხტვის ტევადობა:

$$C_d = I_d t_d , \tag{1.14}$$

სადაც I_g არის განმუხტვის დენი, ა; t_g - განმუხტვის დრო, სთ; I_d - დამუხტვის დენი, ა; t_d - დამუხტვის დრო, სთ.

განმუხტვის (სასარგებლო) ტევადობა დამოკიდებულია აკუმულატორის კონსტრუქციაზე, ელექტროლიტის სიმკვრივეზე, ტემპერატურასა და განმუხტვის დენზე.

ელექტროლიტის ოპტიმალური სიმკვრივე:

-მჟავა აკუმულატორებისათვის - 1,22...1,27;

-ტუტე აკუმულატორებისათვის - 1,18...1,2.

ელექტროლიტის ტემპერატურის გაზრდით აკუმულატორის ტევადობა იზრდება, მაგრამ მაღალი ტემპერატურის დროს ფირფიტები და სეპარატორები იშლება, ამიტომ ელექტროლიტის ტემპერატურა შეზღუდულია. მაქსიმალური დასაშვები ტემპერატურა მჟავა აკუმულატორებისათვის არის 35°C, ტუტესთვის – 43°C.

განმუხტვის დენის გაზრდით აკუმულატორის სასარგებლო ტევადობა მცირდება (განსაკუთრებით მჟავა აკუმულატორებში). ეს იმით აიხსნება, რომ დიდი დენის დროს ფირფიტის ფორები წყალბადით ივსება, აკუმულატორის შიგა წინაღობა მკვეთრად იზრდება და, მიუხედავად იმისა, რომ ფირფიტის სისქეში აქტიური მასა კიდევ არის, აკუმულატორი განმუხტული აღმოჩნდება.

მარგი ქმედების კოეფიციენტი. მქ კოეფიციენტი ახასიათებს ელექტრულ დანაკარგებს აკუმულატორში. არჩევენ ელექტრულ ანუ ამპერ-საათურ და ენერგეტიკულ ანუ ვატ-საათურ მქ კოეფიციენტებს.

ამპერ-საათური მქ კოეფიციენტი:

$$\eta_{ელ} = \frac{I_g t_g}{I_d t_d} , \tag{1.15}$$

ვატ-საათური მქ კოეფიციენტი:

$$\eta_{\text{გ}} = \frac{U_{\text{გ}} I_{\text{გ}} t_{\text{გ}}}{U_{\text{ფ}} I_{\text{ფ}} t_{\text{ფ}}} \quad (1.16)$$

მქ კოეფიციენტები მჟავა აკუმულატორებისათვის არის $\eta_{\text{კლ}} = 0,85$ და $\eta_{\text{გ}} = 0,7$, ხოლო ტუტე აკუმულატორებისათვის – $\eta_{\text{კლ}} = 0,65$ და $\eta_{\text{გ}} = 0,5$. ცხრილში მოყვანილია მჟავა და ტუტე აკუმულატორების შედარება.

ცხრილი 2

მაჩვენებელი	აკუმულატორი	
	მჟავა (ტყვიის)	ტუტე (რკინა-ნიკელის)
საშუალო ძაბვა, ვ	2,0	1,25
მქ კოეფიციენტი:		
ამპერ-საათური	0,85	0,65
ვატ-საათური	0,7	0,5
ელექტროლიტის ხარჯი	დიდი	უმნიშვნელო
ელექტრული ამტანობა	დაბალი	მაღალი
მექანიკური სიმტკიცე	დაბალი	მაღალი
საშუალო სამსახურის ვადა, წელი	1,5...2	5...7
ზოგადი საექსპლუატაციო დახასიათება	ხშირი გამოსვლა მწყობრიდან, დიდი ხარჯი	საიმედო და მარტივი, მცირე ხარჯი

I.3.5. აკუმულატორის დამუხტვის ხერხები

აკუმულატორის დამუხტვა შეიძლება ორი ხერხით: მუდმივ სამუხტავი დენით და კლებადი სამუხტავი დენით. მუდმივი დენით დამუხტვის სქემა და გრაფიკები ნაჩვენებია 1.10, ა ნახაზზე. აკუმულატორის დამუხტვასთან ერთად იზრდება მისი ემ ძალა E_s და მცირდება სამუხტავი დენი.

$$I_{\varphi} = \frac{U - E_s}{R + r}, \quad (1.17)$$

სადაც U არის წყაროს ძაბვა; R - წრედში ჩართული წინაღობა; r - აკუმულატორის შიგა წინაღობა.

იმისათვის, რომ შევინარჩუნოთ მუდმივი დამუხტვის დენი, საჭიროა წინაღობის შემცირება. ნახაზზე I დენის საანგარიშო მნიშვნელობაა, II - დენის ფაქტობრივი მნიშვნელობა, III - ძაბვის ცვალებადობის მრუდი, IV - R წინაღობის სიდიდე.

კლებადი დენით დამუხტვის სქემა ნაჩვენებია 1.11 ბ ნახაზზე. თუ წყაროს ძაბვა მუდმივია, მაშინ დამუხტვის პროცესში შემცირებას იწყებს დენის ძალა. ამის გამო, მცირდება წინაღობაზე ძაბვის ვარდნა და იზრდება აკუმულატორის ძაბვა

$$U_{s\gamma} = U - I_{\varphi}R. \quad (1.18)$$

ეს ხერხი მარტივია. მის განსახორციელებლად არავითარი დამატებითი მოწყობილობა არ არის საჭირო, მაგრამ პირველ ხერხთან შედარებით დამუხტვის დრო იზრდება.

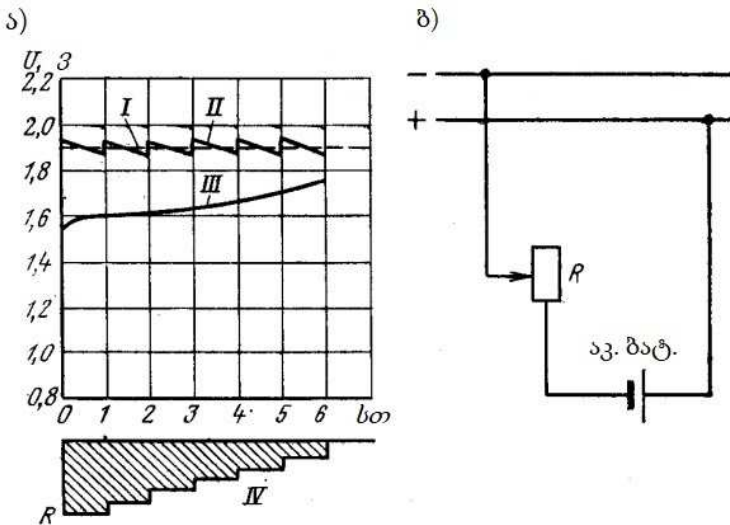
აკუმულატორების საიმედო ექსპლუატაციისათვის პერიოდულად უნდა კონტროლდებოდეს მათი პარამეტრები: ელექტროლიტის სიმკვრივე, ელექტროლიტის ტემპერატურა და ძაბვა მის მომჭერებზე.

ელექტროლიტის სიმკვრივე იზომება არეომეტრების საშუალებით (ნახ.1.12). სამუხტავ ქვესადგურებში გამოიყენება სიფონური არეომეტრები. ის შუშის ჭურჭელია, რომლის ზედა ბოლოზე ჩამოცმულია რეზინის ბუმბიტი, ქვედაზე - რეზინის მილი. ჭურჭლის შიგნით მოთავსებულია მცირე ზომის არეომეტრი.

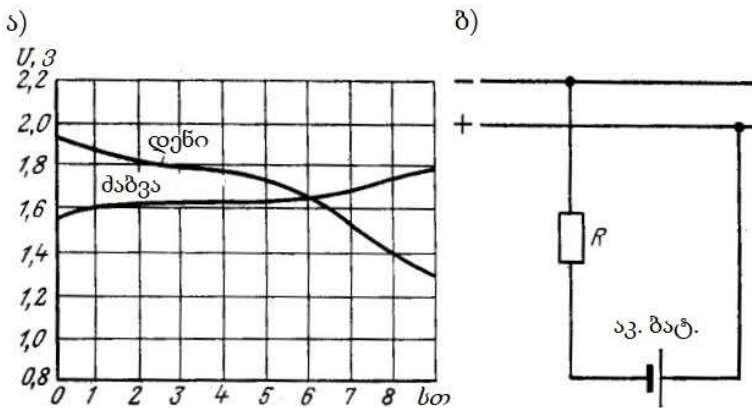
ელექტროლიტის ტემპერატურის გასაზომად თერმომეტრს უშუალოდ ელექტროლიტში უშვებენ.

ელექტროლიტის დონის შესამოწმებლად გამოიყენება შუშის მილაკი (ნახ.1.12). მილაკის ელექტროლიტში ჩაძირვის შემდეგ მის ზედა ბოლოს თითოთ დახურავენ და აკუმულატორიდან ამოიღებენ. მილში შესული ელექტროლიტის სვეტის სიმაღლე გვიჩვენებს ელექტროლიტის სიმაღლეს ფირფიტების ზემოთ.

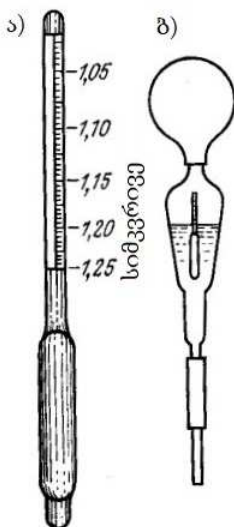
აკუმულატორის ძაბვას დამუხტვის პროცესში ზომავენ გადასატანი ვოლტმეტრით (ნახ.1.14). მაგრამ ასეთი ვოლტმეტრი ქსელიდან გამორთული აკუმულატორის ძაბვის გასაზომად არ გამოდგება, რადგან ამ დროს ძაბვის კარგვა აკუმულატორში არ ხდება და ვოლტმეტრი გვიჩვენებს აკუმულატორის ემ ძალას. ქსელიდან გამორთულ აკუმულატორის ძაბვას ვოლტმეტრით ზომავენ, რომელსაც პარალელურად მიერთებული აქვს დამტვირთავი წინაღობა. გაზომვის გასაიოლებლად ვოლტმეტრს ორფეხი ჩანგალი აქვს. ასეთი ვოლტმეტრით შეიძლება განისაზღვროს აკუმულატორის დამუხტვის ხარისხი, უწესივრობა (მოკლედ შერთვა) და მუშაობის უნარი.



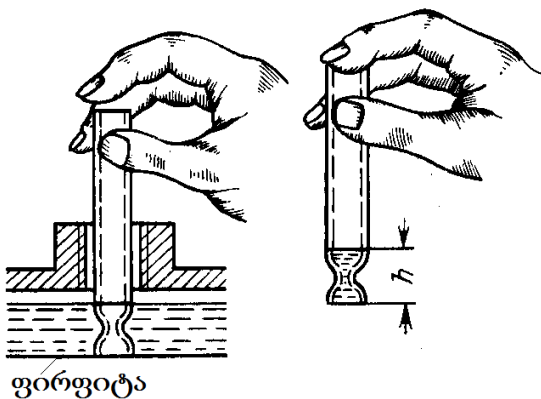
ნახ.1.10. დამუხტვის პროცესი მუდმივი სიდიდის დენით: ა) დამუხტვის მახასიათებლები; ბ) ჩართვის სქემა; I - დენის საანგარიშო (საშუალო) სიდიდე; II - დენის ფაქტობრივი სიდიდე; III - ძაბვა; IV - ჩართული წინაღობის სიდიდე



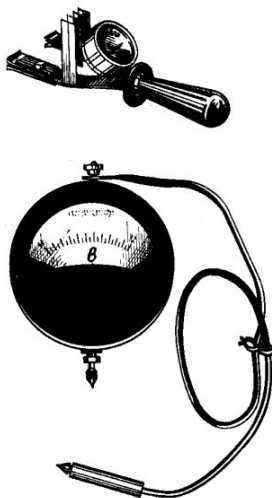
ნახ. 1.11. დამუხტვა კლუბადი სიდიდის დენის დროს:
 ა) დამუხტვის მახასიათებლები; ბ) ჩართვის სქემა.



ნახ.1.12, ა) არეომეტრი ელექტროლიტის სიმკვრივის გაზომვისთვის;
 ბ) სიფონური არეომეტრი



ნახ.1.13. დონის გამზომი მილის გამოყენება: h - ელექტროლიტის დონის სიმაღლე ფირფიტების ზემოთ



ნახ.1.14. ვოლტმეტრი დამტვირთავი ჩანგლით (ზემოთ) და გადასატანი ვოლტმეტრი (ქვემოთ)

I.4. საშახტო ელმავლები

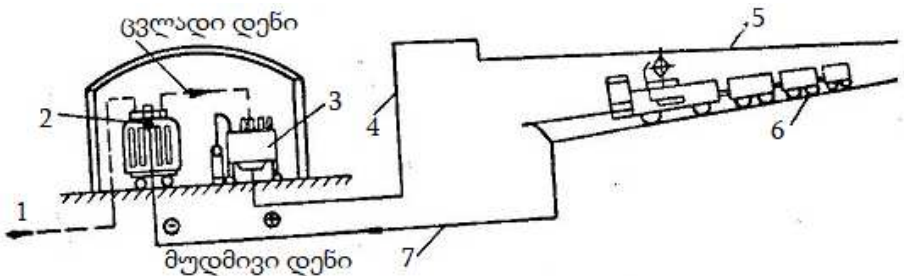
I.4.1. საკონტაქტო ელმავლები

ყოველ ელმავალს აქვს პარამეტრები, რომლებიც მის ტექნიკურ თვისებებს განსზღვრავს. ამთგან მთავარია ჩაჭიდების მასა (ან ჩაჭიდების წონა) $P_{ჩაჭ}$, და მოძრაობის სიჩქარე V . ეს ორი პარამეტრი განსაზღვრავს ყველა სხვა დანარჩენ სიდიდეს: წვეის ძალას F , სიმძლავრეს P , დენს I , წვეის ძრავების ძაბვას U (აკუმულატორული ელმავლების შემთხვევაში აგრეთვე ბატარეის ენერგოტევადობას A).

ჩაჭიდების მასა არის ელმავლის მასის ის ნაწილი, რომელიც წამყვან წვეილთვლებზე მოდის. რადგან ელმავლის ორივე წვეილთვალი წამყვანია, ამიტომ მისი ჩაჭიდების მასა ელმავლის მასის ტოლია. ამჟამად ჩვენს შახტებში არსებული ელმავლების ჩაჭიდების მასებია: 3, 5, 10, 14, 20 და 28 ტ. კარიერებზე გამოიყენება უფრო დიდი მასის ელმავლები.

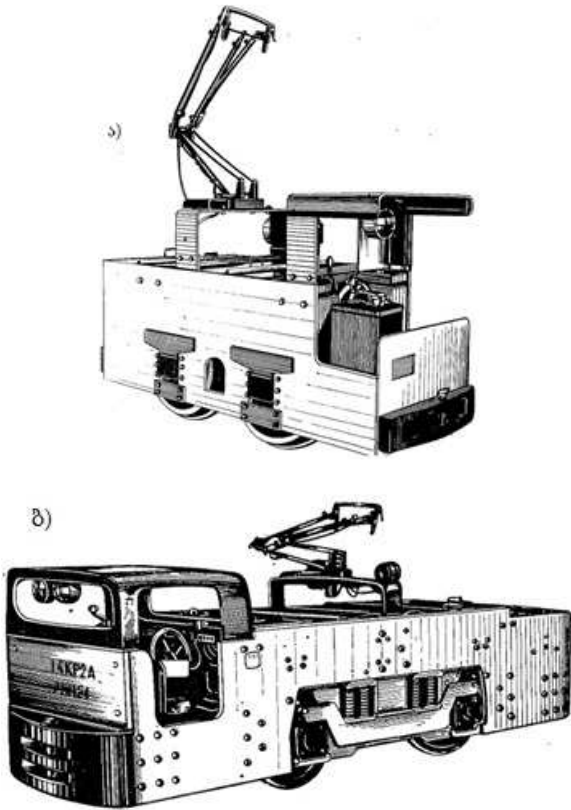
ლიანდის სიგანე ქვანახშირის შახტებში 600 და 900 მილიმეტრია, ხოლო მადნეულის შახტებში – 600, 750 და 900 მილიმეტრი. ქვანახშირისა და მადნეულის შახტებში ძაბვა საკონტაქტო ხაზში არის მუდმივი - 250 ვ. ზოგიერთ დიდი სიმძლავრის შახტში გამოიყენება 550 ვ ძაბვა. საკონტაქტო ელმავლების მოძრაობის სიჩქარეა 8...14 კმ/სთ.

საკონტაქტო ელმავლების წვეის პრინციპული სქემა ნაჩვენებია 1.15 ნახაზზე.

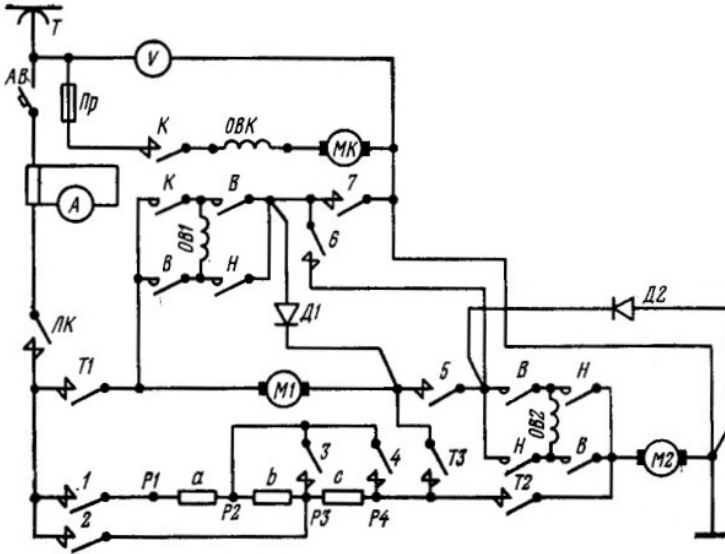


ნახ.1.15. საკონტაქტო ელმავლების წვეის პრინციპული სქემა

ცენტრალური ქვესადგურიდან კაბელით 1 მაღალი ძაბვა მიეწოდება ტრანსფორმატორს 2, სადაც დაიყვანება საჭირო ძაბვამდე, რის შედეგადაც მიიყვანება გარდამქმნელზე 3. გამართული დენი მკვებავი კაბელით 4 გადაეცემა საკონტაქტო ხაზს 5. უკუგამტარის როლს ასრულებს რელსი 6 და შემწოვი კაბელი 7, რომელიც მიერთებულია ტრანსფორმატორის ნულოვან წერტილთან. 1.16 ნახაზზე ნაჩვენებია საშახტო და საკარიერო ელმავლების ზოგიერთი სახე. K14 ელმავლის ელექტრული სქემა ნაჩვენებია 1.17 ნახაზზე. სქემა ერთი და იგივე კონტროლერით ახორციელებს ელმავლის ამუშავებას და დინამიკურ დამუხრუჭებას. დენის გავლის გზა თითოეულ საფეხურზე ნაჩვენებია 1.18 ნახაზზე.



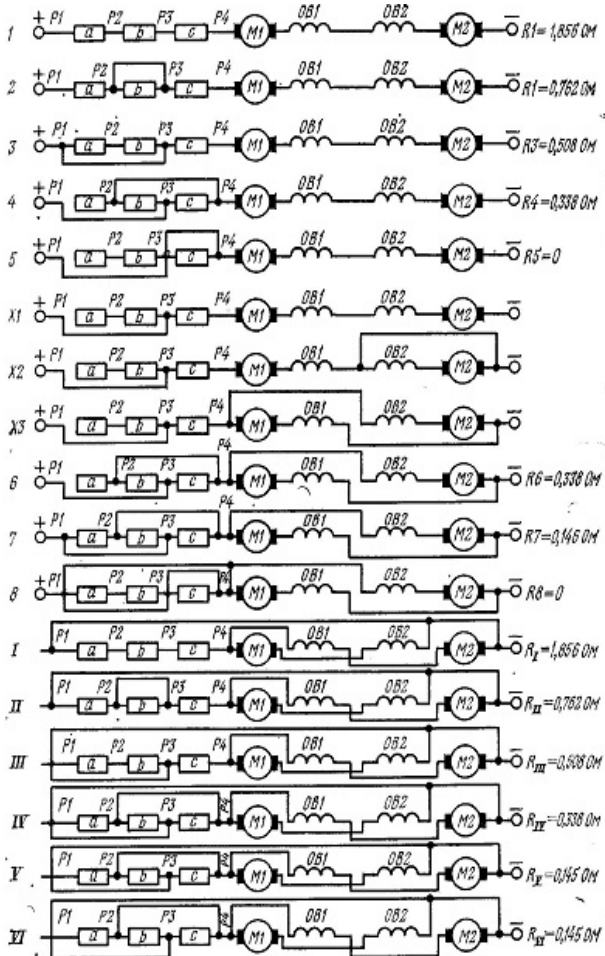
ნახ. 1.16. კონტაქტური ელმავალი: ა) 3KP, ბ) 14KP2



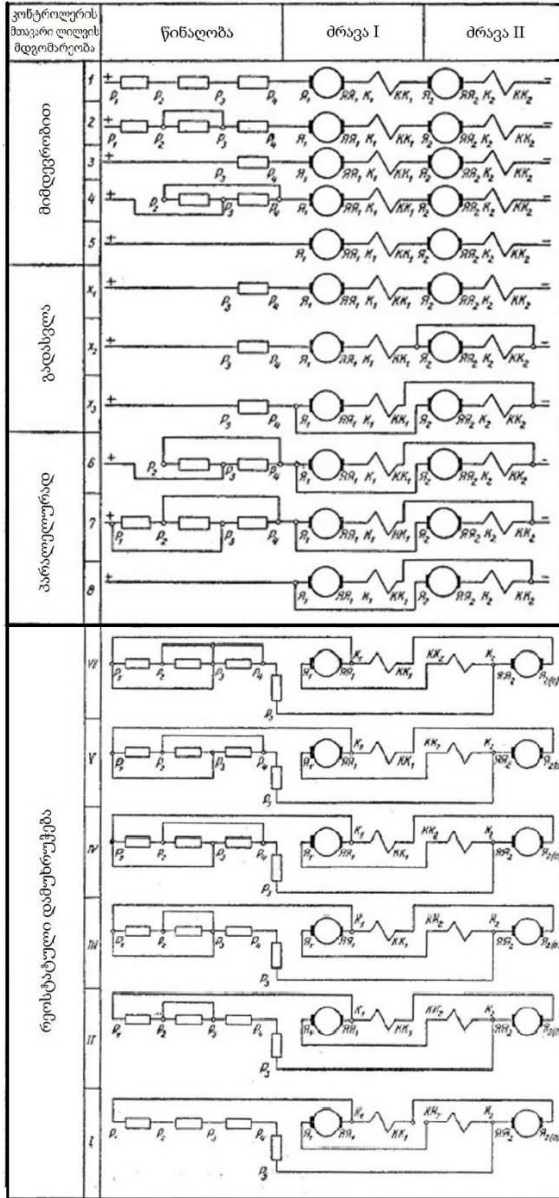
კონტროლის მთავარი დოლის კონტაქტების ჩართვის ცხრილი

კონტაქტები	მუშაობის რეჟიმი																	
	სამუხრუჭო						ძრავული (წევის)											
	VI	V	IV	III	II	I	0	1	2	3	4	5	XI	X2	X3	6	7	8
T2	X	X	X	X	X	X												
T1	X	X	X	X	X	X												
1	X	X		X	X	X	X	X	X	X								
ЛК								X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
2	X	X	X	X						X	X	X	X	X	X	X	X	X
3				X	X													
4	X	X	X							X	X					X	X	X
T3							X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
5	X	X	X	X	X	X									X	X	X	X
6							X	X	X	X	X	X	X	X				
7	X	X	X	X	X	X								X	X	X	X	X
8							X											

ნახ.1.17. K10 და K14 ელმავლების ელექტრული სქემა KC-303 კონტროლერით



ნახ.1.18ა. დენის გავლის გაშლილი სქემების ცხრილი
 KC-303 კონტროლერის მთავარი დოლის ყველა პოზიციაზე



ნახ.1.18ბ. დენის გავლის გზა თითოეულ საფეხურზე

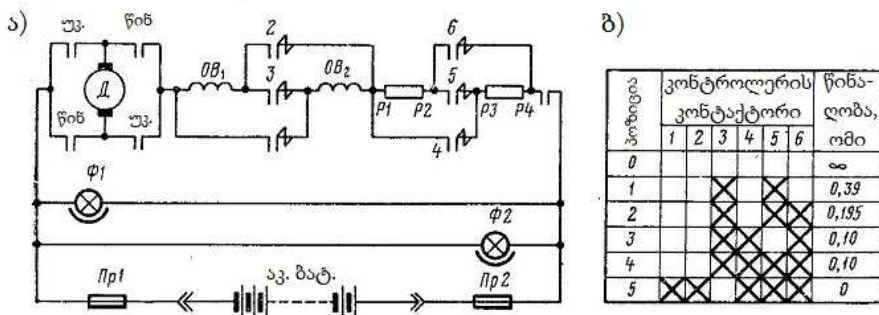
I.4.2. აკუმულატორული ელმავლები

აკუმულატორული ელმავლების ელექტრომომწყობილობა, როგორც წესი, აფეთქებაუსაფრთხო შესრულებისაა. გამონაკლისია ბატარეების ყუთი, რომელიც, უმრავლეს შემთხვევაში, გაძლიერებული იმედოვნებისაა.

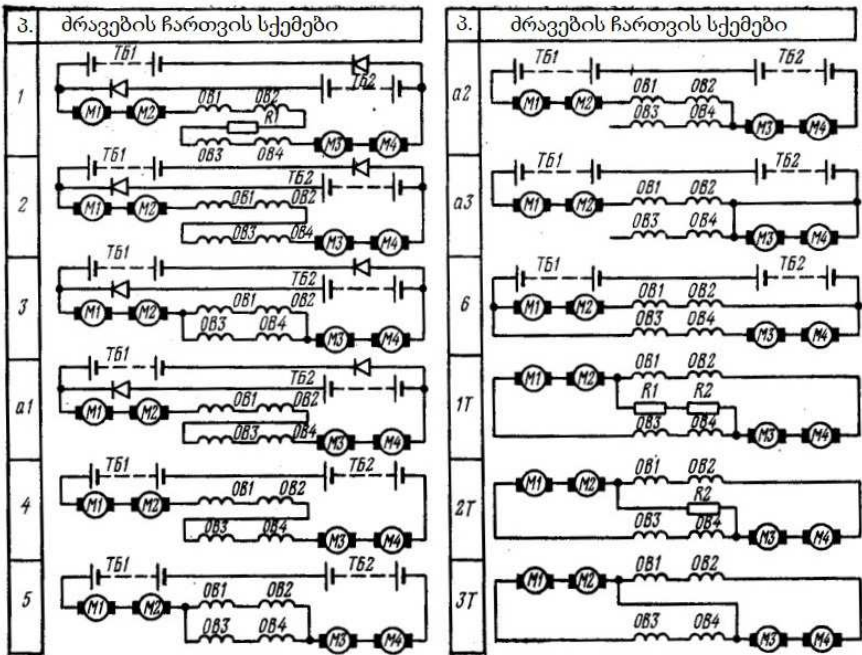
1.19 ნახაზზე ნაჩვენებია AK-2 ელმავლის ელექტრული სქემა. ელმავალი იმართება კონტროლერის საშუალებით. კონტროლერის მთავარ დოლს ხუთი პოზიცია აქვს. აქედან სამი ასამუშავებელია, დანარჩენ ორით მიიღება სავალი სიჩქარეები სრული და შესუსტებული აგზნების ნაკადებით.

AM8D ტიპის ელმავლის მართვის გაშლილი სქემა ძრავულ და სამუხრუჭო რეჟიმებში ნაჩვენებია 1.20 ნახაზზე.

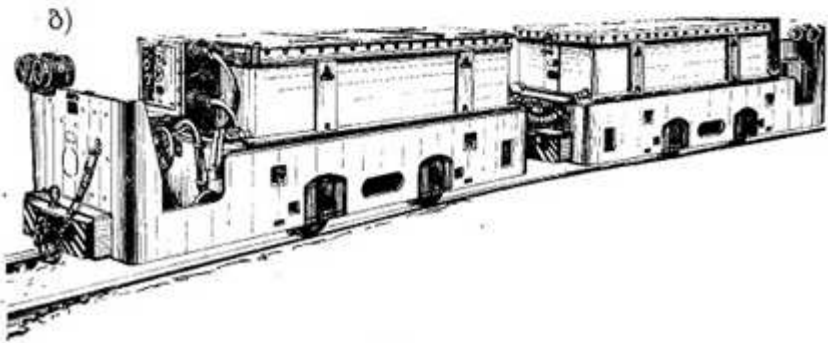
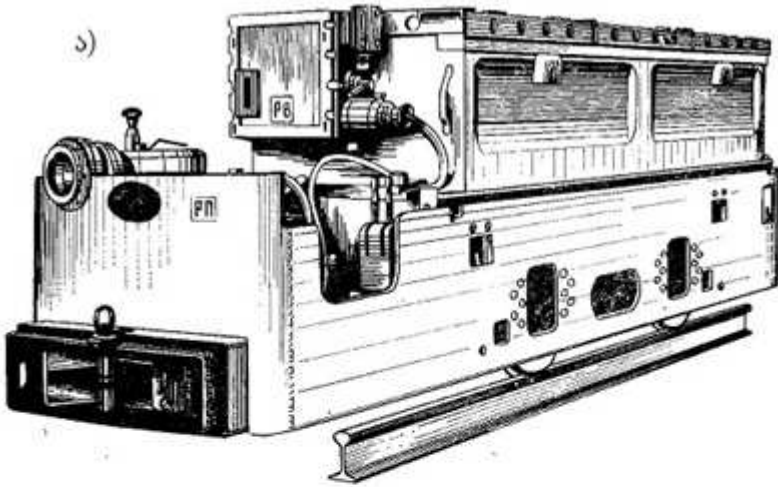
ზოგიერთი აკუმულატორული ელმავლის საერთო ხედი ნაჩვენებია 1.21 ნახაზზე.



ნახ.1.19. AK-2 ელმავლის ელექტრული სქემა.



ნახ.1.20. დენის გავლის გაშლილი სქემების ცხრილი AM8Д ლოკომოტივის KPB-2 კონტროლერის ყველა პოზიციაზე



ნახ.1.21. ა) აკუმულატორული ლოკომოტივი AM8; ბ) აკუმულატორული ლოკომოტივი 2AM8D ორ შეუღლებულ სექციაზე

I.5. ელმავლების ელექტრომოწყობილობა

ელმავლის მართვა შემდეგ ოპერაციებს გულისხმობს: ძრავების ამუშავებას, სიჩქარის რეგულირებას, დამუხრუჭებას, გაჩერებას და მოძრაობის მიმართულების შეცვლას. ყოველივე ეს სრულდება წვევის აპარატურის საშუალებით, რომელშიც შედის: კონტროლერი, რევერსორი, რელსტატი, კონტაქტორი, დენმიმღები, დნობადი მცველები, განათების სისტემა.

ამუშავების რელსტატები. ძრავას მდოვრე ამუშავებისათვის ღუხის მიმდევრობით ჩართულია რეგულირებადი წინაღობა. იგი შედგება სპეციალური შენადნობით (ფექრალი, კონსტანტანი, ნიველინი და სხვა მეშვეობით) დამზადებული ელემენტებისაგან.

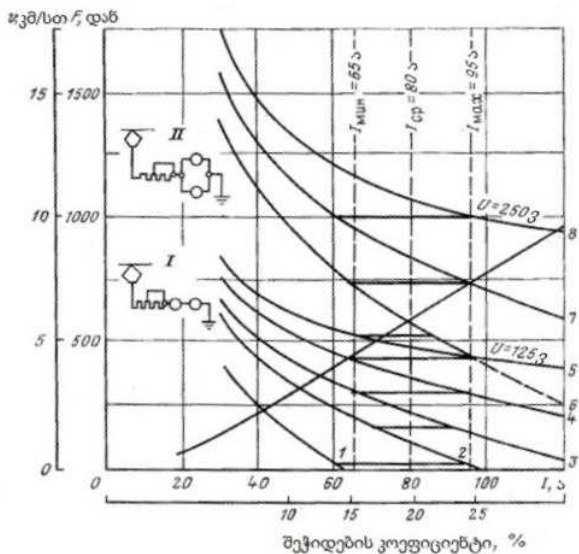
ამუშავების პროცესში წინაღობა იცვლება საფეხურებად და შესაბამისად იცვლება ამუშავების დენიც (ნახ.1.22). 2...5 მახასიათებლებზე ძრავები ჩართულია მიმდევრობით, 6...8 მახასიათებლებზე – პარალელურად. დინამიკური დამუხრუჭების რეჟიმშიც იგივე წინაღობები გამოიყენება.

კონტროლერი არის ელმავლის მართვის ძირითადი აპარატი. მისი მეშვეობით წვეის ძრავები სხვადასხვა რეჟიმით მუშაობს.

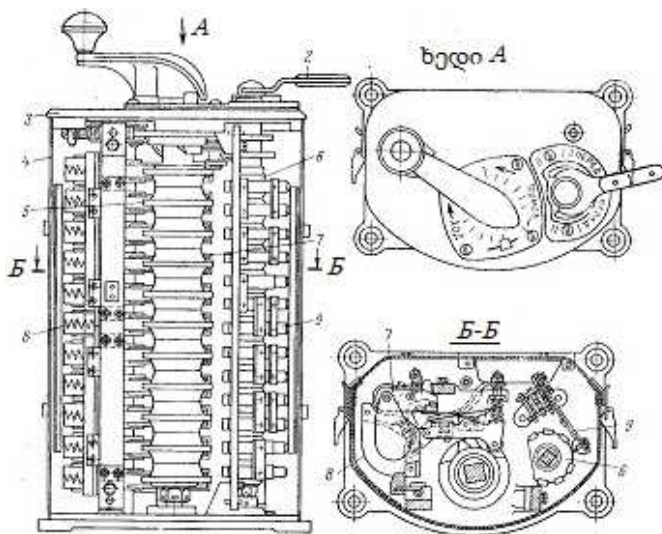
რევერსორს აქვს ორი ვერტიკალური ლილვი – ძირითადი და რევერსიული, რომელთა საშუალებითაც ხდება სათანადო კონტაქტების ჩართვა (ნახ.1.23). ძირითადი ლილვით ხდება ყველა რეჟიმის განხორციელება, გარდა რევერსისა. რევერსიული ლილვი ახორციელებს მხოლოდ ძრავების ბრუნვის მიმართულების შეცვლას.

დენმიმღები. დენმიმღების საშუალებით ელმავალი კვებას საკონტაქტო ხაზიდან ღებულობს. არსებობს მგორავი (გორგოლაჭიანი) და მოსრიალე (რკალური) დენმიმღებები. სამახტო საელმავლო წვევაში, როგორც წესი, რკალური დენმიმღებები გამოიყენება (ნახ.1.25).

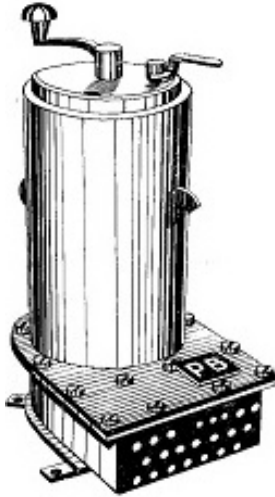
სამუხრუჭო აპარატურა. სამახტო ელმავლებზე ელექტრომაგნიტური სარელსო მუხრუჭები გამოიყენება (ნახ.1.26). როდესაც ძრავები სამუხრუჭო რეჟიმში გადაირთვება, კვებას მიიღებს ელექტრომაგნიტი და მუხრუჭის ბუნიკი (ემბ) რელსს ჩაეჭიდება. ელექტრული და ელექტრომაგნიტური მუხრუჭების ერთობლივი მოქმედება 2...3-ჯერ ადიდებს ელმავლის სამუხრუჭო ძალას.



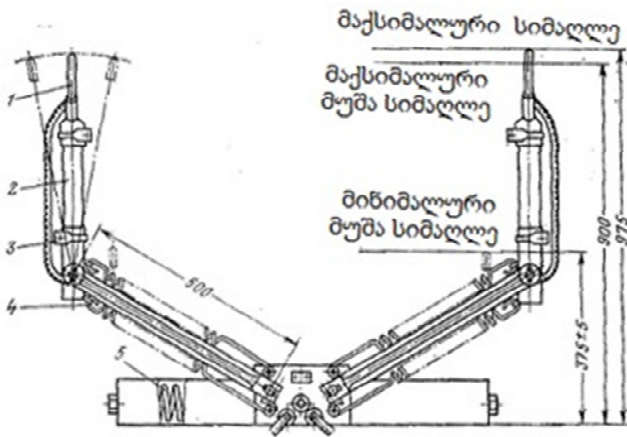
ნახ.1.22. შედგენიანი ლოკომოტივის გაშვების დიაგრამა ორი ДК-801А წვეის ძრავათი



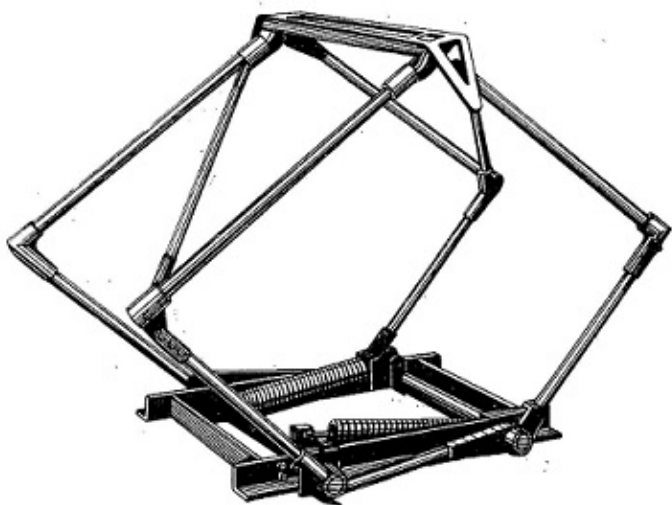
ნახ.1.23ა. კონტროლერი КВС-201



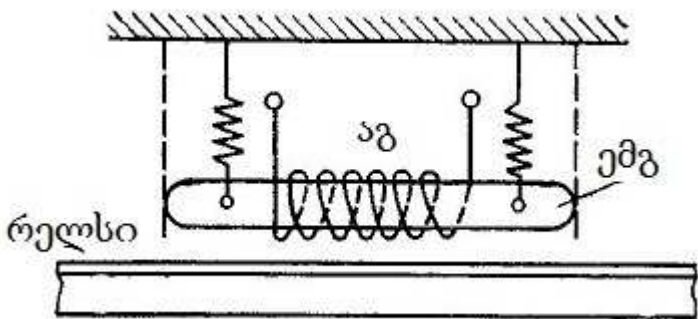
ნახ.1.23ბ. KPB კონტროლერის გარე ხედი



ნახ.1.24. დენის მიმღები TKP-1 ორი რკალით: 1- დენის მომხსნელი რკალები; 2- ხის შტანგები; 3 - ცალული; 4 - ზამბარები; 5 - აწევის ზამბარები (კონტურში)



ნახ.1.25. რკალური პანტოგრაფი



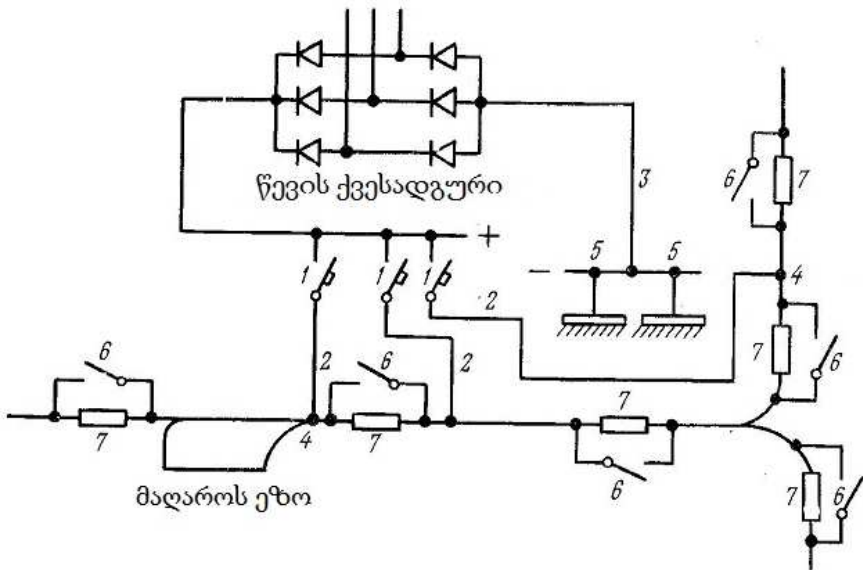
ნახ.1.26. ელექტრომაგნიტური სარელსო მუხრუჭი.

I.6. წვეის ქსელი

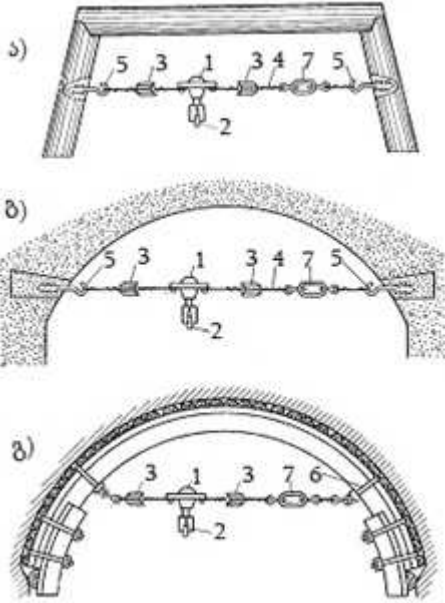
I.6.1. ზოგადი ცნობები

წვეის ძრავების კვება წვეის ქსელით ხდება (ნახ.1.27). ეს უკანასკნელი შედგება მკვებავი 2 და შემწოვი 3 კაბელებისაგან, საკონტაქტო ხაზისა და რელსისაგან, სასექციო გამთიშველისა 6 და 7 იზოლატორისაგან. საკონტაქტო ხაზი შეერთებულია გამმართველის დადებით პოლუსთან, რელსი კი – უარყოფითთან. საკონტაქტო ხაზის ძაბვა, უმრავლეს შემთხვევაში, 250 ვოლტია, ზოგიერთ შახტში – 550 ვ.

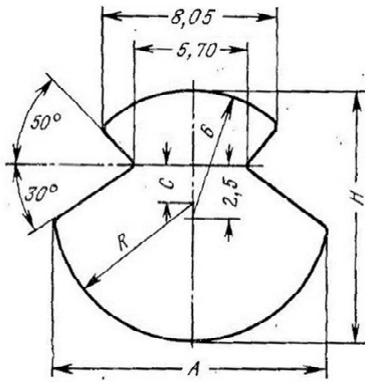
საკონტაქტო ხაზი გვირაბში მოქნილად და დაკიდებული (ნახ.1.28). 2 - საკონტაქტო ხაზია, 3 - იზოლატორები, 7 - დამჭიმი ქუროები. საკონტაქტო ხაზი სულთა სპილენძისაგან მზადდება პროფილური კვეთით (ნახ.1.29).



ნახ.1.27. წვეის ქსელის კვების სქემა



ნახ.1.28. საკონტაქტო გაყვანილობის ელასტიკური საკიდი.
 ა) შახტის ხის სამაგრის დროს, ბ) შახტის ბეტონის სამაგრის დროს,
 გ) შახტის თაღოვანი სამაგრის დროს



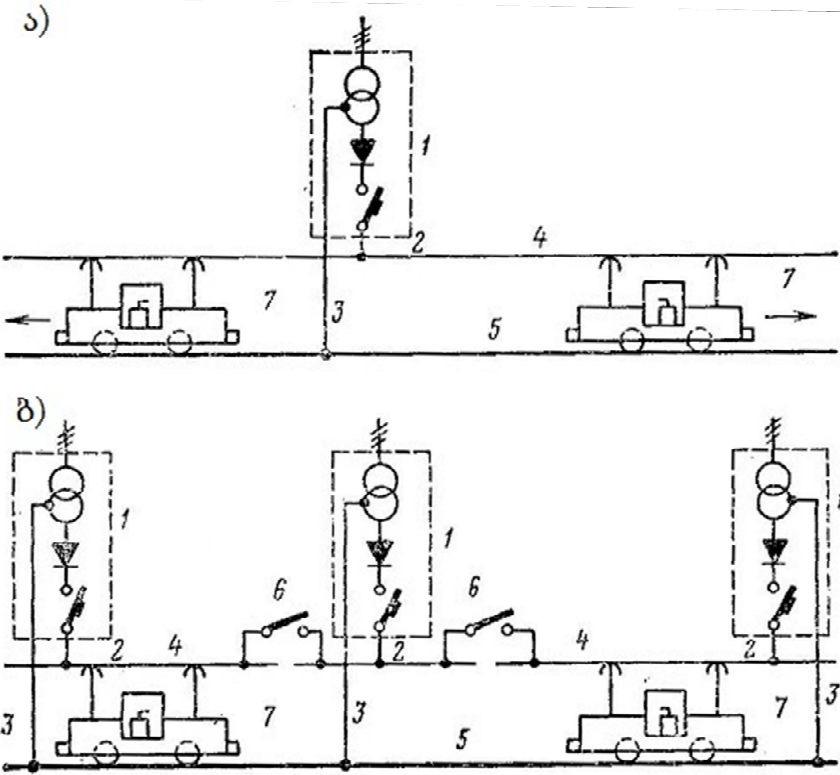
ნახ.1.29. MΦ მარკის საკონტაქტო გაყვანილობა

I.6.2. წევის ქსელების ელმომარაგების სისტემები

ამჟამად შახტებში საელმავლო წევის ელმომარაგების ორი სისტემა გამოიყენება:

- ცენტრალიზებული, რომლის დროსაც წევის ქსელი ჭაურის მიმდებარე ეზოში მოთავსებული წევის ქვესადგურიდან იკვებება (ნახ.1.30, ა)

- დეცენტრალიზებული, რომლის დროსაც წევის ქსელი დაყოფილია სექციებად და ყოველი სექცია ცალკე წევის ქვესადგურიდან იკვებება (ნახ.1.30, ბ). ასეთი შეერთებისას, საჭიროების შემთხვევაში, შესაძლებელია რომელიმე სექცია ისე გამოირთოს, რომ სხვა უბნებზე წევა არ შეწყდეს.



ნახ.1.30. საკონტაქტო ქსელის კვების სქემა: ა) ცენტრალიზებული, ბ) დეცენტრალიზებული

II ნაწილი. ელმავლის მოძრაობის თანამდევნი დინამიკური პროცესები შესავალი

სარკინიგზო ტრანსპორტში და, კერძოდ, ელმავლებში, რომელზედაც მოდის ტვირთის საერთო გადაზიდვის დიდი წილი, დინამიკურ პროცესებსა და რხევებს ენიჭება მნიშვნელოვანი როლი. ელმავალში, როგორც სარკინიგზო ეკიპაჟის ვაგონებსა და სხვა მოძრავ ნაწილებში, ისინი განაპირობებს დინამიკური დატვირთვების ინტენსივობას თვალრელსის და ძრავა-წყვილთვალის კბილანა გადაცემებში კბილების ურთიერთმოქმედებისას. დინამიკური დატვირთვები, თავის მხრივ, დიდ გავლენას ახდენს ცვეთის ინტენსივობაზე მოხახუნე ზედაპირებს შორის (თვალ-ლიანდაგი, კბილები და ა.შ.), რაც საბოლოოდ განსაზღვრავს ელმავლისა და რელსის შემადგენელი ნაწილების მუშაუნარიანობასა და ხანგამძლეობას.

ვინაიდან მთლიანობაში ელმავალი ურთიერთდაკავშირებული ნაწილებისგან შედგენილი მექანიკური სისტემაა, თითოეული მათგანის მოძრაობა და რხევა გადაეცემა მთლიან სისტემასა და ცალკეულ შემადგენელ ნაწილებს (მასებს, დრეკად კავშირებს რესორებისა და ზამბარების სახით) და ურთიერთზემოქმედებას ახდენს. როგორც მიღებულია, დომინანტურია ვერტიკალური რხევები [2, 3, 5, 9, 12, 15]; მიუხედავად ამისა, რელსიდან თვალზე გადაცემული ამგზნები ძალების მიმართულება არ არის ზუსტად ვერტიკალური, ამავე დროს დრეკად ელემენტებს ახასიათებს თვისება იმოდროს არა მხოლოდ ძალის მოქმედების მიმართულებით, ამიტომ მართებულია ელმავლის რხევა განვიხილოთ, როგორც სივრცითი.

აღნიშნულიდან გამომდინარე, არსებული მოდელების ანალიზის საფუძველზე, მიზანშეწონილია დამუშავდეს ელმავლის, როგორც სხვადასხვა მექანიკური მახასიათებლისა და თვისების მქონე ნაწილებისგან შედგენილი მექანიკური სისტემის, ერთიანი დინამიკური და შესაბამისი მათემატიკური მოდელები, რაც ელმავალში დინამიკური პროცესების მრავალმხრივი და ყოვლისმომცველი გამოკვლევების საშუალებას მოგვცემს.

II.1. ზოგადი ცნებები და მონაცემები ელმავლის რხევებისა და მათი გამომწვევი მიზეზების შესახებ

II.1.1. ელმავლის დინამიკის ძირითადი ამოცანები

ელმავლის დინამიკა – სავალი ნაწილებისა და გზის, აგრეთვე, ელმავლის შემადგენელი ნაწილების ურთიერთმოქმედების შედეგად, ძალების, მომენტებისა, და გადაადგილებების აღმოცენების ფიზიკური პროცესი. ამ ურთიერთმოქმედების პროცესებზეა დამოკიდებული მატარებლების მოძრაობის უსაფრთხოება.

თვლებისა და რელსების ურთიერთმოქმედების შედეგად წარმოიშობა დინამიკური მოვლენები, რომლებიც გზისა და მოძრავი შემადგენლობის რხევებს იწვევს; ისინი მავნე (პარაზიტული) რხევებია და იწვევს მოძავი შემადგენლობისა და გზის ცვეთასა და დაზიანებას.

„ელმავალი - გზა“ სისტემაში დინამიკური პროცესების კვლევის მთავარი ამოცანა მდგომარეობს იმ **პარამეტრების** ოპტიმალური მნიშვნელობების განსაზღვრაში, რომელთა დროსაც მნიშვნელოვნად მცირდება რხევები და დინამიკური ძალები. აღნიშნულ პარამეტრებში იგულისხმება გაბარიტული ზომები, მასები, მაკავშირებელი ელემენტების სიხისტეები.

ოპტიმალური პარამეტრების განსაზღვრისათვის აუცილებელია ელმავლისა და მისი ცალკეული ნაწილების რხევითი პროცესების გამოკვლევა და **კრიტერიუმების** დადგენა შეფასებისათვის: სვლის სიმდოვრე, რელსებიდან გადმოვარდნის საწინააღმდეგო მდგრადობა, ელემენტების ვიბრაცია.

დინამიკის კუთხით ელმავლის მექანიკურ ნაწილს მოეთხოვება: 1) ეკიპაჟის მოძრაობის მდგრადობის უზრუნველყოფა; 2) მექანიკური ნაწილის ხარისხის მიმართ წაყენებული მოთხოვნების უზრუნველყოფა.

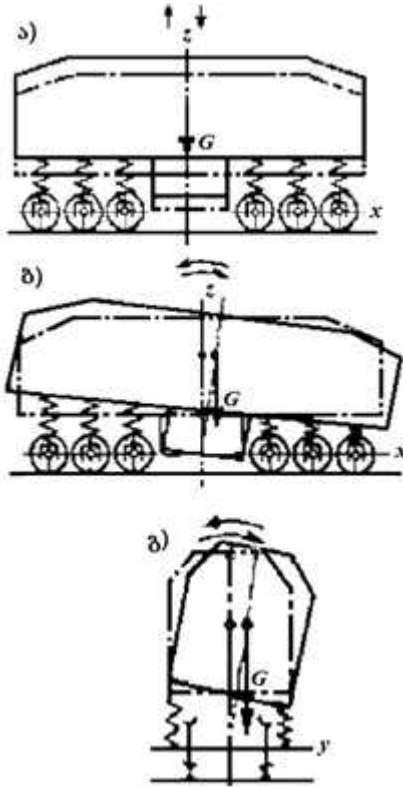
ყოველივე ზემოთ ჩამოთვლილი ელმავლის დინამიკას განსაზღვრავს.

II.1.2. ელმავლის რხევითი მოძრაობის სახეები

ელმავლის მასები შერესორებულ და შეურესორებულ მასებად იყოფა. შეურესორებულ მასებს ეკუთვნის წყვილთვალის ბუქსებით, პირველი საფეხურის რესორული დაკიდების მასის ნაწილი ($2/3$), ძრავას დაახლოებით ნახევარი (საყრდენ-ღერძული დაკიდების დროს). ელმავლის მოძრაობისას მისი მასები ირხევა რელსის მიმართ; ამასთან წყვილთვალის ირხევა მთელი ეკიპაჟის რხევებისგან დამოუკიდებლად [11, 12, 17]. ამგზნები ძალის მიმართულებაზე დამოკიდებულებით რხევებმა შეიძლება გამოიწვიოს ელმავლის და მთლიანად ეკიპაჟის რთული მოძრაობა სივრცეში. განასხვავებენ ელმავლის რხევების შემდეგ სახეებს: ხტუნაობა (გადაადგილება ზემოთ და ქვემოთ) – რესორებსზედა მოწყობილობის რხევითი მოძრაობა (ნახ.2.1, ა) წყვილთვალის მიმართ; ქანაობა (გალოპირება – რესორებსზედა მოწყობილობის რხევა (ნახ. 2.1, ბ) ელმავლის განივი ღერძის y ირგვლივ) – ვითარდება წინა და უკანა ურიკების რესორული დაკიდების არაერთნაირი დაშორებით ცენტრიდან; განივი ქანაობა (ელმავლის რხევა გრძივი ღერძის x ირგვლივ) – წარმოიშობა ნიშნით განსხვავებული რესორული დაკიდების არაერთნაირი დაშორებით ელმავლის ერთსა და მეორე მხარეს (ნახ. 2.1, გ); მიმოქანება (გვერდითი გადაადგილება და ერთდროულად ელმავლის ვერტიკალური ღერძის ირგვლივ ბრუნვითი მოძრაობა თვალსა და რელსს შორის ღრეჩოებში) – წარმოიშობა წყვილთვალის კლაკნილი მოძრაობის შედეგად, რომელიც გამოწვეულია არტახების კონუსურობით და დრეკადი ძალების ცვალებადი ზემოქმედებით რელსების მხრიდან წყვილთვალის თითოეულ თვალზე; გვერდითი გაზიდულობის (ელმავლის წაწევა გვერდითი მიმართულებით) – გამომწვევია ცენტრიდანული ძალები (ზოგჯერ ძლიერი ქარი).

ელმავლის რხევებს ბევრი ზიანი მოაქვს: რხევითი პროცესის თანამდევი დიდი დინამიკური დატვირთვა შლის გზას, არღვევს სვლის სიმღვრეს, ზოგჯერ შეიძლება გამოიწვიოს ელმავლის გადასვლა

რელსიდან, დინამიკური დატვირთვები დამაზიანებლად აისახება წვევის მოწყობილობის მუშაობაზე.



ნახ. 2.1. ელმავლის რხევის ძირითადი სახეები: ა) ხტუნაობა (ვერტიკალურად), ბ) ქანაობა (გალოპირება), გ) განივი ქანაობა

მთელი რხევითი პროცესების ძირითად პარამეტრები (მახასიათებლები): მასები, რომლებიც მონაწილეობს რხევის პროცესში, რხევის გაშლა (ამპლიტუდა), რხევის სიხშირე ან პერიოდი.

ამ პარამეტრების რიცხოვრივი მაჩვენებლები ვერტიკალური მიმართულებით ელმავლის ვერტიკალურ დინამიკას ახასიათებს. ეს

დინამიკა კარგია, თუ აქვს მდოვრე სვლა სიჩქარეების მთელ დიაპაზონში, ე.ი. ახდენს უმცირეს დინამიკურ ზემოქმედებას გზაზე. ჰორიზონტალურ დინამიკას ახასიათებს რელსსა და ელმავალზე მოქმედი ძალები ჰორიზონტალურ სიბრტყეში გზის მრუდ და სწორ უბნებზე გავლისას, ასევე ელმავლის ქცევა ლიანდაგებზე (მიმოქნევა, ძარის განივი ქნევები და ა.შ.).

ელმავლის სიჩქარის ზრდასთან ერთად დინამიკური დატვირთვებიც იზრდება.

ამრიგად, დინამიკური ძალები რელსსა და თვალს შორის დამოკიდებულია შეურესორებელ მასებსა და ელმავლის მოძრაობის სიჩქარეზე; ასევე დამოკიდებულია უსწორმასწორობის ხასიათზე. მოკლე უსწორმასწორობაზე მოძრაობისას (<200მმ) რელსების შეერთებებზე დინამიკურ ძალებს აქვს დარტყმითი ხასიათი, გრძელ უსწორმასწორობაზე – არადარტყმითი (ინერციული). ყველაზე მავნე ზემოქმედებას რელსებზე ახდენს დაზიანებები წყვილთვალის არტახებზე, რომლებიც წარმოიქმნება დამურუჭების დროს წყვილთვალის ჩასოღვის შემთხვევაში (წარმოიქმნება ბრტყელი უბნები); ასეთი უბნების წარმოქმნის შედეგად თვლების მოძრაობას თან სდევს დარტყმები, რომლებსაც შეუძლია რელსისა და თვლების გატეხვა.

დინამიკური დატვირთვები თანაბარი ხარისხით გადაეცემა რელსიდან თვლებზე, ხოლო თვლებიდან რესორული საკიდებით – ელმავლის რესორსზედა მოწყობილობას. რაც რბილია რესორული საკიდი, მით ნაკლები ძალა გადაეცემა ძარას, შესაბამისად ნაკლები აჩქარება ექნება თვლის მიმართ და ნაკლები სიჩქარით იმოძრავენ. ძარის რხევის დრო (რხევის პერიოდი) არ არის დამოკიდებული მოძრაობის სიჩქარეზე, დამოკიდებულია მხოლოდ რესორული საკიდის მახასიათებლებზე. თვლის მიერ რელსიდან მიღებული ძალის იმპულსი (ბიძგი, დარტყმა), რესორული დაკიდების წყალობით, გადაეცემა რესორზედა მოწყობილობას მკვეთრად შერბილებულად და მნიშვნელოვნად დაგვიანებულად.

კრიტიკული სიჩქარე და რხევის ჩაქრობა. რელსზე მგორავი თვლები ღებულობს ბიძგებსა და დარტყმებს, რომლის სიხშირე უმთავრესად

დამოკიდებულია რელსური შეერთებების გამეორების პერიოდულობასთან. ამ სიხშირეს იძულებითი რხევის სიხშირეს უწოდებენ. მარა კი ამ დროს ირხევა საკუთარი რხევის სიხშირით, რომელიც დამოკიდებულია რესორული დაკიდების სტატიკურ ჩაღუნვაზე დატვირთვის ქვეშ.

იძულებითი და საკუთარი რხევების სიხშირეების თანხვედრის შემთხვევაში დგება რეზონანსის მოვლენა, რა დროსაც მკვეთრად იზრდება მარის რხევის ამპლიტუდა და, რა თქმა უნდა, დინამიკური ძალები. სიჩქარეს, რომლის დროსაც დგება რეზონანსი, კრიტიკულს უწოდებენ.

რელსებზე უსწორმასწორობებს შეიძლება ჰქონდეს ადგილი არამხოლოდ გადაბმის ადგილებში, ამიტომ რეზონანსი შეიძლება წარმოიშვას კრიტიკულზე გაცილებით დაბალი სიჩქარის დროს.

რესორულ დაკიდებაში, რეზონანსული მოვლენის თავიდან აცილების მიზნით, აუცილებელია რხევების ჩაქრობა (დამუხრუჭება), რისთვისაც სპეციალური რხევების ჩამქრობები არსებობს.

თვლის აჩქარება გზის უსწორმასწორობებზე მოძრაობისას. ერთ-ერთი მახასიათებელი დინამიკური ძალის განსაზღვრისთვის თვლისა და რელსის კონტაქტში არის თვლის აჩქარება, ვერტიკალური მიმართულებით.

ლიანდაგის უსწორმასწორობებზე თვლის მოძრაობისას მისი აჩქარება დამოკიდებულია არა მარტო თვლის თვისებაზე, არამედ რელსური გზის დრეკადობაზე. გრძელ უსწორმასწორობებზე გზის დრეკადობის შედეგად აჩქარება შეიძლება 2–3-ჯერ გაიზარდოს. მოკლე უსწორმასწორობებზე მოძრაობისას პირიქით, თვლის აჩქარება ხისტ რელსზე შეიძლება აღმოჩნდეს უფრო მაღალი, ვიდრე დრეკადზე.

შეერთებებს (გადაბმებს) შორის ვერტიკალური აჩქარებები დაახლოებით **3-ჯერ მცირდება**. წყვილთვალის ვერტიკალური აჩქარებები, პირველ რიგში, დამოკიდებულია სიჩქარეზე. **შეურესორებელი მასის შემცირება რამდენადმე ადიდება წყვილთვალის აჩქარებას, მაგრამ ეს ფაქტი არცთუ ისე არსებითია, რადგან შეურესორებელი მასის ზრდა დინამიკურ ინერციულ ძალებს უფრო მნიშვნელოვნად ადიდება.** მაგალითად, 2T \oplus 10B

თბომავლის [12] გადაბმებში წყვილთვალის ვერტიკალური აჩქარება 4,32 ტ შეურესორებელი მასით და 100 კმ/სთ სიჩქარით არის 67,7 მ/წმ² (გამოთვლილი ემპირიული ფორმულით [12]). ТЭП60 თბომავალზე 2,6 ტ შეურესორებელი მასით, აჩქარება არის 86,3 მ/წმ². ამასთან, თვლის ზემოქმედების დინამიკური მდგენელი პირველ შემთხვევაში 298 კნ ტოლი იქნება, ხოლო მე-2 შემთხვევაში – 228 კნ (ინერციის ძალები მიღებულია შეურესორებელი მასების აჩქარებაზე გამრავლებით). **ამრიგად, რელსზე წყვილთვალის დინამიკური ზემოქმედება მნიშვნელოვნად აღემატება სტატიკურ დატვირთვას და მაღალი ხარისხითაა დამოკიდებული შეურესორებელი მასების მნიშვნელობაზე.**

ექსპერიმენტული გამოკვლევები აჩვენებს, რომ ელმავლების წყვილთვლების აჩქარებები რელსურ შეერთებებზე (на стыках) საშუალოდ 78,4–98 მ/წმ² აღწევს. ეს ნიშნავს, რომ შეურესორებელი მასის ყოველი კილოგრამი გადაიქცევა ძალად, რომელიც 8–10-ჯერ აღემატება მის წონას. რელსურ შეერთებებს შორის შეურესორებელი მასების აჩქარებები 24,5–29,4 მ/წმ² შეადგენს. ვერტიკალური აჩქარებების მაქსიმალური მნიშვნელობები მნიშვნელოვნად აღემატება საშუალო მნიშვნელობებს დაახლოებით 2 და მეტჯერ.

შერესორებული მასებისგან განვითარებული ვერტიკალური ძალები. თვლების სტატიკური ძალა რელსებზე არის ერთ წყვილთვალზე მოსული დატვირთვა ლოკომოტივის მასებიდან. დატვირთვა ელმავლის უმნიშვნელოვანესი საექსპლუატაციო მახასიათებელია, რომელიც განსაზღვრავს წევის ძალის შეზღუდვას შეჭიდულობის მიხედვით. რაც მეტი იქნება წყვილთვლიდან რელსზე დატვირთვა, მით მეტი წევის ძალის რეალიზება შეუძლია ელმავალს. მეორე მხრივ, დატვირთვის მატება ზრდის დამაბულობას რელსებში. ამდენად, ლოკომოტივის დინამიკური ზემოქმედების ნორმატიულ ზღვრებში რომ ჩავეტოთ, რელსზე წყვილთვალის დატვირთვის გადიდებისას, საჭიროა ყველანაირად ვეცადოთ შევამციროთ შეურესორებელი მასები და გავაუმჯობესოთ რესორული დაკიდება.

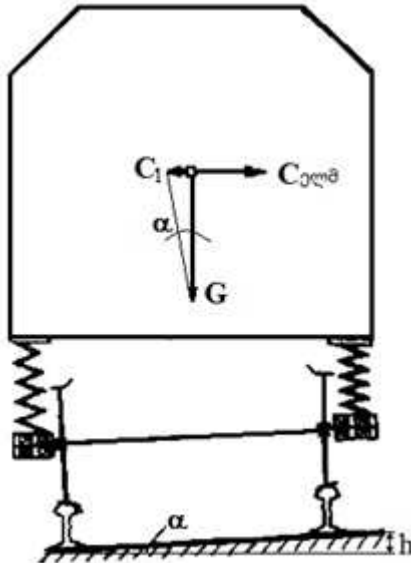
ჩაჭიდების წონის გამოყენების კოეფიციენტი. ელმავლის წევის ძირითადი კანონი ამბობს: წევის ძალა არ შეიძლება იყოს ჩაჭიდების ძალაზე მეტი. სხვა სიტყვებით, თუ წყვილთვალზე მოდებული მბრუნავი მომენტი აჭარბებს მომენტს, რომელიც შექმნილია თვლის რელსებთან ჩაჭიდების ძალით, მოხდება ასრიალება (ბუქსაობა) და წევის ძალა მკვეთრად დაეცემა.

ჩაჭიდების ძალა განისაზღვრება, როგორც ელმავლის ჩაჭიდების წონის (P) ნამრავლი თვლის რელსთან ჩაჭიდების კოეფიციენტზე ($k_{ჩაჭ}$). ამიტომ ელმავლის წევის ძალის შესაძლო მაქსიმალური მნიშვნელობა იქნება:

$$T_{მაქს} = Pk_{ჩაჭ} .$$

მოდრაობა მრუდზე. ცნობილია, რომ მრუდზე შესვლისა და მოძრაობისას ელმავალზე მოქმედებს ცენტრიდანული ძალა, რომელიც გამოწვეულია სიჩქარის ვექტორის მიმართულების ცვლილებით. ეს ძალა დამოკიდებულია ელმავლის მასაზე G/g , სიჩქარესა v და მრუდის რადიუსზე R .

ცენტრიდანული ძალის მოქმედება ქმნის გვერდით დაწნევას თვალსა და რელსებზე (ძირითადად გარეთაზე) და რადგან ძალა მოდებულია ელმავლის მასის ცენტრზე, რომელიც მდებარეობს რაღაც სიმაღლეზე რელსების თავიდან, ქმნის გადამაყირავებელ მომენტს. გადამაყირავებელი მომენტის და გარე რელსზე გვერდითი დაწნევის შესამცირებლად მას აწყობენ რაღაც სიმაღლით ზემოთ შიგა რელსის მიმართ ($h=15$ სმ). ამის წყალობით ჩნდება ელმავლის მასიდან დატვირთვის მდგენელი C_1 , რაც ამცირებს ცენტრიდანული ძალის მნიშვნელობას (ნახ.2.2). $C_1=Gh/2S$, სადაც $2S$ არის მანძილი არტახების გორვის წრეხაზებს შორის.



ნახ.2.2. რელსების განლაგება მრუდზე მოძრაობისას გადამაყირავებელი მომენტის შესამცირებლად

ელმავლის რხევითი მოძრაობა მიზანშეწონილია განხილულ იქნეს კოორდინატა სისტემაში, რომელიც დაკავშირებულია გზასთან და იმოდრავებს წინსვლითი მოძრაობით ელმავლის სიჩქარით (ინერციული სისტემა, ნახ. 2.3). ამასთან, ელმავლის თითოეულ შემადგენელ ნაწილთან (ძრავა, ურიკა, წყვილთვალი და ა.შ.) მიერთებული იქნება შესაბამისი კოორდინატა სისტემა და თითოეული მათგანის რხევის კოორდინატები, ე.ი. კოორდინატა სისტემები დაყვანილი იქნება ძირითად კოორდინატა სისტემაზე (გზასთან დაკავშირებული) მიმმართველი კოსინუსების საშუალებით [1, 3].

როგორც მთლიანობაში ელმავალს, ისე მის შემადგენელ ნაწილებს, ექნება წინსვლითი რხევები (ღერძების გასწვრივ):

- x ღერძის გასწვრივ – ბიძგითი რხევითი მოძრაობა;
- y ღერძის გასწვრივ – განივი რხევითი მოძრაობა;
- z ღერძის გასწვრივ – ვერტიკალური რხევითი მოძრაობა.

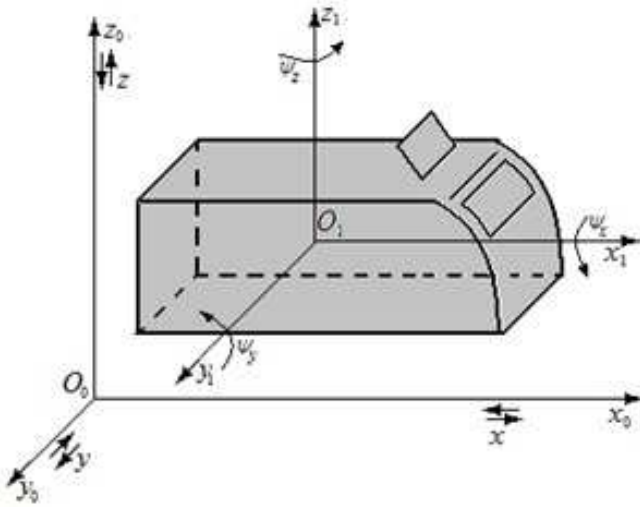
ბრუნვითი მოძრაობები განიხილება კოორდინატა ღერძების მიმართ:

- Ψ_x – განივი (გვერდული) ქანაობა;
- Ψ_y – გრძივი ქანაობა (გალოპირება);
- Ψ_z – ქნევიითი მოძრაობა.

ყველა რხევის (6) სხვადასხვა მიმართულება ურთიერთდაკავშირებულია, მაგრამ, ამავე დროს, პირობითად შეიძლება გამოიყოს სამი მთავარი მიმართულება:

- ვერტიკალური - z და Ψ_y კოორდინატებით;
- გრძივი - x კოორდინატით;
- განივი (გვერდითი) - y , Ψ_z და Ψ_x კოორდინატებით.

ყველა ეს 6 სახის რხევა შეიძლება გამოწვეულ იქნეს თავისუფალი და იძულებითი ზემოქმედებისაგან. **თავისუფალი** რხევები წარმოიშობა ცვლადი გარე ზემოქმედების გარეშე, აგზნების ერთჯერადი ზემოქმედების შედეგად (დარტყმა რელსების გადაბმის ადგილზე, დაზიანებული თვლის დარტყმა რელსზე და ა.შ.).



ნახ.2.3. ელმავლის კოორდინატა ღერძების სისტემები

იძულებითი რხევები გამოწვეულია აღშფოთების ფაქტორების ზემოქმედებით ან რხევების ამგზნებებით. ასეთი რხევების პარამეტრები დამოკიდებულია მოძრაობის სიჩქარესა და ამგზნების მახასიათებლებზე.

იძულებითი რხევები შეიძლება იყოს დამყარებული და დაუმყარებელი. დამყარებული რხევები პირობითი სახეობაა ეკიპაჟის (ელმავლის) მოძრაობისას მუდმივი სიჩქარით, გზის სწორ მონაკვეთებზე, პროფილის ტეხილების გარეშე.

დაუმყარებელი რხევები წარმოიშობა მოძრაობის გარდამავალ რეჟიმებში:

- 1) გზის ერთეული უსწორობის გავლა;
- 2) მრუდზე შესვლა და მრუდიდან გამოსვლა;
- 3) დაძვრა და გაქანება, მოძრაობის სიჩქარის ცვლილება;
- 4) გზის პროფილის ტეხილებზე გადავლა.

მოდრავი შემადგენლობის დისიპატიური მახასიათებლები ისეთია, რომ თავისუფალი რხევები ჩქარა ქრება. ამიტომ, ზღვრული დასაშვები კონცენტრაციის განსაზღვრისთვის ძირითადად იძულებითი რხევების დამყარებულ რეჟიმს განიხილავენ.

II.1.3. ელმავლის რხევების გამომწვევი აღშფოთებები

ელმავლის მოძრაობისას მისი შერესორებული მასები ახორციელებს რთულ რხევით მოძრაობებს. კონკრეტულად, ამის მთავარი მიზეზია გზის უსწორმასწორობები რელსებს შორის შეერთების გამო, რელსების ცვეთის არათანაბრობა და დაშვებები მათ ჩაწყობაზე, შესაძლო ამოგლეჯები, არტახების კონუსურობა და ა.შ.

ზოგადად, რხევების გამომწვევი აღშფოთებები შეიძლება დაიყოს 3 ჯგუფად:

- 1) კინემატიკური – გზის (თვლის) გეომეტრიული უსწორმასწორობები პროფილსა და გეგმაში, უსწორმასწორობები თვლის გორვის ზედაპირზე;
- 2) ძალური – გარე ძალების მოქმედება (წევის მომენტი, პერიოდული ძალები; დიზელების მბრუნავი ნაწილების დისბალანსებისგან, კომპრესორებისგან და ა.შ.);
- 3) პარამეტრული – განპირობებული სისტემის რომელიმე პარამეტრის ცვლილებით.

ეს სამი სახის აღშფოთება გამოიყენება დინამიკის სხვადასხვა ამოცანის გადასაწყვეტად. რესორული დაკიდების პარამეტრების შერჩევას და ლოკომოტივის ზღვრული დამაბულობის კონცენტრაციის შეფასებას ასრულებენ კინემატიკური აღშფოთებით. ძალურ აღშფოთებებს იყენებენ აგრეგატების ვიბროიზოლაციის ამოცანების გადასაწყვეტად. სტატიკური გარდამქმნელების (ტრანსფორმატორები, ტირისტორული გარდამქმნელები, მართვის ელექტრონული სისტემები და სხვა) ვიბროდაცვის პარამეტრების შერჩევას ასრულებენ ორივე ტიპის აღშფოთების გათვალისწინებით.

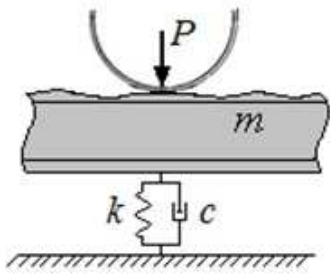
პარამეტრული აღშფოთების გავლენა გამოვლინდება გზის სიხისტის ცვლილებაში სიგრძის გასწვრივ. რელსის შეერთების (გადაბმის) ადგილთან მიახლოების კვალობაზე გზის ვერტიკალური სიხისტე მცირდება. შეერთების შუაში გადაბმის არსებობის გამო, დატვირთვა გადაეცემა ორივე რელსს და სიხისტე რამდენადმე იზრდება. ზამთრის დროს გზის სიხისტე შეიძლება გაიზარდოს, მათ შორის შეერთების ზონაშიც 2,5 – 3 - ჯერ.

დისიპაციური ძალები გზაში აგრეთვე იცვლება სიგრძეზე. ეს ცვლილებები ატარებს შემთხვევით ხასიათს და დამოკიდებულია გზის კონსტრუქციაზე, გზის რემონტის სისტემასა და ხარისხზე, წლის დროზე.

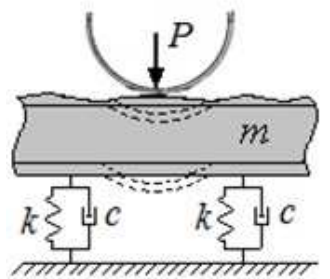
ეკვივალენტური გეომეტრიული უსწორმასწორობა ითვალისწინებს რელსის სიგრძეზე გადაბმის გამეორებადობას, რელსების ტალღისებრ ცვეთას (სხვადასხვა სიგრძის პერიოდული უსწორმასწორობები), თვლის ექსცენტრისიტეტს და ოვალურობას.

გზის დინამიკურ თვისებებს აღწერენ მოდელების საშუალებით, რომლებიც მის დრეკად, დისიპატიურ და ინერციულ თვისებებს ითვალისწინებს. გამოიყენება გზის ორი მოდელი:

- **დისკრეტული**, როდესაც გზა განიხილება რელსისა და თვლის კონტაქტის წერტილზე დაყვანილი კონცენტრირებული m მასის სახით, k სიხისტის ზამბარით, c ჩაქრობის კოეფიციენტის მქონე ჰიდრავლიკური ჩამქრობით; ამ მოდელით გაანგარიშებისას გამოიყენება გზის პარამეტრების მნიშვნელობები შემდეგ ზღვრებში: $m=0,3 - 0,8$ ტ; $k=35 - 85$ მგნ/მ; $c=0,2 - 0,8$ მგნწმ/მ [5].
- **კონტინუალური**, როდესაც გზა განიხილება სიგრძეზე განაწილებული პარამეტრებით (კოჭი დრეკადბლანტ ვინკლერის ფუძეზე, ე.ი. ფუძეზე, რომელშიც ღუნვა გამოვლინდება მხოლოდ ძალის მოდების წერტილში).



ნახ. 2.4. გზის დისკრეტული მოდელი



ნახ.2.5. გზის კონტინუალური მოდელი

გეომეტრიული უსწორმასწორობები, რომლებიც ეკვივალენტურ გეომეტრიულ უსწორმასწორობაში შედის, იყოფა სამ ჯგუფად:

- დარაკები (რიფლები) – უსწორმასწორობები, ტალღის სიგრძე $L_0=0,03-0,08$ მ; მათი წარმოშობის მიზეზი საბოლოოდ არ არის დადგენილი;
- მოკლე ტალღები, სიგრძე $L_0=0,08-0,3$ მ, წარმოიშობა, ჩვეულებრივ, მრუდეებში 600 მ-ზე ნაკლები რადიუსით, ერთ-ერთი თვლის გასრიალების შედეგად;
- გრძელი ტალღები, სიგრძე $L_0=0,3-3$ მ, დაკავშირებულია რელსების გლინვასა და სწორებასთან, აგრეთვე განსხვავებული ტიპის მატარებლების მოძრაობასთან, რომელთაც აქვს მექანიკური ნაწილის ერთმანეთთან მიახლოებული პარამეტრები.

ამრიგად, ელმავლების რხევები შესაძლებელია გამოწვეული იყოს მუდმივი და შემთხვევითი აღშფოთებებით, ასევე მათი ერთობლივი მოქმედებით.

აღშფოთებები შეიძლება ასე გაერთიანდეს:

- 1) გზის უსწორმასწორობები რელსებს შორის შეერთების გამო;
- 2) რელსების ცვეთის არათანაბრობა;
- 3) დაშვებები რელსების ჩაწყობაზე;
- 4) შესაძლო ამოგლეჯები რელსებზე;
- 5) შესაძლო ამოგლეჯები თვლებზე;
- 6) არტახების კონუსურობა;
- 7) შენადულები თვლებზე;
- 8) თვლების ოვალურობა;
- 9) გზის სიხისტის ცვლილება სიგრძის გასწვრივ;
- 10) მბრუნავი ნაწილების დისბალანსები (კომპრესორების, ვენტილატორების) და ა.შ.

II.2. სარელსო ტრანსპორტის ამოცანები და ელმავლის ძირითადი შემადგენელი ელემენტები

II.2.1. ელმავლისა და მოძრავი შემადგენლობის ძირითადი ამოცანები

სარელსო ტრანსპორტი ფართოდ გამოიყენება სამოქალაქო, სამთო და სხვა სახის წარმოებებში როგორც მიწისქვეშა, ისე მიწისზედა სატრანსპორტო სამუშაოებისათვის. სარელსო ტრანსპორტი ერთიანი სისტემაა, სადაც სარელსო გზასთან ურთიერთკავშირშია სამახტე ვაგონეტები, საკარიერო და საზოგადოებრივი ვაგონები, თბომავლები, ელმავლები და ა. შ.

როგორც სამთამადნო წარმოებაში, ისე სამოქალაქო სატრანსპორტო მეურნეობაში სარელსო ტრანსპორტის მოქმედების პრინციპი საერთო საფუძველზეა აგებული, ეს არის გზისა და მოძრავი შემადგენლობის ურთიერთქმედების პრინციპი.

ამასთან დაკავშირებით, პრაქტიკულად დგება საკითხები:

1) მატარებლების მოძრაობისას წარმოქმნილი მოძრავი შემადგენლობისა და გზის რხევების თვისებებისა და სიდიდეების განსაზღვრა;

2) რელსებს, ბორბლებსა და გზის სხვა კონსტრუქციულ ელემენტებს შორის წარმოშობილი ძალების სიდიდეებისა და მიმართულებების განსაზღვრა;

3) მოძრავ შემადგენლობასა და გზის ელემენტებს შორის დეფორმაციების სიდიდეების განსაზღვრა.

არსებული გამოკვლევები ძირითადად დაკავშირებულია მოძრავი შემადგენლობისა და გზის დინამიკური პროცესების ცალკეული ელემენტების განსაზღვრასა და კვლევასთან. ამასთან, თანამედროვე მიდგომა ითვალისწინებს მექანიკური სისტემების და მათ შორის მოძრავი შემადგენლობისა და გზის ურთიერთმოქმედების კვლევას ერთიანი მიდგომის საფუძველზე.

დაპროექტებისას აუცილებელია გათვალისწინებულ იქნეს ძირითადი მოთხოვნები, რომლებიც მოძრავ შემადგენლობას წაეყენება:

ა) ელმავლის შიგნით მოწყობილობების დინამიკურად რაციონალური განლაგება;

ბ) უსაფრთხო მოძრაობისა და ეკიპაჟის საიმედოობის გაზრდა;

გ) მოძრავ შემადგენლობაზე ტვირთის განლაგების წესის დამუშავება;

დ) ეკიპაჟის რელსზე ძალოვანი ზემოქმედების შემცირება;

ე) მოძრაობის სიმდოვრის უზრუნველყოფა;

ვ) ტვირთზე მექანიკური ზემოქმედების შემცირება;

ზ) მგზავრების გადაყვანის კომფორტის მოთხოვნების უზრუნველყოფა.

ყოველივე ეს მოითხოვს თვისებრივად და რაოდენობრივად ზუსტად და სწორად აღიწეროს ელმავლის მოძრაობისას განვითარებული დინამიკური პროცესები და შესაძლებელი იყოს ამ პროცესების მართვა.

ნებისმიერი სატრანსპორტო სისტემის ძირითადი ტექნიკური პრინციპი და ამოცანაა მაქსიმალური რაოდენობის ადამიანებისა და ტვირთის ერთი პუნქტიდან მეორეში უმოკლეს ვადებში საიმედო და უსაფრთხო მიყვანაში მინიმალური დანახარჯებით. ამ მიზნებს ემსახურება მეცნიერება გზისა და მოძრავი შემადგენლობის ურთიერთმოქმედების შესახებ.

გზისა და მოძრავი შემადგენლობის ურთიერთმოქმედების პროცესების შესწავლისას იკვლევენ ერთიან დინამიკურ სისტემაში “გზა-ეკიპაჟი” განვითარებულ რხევებსა და დინამიკურ ძალებს.

გზისა და მოძრავი შემადგენლობის რხევების შესწავლისას ადგენენ ისეთ საანგარიშო სქემებს და მოდელებს, რომლებშიც ეს რთული პროცესი შეიძლება დაიყოს ცალკეულ მდგენელებად: ვერტიკალური, ჰორიზონტალური განივი, ჰორიზონტალური გრძივი და ზოგიერთი ნაწილის ბრუნვითი რხევები და გალოპირება.

ჰორიზონტალურ განივ რხევებს მიეკუთვნება ეკიპაჟის ქნევითი (კლაკნილი) მოძრაობა, შერეოსრებული ნაწილების განზიდვითი რხევა,

გვერდითი ქანობა; ჰორიზონტალურ გრძივ რხევებს კი – ეკიპაჟის ბიძგიითი მოძრაობა.

მოძრავი შემადგენლობის გზაზე ზემოქმედების შეფასებისას საზღვრავენ ეკიპაჟზე მოქმედი ძალების (ვერტიკალური, ჰორიზონტალური, განივი და გრძივი), გადაადგილებების, ეკიპაჟის ელემენტების სიჩქარეებისა და აჩქარებების, მათში დამაბულობის, ნარჩენი დეფორმაციის დაგროვების ინტენსივობის მნიშვნელობებს.

II.2.2. რელსური ტრანსპორტის (ეკიპაჟი) დრეკადი კავშირები

ეკიპაჟის დრეკად ელემენტებს მიეკუთვნება ფურცლოვანი რესორები, ზამბარები, რეზინ-მეტალური ელემენტები. ფურცლოვანი რესორის სიხისტე განისაზღვრება ფორმულით:

$$C = \frac{4bh^3E(3m + 2n)}{3(L - a/3)},$$

სადაც b რესორის ფურცლის სიგანეა, m – ერთნაირი სიგრძის ზედა ფურცლების რაოდენობა; n – ნაკრები ფურცლების რაოდენობა; L – გასწორებული რესორის სიგრძე; a – ცალულის სიგანე; T – ფოლადის დრეკადობის მოდული. F და P ძალების ფარდობით მიიღება რესორების ფარდობითი ხახუნის კოეფიციენტი:

$$\varphi = F / P,$$

სადაც F ხახუნის ძალაა, P – რესორებზე მოქმედი ვერტიკალური ძალა.

ფარდობითი ხახუნის კოეფიციენტი დამოკიდებულია რესორში ფურცლების რაოდენობაზე, ფურცლებს შორის ხახუნის კოეფიციენტსა და რესორების მოჭერის ძალაზე

$$\varphi = \frac{2\mu(n-1)(1+m/n)h}{L},$$

სადაც μ ფურცლებს შორის ხახუნის კოეფიციენტია.

ფურცლოვანი რესორების ძირითადი ნაკლია მათი დიდი შიგა ხახუნი და მისი არამუდმივობა დროში. ამიტომ, რიგ შემთხვევებში, უპირატესობა ფურცლოვანი რესორების ნაცვლად ზამბარების გამოყენებას ენიჭება.

ცილინდრული **ზამბარების** სიხისტე განისაზღვრება ფორმულით:

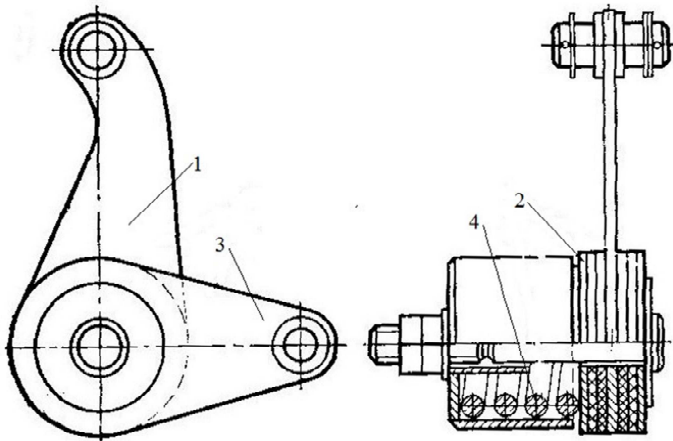
$$C_z = \frac{Gd^4}{8D^3n},$$

სადაც G არის ზამბარის მასალის ძვრის მოდული; D - ზამბარის საშუალო დიამეტრი, d - ზამბარის ხვიის დიამეტრი, n - ზამბარის მუშა ხვიების რაოდენობა.

მატარებლის სიჩქარის მნიშვნელოვან ზრდასთან დაკავშირებით სამგზავრო ვაგონებზე აყენებენ პნევმატიკურ რესორებს, რომელთაც აქვს მცირე მასა, თითქმის მთლიან იზოლაციას უკეთებს ვაგონებს ურიკაში აღმოცენებული ხმაურისა და ვიბრაციისაგან.

ხმაურის ჩამქრობები. ხმაურის ჩამქრობისათვის ან რხევის ამპლიტუდის შეზღუდვისათვის ძირითადად იყენებენ ორი ტიპის რხევის ჩამქრობებს – ფრიქციულს და ჰიდრაულიკურს. ფურცლოვანი რესორები, უმეტეს შემთხვევაში, აგრეთვე რხევის ჩამქრობებია.

ვერტიკალური და ჰორიზონტალური რხევების ჩახშობისათვის ელმავლებში იყენებენ, მაგალითად, დისკურ ფრიქციულ ჩამხშობებს ხახუნის მუდმივი ძალით (ნახ. 2.6). ჩამხშობის ამ კონსტრუქციაში ხახუნი წარმოიშობა ფირფიტების მბრუნავ სისტემებს შორის. ფირფიტების თითოეული ჯგუფი შეერთებულია თავის სამართავთან. ფირფიტების შეკუმშვის ძალა ზამბარების დაჭიმვით რეგულირდება.



ნახ.2.6. დისკური ტიპის რხევის ჩამხშობი:
 1, 3 – ბერკეტები; 2 – ფრიქციული დისკები; 4 – ზამზარა

II.2.3. რკინიგზის ლიანდაგის მექანიკური პარამეტრები

საანგარიშო სქემებისა და მოდელების უმრავლესობაში, რომლებიც გზისა და მოძრავი შემადგენლობის ურთიერთქმედების კვლევებში გამოიყენება, რკინიგზის ძირითად პარამეტრებს განეკუთვნება: გზის და მისი ელემენტების მასების სიდიდეები; ამ ელემენტების ინერციის მომენტები; ელემენტების ხაზოვანი და კუთხური გადაადგილების ან დეფორმაციის სიდიდეების დამოკიდებულება მათზე მოქმედი ძალების ან ძალების მომენტების სიდიდეებზე; პარამეტრები, რომლებიც ახასიათებს გზის ელემენტების ძალურ ურთიერთქმედებას, რომელთა შორისაც გასრიალება ხდება (ხაზუნის ან დენადობის (ცოცვადობა-პლასტიკური დეფორმაცია) კოეფიციენტი); სისტემაში ენერჯის განზნევის დამახასიათებელი პარამეტრები; მოდელში არსებული კინემატიკური შეზღუდვები.

გზის სხვადასხვა მოდელში შემავალი მასები შეიძლება წარმოდგენილი იქნეს, როგორც შეყურსული ან განაწილებული.

მოდელების გამარტივებისა და თეორიული კვლევების მოხერხებულობისათვის ხშირად ძალურ ფაქტორებსა და გადაადგილებებს შორის ახდენენ არაწრფივი ფუნქციური დამოკიდებულების გაწრფევებას, ხოლო სიხისტეების, ინერციული და დემპფირების პარამეტრებს აკავშირებენ ვერტიკალურ, ჰორიზონტალურ, გრძივ და განივ ან რომელიმე კუთხურ გადაადგილებებთან [5, 11,15,19].

ქვემოთ მოყვანილია ინფორმაცია გზის ზოგიერთი პარამეტრის შესახებ.

გზის სიხისტე. გზის ვერტიკალური სიხისტე C_z^b (ნ/მ) განისაზღვრება რელსის თავის შუაში მოდებული ვერტიკალური ძალის Q ფარდობით ვერტიკალურ გაღუნვასთან z_g ძალის მოდების წერტილში. გზაში რელსის ჰორიზონტალური განივი (გვერდითი) სიხისტე დამოკიდებულია შუასადების სიხისტეზე რელსსა და ქვესადებს შორის, ქვესადებსა და შპალს შორის, რელსის ძირის საყრდენის განივ სიხისტეზე სამაგრებში, აგრეთვე ვერტიკალურ დატვირთვაზე, რომელიც საყრდენებს რელსებისაგან გადაეცემა.

გზის დაყვანილი მასა. გზისა და მოძრავი შემადგენლობის ურთიერთმოქმედების მიახლოებით გამოთვლებსა და კვლევებში თვლიან, რომ რელსისა და მოძრავი თვლის კონტაქტის წერტილში თვალთან მუდმივად ურთიერთმოქმედებს ამ წერტილში შეყურსული გზის დაყვანილი მასა; მისი მოქმედება „გზა – თვალი“ რხევით სისტემაში გზის განაწილებული მასის მოქმედების ეკვივალენტურია დიდ სიგრძეზე.

გზის მასის დაყვანისას მოძრავი თვლის კონტაქტის წერტილზე იყენებენ დაყვანილი პარამეტრების საანგარიშო ან გზისა და მოძრავი შემადგენლობის ე. წ. წრფივ ზოგად სქემას (ნახ.2.7) [5, 9, 13, 14, 18], სადაც ნაჩვენებია სისტემის „ბალასტის ფენა – შპალები – რელსები – თვლის ფერსო – თვლის დისკო – ლერძი – ძარა“ დრეკად-დემპფირებული კავშირები.

კ. შმიდტის განსაზღვრით [6], თვლის კონტაქტთან დაყვანილი გზის მასა განისაზღვრება ფორმულით:

$$m_{რ,შვ} = 3P_{რ,შვ}/2gk_z^{\delta},$$

სადაც $P_{რ,შვ}$ არის რელს-შპალის გისოსის დაყვანილი წონა.

k_z^{δ} უწოდებენ რელსისა და რელსის ქვედა ფუძის ფარდობით სიხისტეს (იზომება $სმ^{-1}$ ან $მ^{-1}$).

$$k_z^0 = \sqrt[4]{\frac{U_z^0}{4EJ_{თვ}^0}}. \quad U_z^0 \text{ გზის დრეკადობის მოდულია, } EJ_{თვ}^0 - \text{ რელსის ღუნვის}$$

სიხისტე.

ასევე განისაზღვრება $m_{თვ}$:

$$m_{თვ} = 3P_{ბ}/2gk_z^{\delta} [Z_{თვ} / Z_{რელ}].$$

II.2.4. რელსებზე გადაცემული ძალები

დინამიკური ძალები, რომლებიც გადაეცემა თვლებიდან რელსებს ძალების ალგებრული ჯამია, რომელთაგან თითოეული გამოწვეულია ელმავლის რომელიმე ელემენტის რხევით, მასების წონით, ცენტრიდანული ძალებით და ა.შ. მაგალითად, თვლებიდან რელსებზე დროის ყოველ მომენტში გადაცემული ვერტიკალური დინამიკური ძალები დროის იმავე მომენტში ძალების მყისი მნიშვნელობების ჯამია, განპირობებული შერესორებული მოწყობილობების რხევებით, შეურესორებელი მასებით, ეკიპაჟის წონის გარკვეული ნაწილით და საერთო ვერტიკალური დინამიკური დატვირთვის სხვა კომპონენტებით.

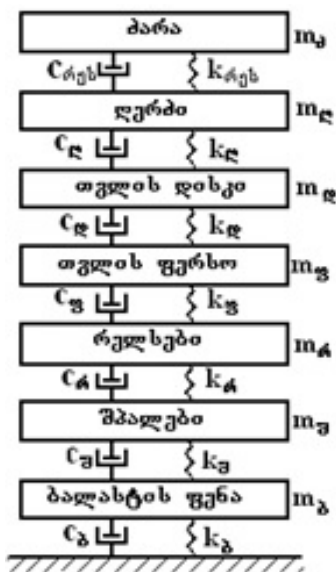
ვერტიკალური მიმართულებით რელსებზე გადაცემულ ძირითად დინამიკურ ძალებს განეკუთვნება:

- ეკიპაჟის წონის ნაწილი;
- რესორზე მოდებული მასების რხევებით გამოწვეული ძალები;
- შეურესორებელი მასების ინერციით გამოწვეული ძალები, რომლებიც მიიღება მათი რხევით დრეკად რელსებზე, რაც, თავის

მხრივ, შედეგია რელსებსა და თვლებზე უსწორმასწორობების არსებობით, აგრეთვე ეკიპაჟის მიმოქნევით ან თვლებზე ცვლადი ძალების ზემოქმედებით;

- ელმავლის მრუდხაზოვან ტრაექტორიაზე მოძრაობით აღძრული ვერტიკალური ძალები, რაც დაკავშირებულია გარე რელსის აწევასთან მრუდზე და ამ დროს წყვილთვალზე ჰორიზონტალური განივი ძალების მოქმედებასთან.

თვლისა და გზის ელემენტების ურთიერთმოქმედების გაწვრივებული სქემა, დრეკადი და დემპფერული ძალების გათვალისწინებით, ნაჩვენებია 2.7 ნახაზზე.

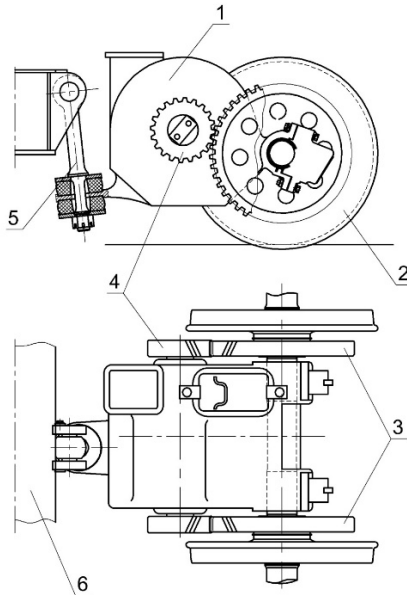


ნახ.2.7. გზის და ელმავლის ელემენტების მექანიკური ურთიერთქმედების სქემა კონცენტრირებული მასების სახით და დრეკადი და დისიპატიური კავშირებით (გაწვრივებული სქემა)

II.2.5. ელმავლის ამძრავის ტიპები

ა) პირველი კლასის ამძრავი. პირველი კლასის ამძრავი ე. წ. „ტრამვაის ტიპის ამძრავი“ ინდივიდუალური ამძრავის ყველაზე გავრცელებული სახეა ელმავლებში. გადაცემის ეს სახე, იმ დადებითი მაჩვენებლების შედეგად, რომელიც მას აქვს, ფართოდ გამოიყენება როგორც სატვირთო, ისე სამგზავრო ელმავლებისათვის, რომელთა სიჩქარე 120 კმ/სთ-ს არ აღემატება.

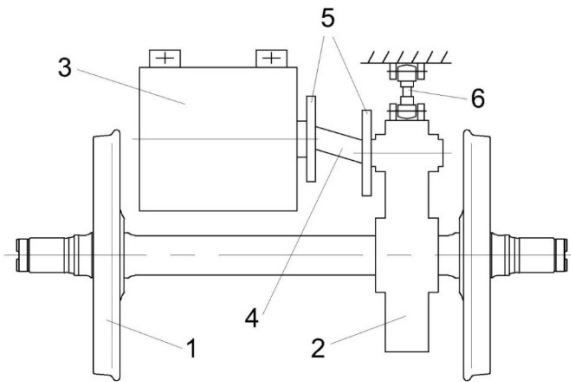
პირველი კლასის ამძრავის კონსტრუქციული თავისებურება გამოიხატება იმაში, რომ ძრავას წონის ნახევარი გადაეცემა ურიკის (ძარის) ჩარჩოს, ხოლო დარჩენილი ნაწილი (მეორე ნახევარი) შეურესორებლად, მოტორ-ღერძული საკისრების საშუალებით, წყვილთვალის ღერძს.



ნახ. 2.8. პირველი კლასის ამძრავი

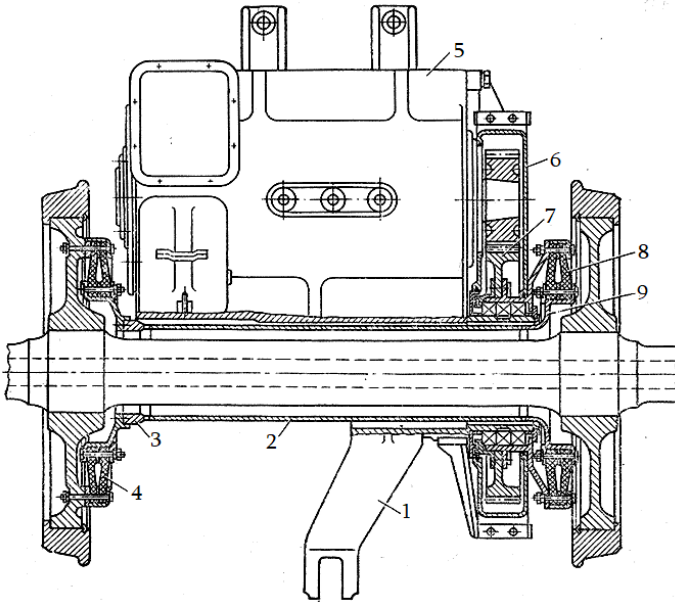
- 1 - წვეის ელექტროძრავა; 2 - წყვილთვალი; 3 - კბილა თვალი;
- 4 - კბილანა; 5 - წვეის ძრავას ჩამოკიდება; 6 - ჩარჩოს ძეღი;
- 7 - მოტორ-ღერძული ბუქსა

ბ) მეორე კლასის ამძრავი. ელმავლის ამძრავის შეურესორებელი მასების დამაზიანებელი ზემოქმედება ამძრავის შემადგენელ ელემენტებსა და რკინიგზის ლიანდაგზე განსაკუთრებით გამოხატულია მაღალი სიჩქარით მოძრაობისას მრუდებში. ასეთი ზეგავლენის შესასუსტებლად დამუშავებულ იქნა მეორე კლასის ამძრავის კონსტრუქცია, სადაც ძრავა მთლიანად დამაგრებულია ელმავლის ურიკის ან ძარის ჩარჩოს შერესორებულ ნაწილზე. ძრავიდან რედუქტორის წამყვან კბილანაზე მომენტის გადაცემა ხდება ტორსიონული ლილვისა და წვევის ქუროების გამოყენებით.



ნახ.2.9. მე-2 კლასის ამძრავის სქემა
 1 - წველითვალი; 2 - წვევის რედუქტორი; 3 - წვევის ძრავა;
 4 - ტორსიონული ლილვი; 5 - წვევის ქუროები

გ) მესამე კლასის ამძრავი. მესამე კლასის ამძრავებში წვევის ძრავა და წვევის რედუქტორი მთლიანად ჩამოკიდებულია შერესორებულ ურიკის ან ძარის ჩარჩოზე. რედუქტორის წამყვანი კბილანა დასმულია წვევის ძრავას ღუზის ლილვზე, ხოლო საკისრებზე მბრუნავი ამყოლი კბილანა მაგრდება წვევის ძრავას კორპუსზე. წვევის რედუქტორის ამყოლი კბილა-



ნახ.2.10. მე-3 კლასის ამბრავი

1-ძრავას საყრდენი ბრჯენი; 2-ღრუ ლილვი; 3, 9-წვეის ქუროს შესაერთებელი მილტუჩები; 4, 8-წვეის ქუროები; 5-წვეის ძრავა; 6-წვეის რელუქტორის გარსაცმი; 7-კბილა თვლის გვირგვინი.

ნიდან წყვილთვალზე მგრები მომენტის გადაცემა ხდება ღრუ ლილვითა და წვეის ქუროებით. ღრუ ლილვი წვეის ქუროებით ერთი მხრიდან დამაგრებულია წყვილთვალის ერთ-ერთი თვლის დისკოზე, ხოლო მეორე მხრიდან უერთდება მოპირდაპირედ მდებარე რელუქტორის ამყოლ კბილა თვალს.

II.2.6. გზის ზედა მოწყობილობის დანიშნულება და ელემენტები

გზის ზედა მოწყობილობის დანიშნულებაა მოძრავი შემადგენლობისთვის მოძრაობის მიმართულების მიცემა, მოძრავი მატარებლების თვლებიდან დატვირთვის მიღება და გადაცემა გზის ქვედა მოწყობილობისთვის (მიწის ფენა და ხელოვნური ნაგებობა).

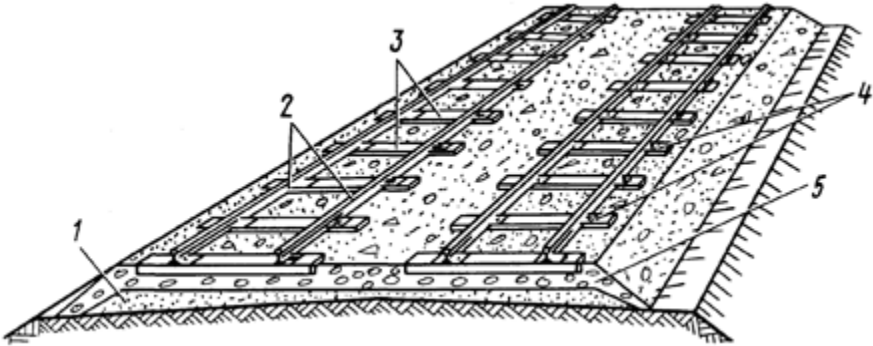
II.2.6.1. გზის ზედა მოწყობილობა

გზის ზედა მოწყობილობა (ნახ. 2.11, [6]) კომპლექსური კონსტრუქციაა, რომლის ელემენტები, შესასრულებელ ფუნქციებსა და მოთხოვნილ გამძლეობაზე დამოკიდებულებით, შესრულებულია სხვადასხვა მასალისგან. ამ ელემენტებს განეკუთვნება:

- მაღალი სიმტკიცის ფოლადის რელსები 2, რომლებიც უშუალოდ ღებულობს დატვირთვას მოძრავი შემადგენლობის თვლებისგან და განსაზღვრავს მისი მოძრაობის ტრაექტორიას;
- ხის ან რკინაბეტონის შპალები 3, რომელთა დანიშნულებაა რელსების დაჭერა ერთმანეთისგან განსაზღვრულ დამორებაზე და წნევის გადაცემა გზის ქვემოთ განლაგებულ ნაწილზე;
- რელსების ლითონის სამაგრები 4, რელსების ერთმანეთთან შეერთებისა და მათი მიმაგრებისათვის შპალებთან ან ძელებთან;
- ბალასტის ფენა 5, დატეხილი ქვისგან, ხრემისა და აზბესტის წარმოების ნარჩენების ან მსხვილი და საშუალო ქვიშისგან;
- ბალასტური ფენის ქვეშ მოთავსებული სილის ბალიში 1.

გზის ზედა მოწყობილობა რთულ პირობებში მუშაობს. მისი ელემენტები განიცდის მექანიკურ ცვეთას, დაღლილობით რღვევას, კოროზიას, ლპობას, ფორმისა და ურთიერთგანლაგების ნარჩენ ცვლილებებს, მორალურ ცვეთას. მოძრავი შემადგენლობის თვლები რელსებს გადასცემს ძალიან დიდ (ათეულობით ტონას თითოეულ ღერძზე) ვერტიკალურ წნევას, ასევე ჰორიზონტალურ გვერდით ძალებს,

განსაკუთრებით გზის მრუდ მონაკვეთებზე. მატარებლების მოძრაობისა და დამუხრუჭების პროცესში წარმოიშობა ჰორიზონტალური ძალები, რომლებიც ცდილობენ რელს-შპალის ბადის გრძივი მიმართულებით წაწევას.



ნახ.2.11. გზის ზედა მოწყობილობის ელემენტები
 1 - სილის ბალიში; 2 - რელსები; 3 - შპალები; 4 - რელსების სამაგრები;
 5 - ბალასტის ფენა

თითოეული ელემენტის მუშაობაზეა დამოკიდებული სხვა ელემენტების მუშაობა და გზის ზედა მოწყობილობაც მთლიანად. თუ, მაგალითად, ბალასტის ფენა არასაკმარისად მზიდი შესაძლებლობისაა, მაშინ გარდაუვალია გზის ზედა მოწყობილობის მუდმივი მოშლილობა, რელსებში, შპალებსა და სამაგრებში დამაბულობების გადანაწილება, მათი გატეხა.

II.2.7. ვაგონ-რელსის ზოგიერთი საორიენტაციო მონაცემი (პარამეტრები)

თვალზე მოქმედი ვერტიკალური ძალა -----	P1 = 9 ტ
თვალზე მოქმედი ჰორიზონტალური ძალა-----	P2 = 5 ტ
ხახუნის კოეფიციენტი -----	$\mu = 0,25$
სიხისტე თვლისა და რელსის კონტაქტში -----	c = 105 ტ/მ
თვლის მასა -----	0,6 ტ
თვლის დიამეტრი -----	0,95 მ
სისტემის „რელსი-თვალი“ სიხისტე	
ჰორიზონტალური მიმართულებით, გზის ღერძის	
განივად, -----	c _r =100 მნ/მ
წყვილთვალის წონა-----	14 კნ
ვაგონის მოძრაობის სიჩქარე -----	V _n = 30 მ/წმ
ძარის მასა -----	m = 80 ტ
ერთი ურიკის რესორის სიხისტე -----	c = 800 ტ/მ
რესორების ჯამური სიხისტე -----	c = 15 მნ/მ
ურიკის შერესორებული ნაწილების მასა -----	5000 კგ
ურიკის ცენტრალური დაკიდების სიხისტე -----	2000 კნ/მ
ბუქსის საფეხურის დაკიდების სიხისტე -----	3500 კნ/მ
ვაგონის შერესორებული მასა -----	75000 კგ
ერთი ურიკის შეურესორებელი მასა -----	4000 კგ
ურიკის რესორების სიხისტე (ანუ ძარისაც) -----	9000 კნ/მ
გზის სიხისტე-----	100000 კნ/მ
ვაგონის ინერციის მომენტი--- -----	J = 1,2 · 10 ⁶ კგმ ²
რელსის მონაკვეთის სიგრძე (გადაბმებს შორის)-----	L1 = 12,5 ან 25 მ
m ₁ - შპალის მასა; 1ცალი რკინაბეტონის შპალის მასა---	250 კგ
ზომა (სიგრ./სიგ./სიძ.) მმ -----	2700/300/230.
m ₂ - რელსის დაყვანილი მასა-----	0,15 ტ
m ₃ - 1 წყვილთვალის მასა ბუქსებით (ძრავას და	

რედუქტორის გარეშე)-----	3480 კგ
m4 - ურიკის მასა-----	5970 კგ
m5 - ძარის მასა ერთ ურიკაზე-----	23322 კგ
m6 - 1 ძრავა-----	5000 კგ
k1 - ბალასტის სიხისტე (ქვიშის სიხისტის კოეფიციენტი, ოგივე - პასტელის კოეფიციენტი)-----	100 კგმ/სმ ³
c6 - ბალასტის ფენის დრეკად - სიხისტე-----	5·10 ⁷ ნ/მ
β - ბალასტის ფენის ჩახშობის კოეფიციენტი [13] (ბალასტის ფენა ეყრდნობა აბსოლუტურად ხისტ საფუძველს)-----	6·10 ⁴ ნ·წმ/მ..
k2 - გზის (რელსის) სიხისტე-----	100000 კნ/მ
k3 = c - კონტაქტური სიხისტე თვალსა და რელსს შორის-----	10 ⁵ ტ/მ
k4 - ბუქსების ზამბარების ჯამური სიხისტე 1 ურიკისთვის (ორი წყვილთვალთ - 8 ზამბარა)-----	564 კგ/მმ
k5 - ძარა-ურიკის კავშირის 4 ზამბარის ჯამური სიხისტე-----	216,8 კგ/მმ
k5* (განვი) - ძარა-ურიკის კავშირის 4 ზამბარის ჯამური სიხისტე-----	93,88კგ/მმ
k6- ძარის ურიკასთან კავშირის ზამბარის სიხისტე-----	550 კგ/მმ
k7- კონტაქტური სიხისტე თვალსა და რელსს შორის-----	10 ⁵ ტ/მ

რელსებს შორის მანძილი: 1520 მმ (დაშვება ± 8 მმ.); **გზის სიხისტე** 50–100 მპა. რკინაბეტონის შპალეებიანი გზის ოპტიმალური დრეკადობა ხასიათდება 50-100 მპა წლიური ციკლით. აღნიშნული საანგარიშო დრეკადობის მოდული განეკუთვნება ერთობლიობას: სამაგრი მოწყობილობა - შპალეები - ბალასტის ფენა - მიწის ვაკისი (полотно), ხოლო ხის შპალეების შემთხვევაში – 20-40 მპა.

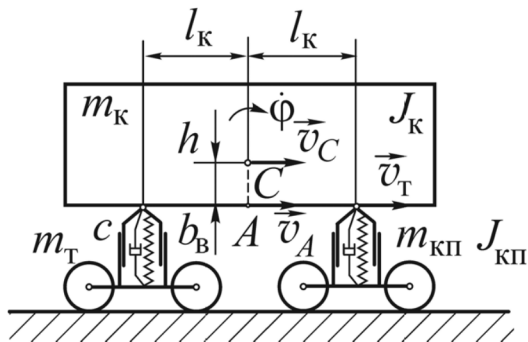
ვერტიკალური დატვირთვები. დღეისთვის ამ პარამეტრის მიმართ მოთხოვნები სხვადასხვა ქვეყანაში სხვადასხვანაირია. ვერტიკალური დატვირთვა თვლებიდან რელსზე შედგება თვლების რელსზე სტატიკური დაწნევისა და დინამიკური დანამატებისაგან, რომლებიც წარმოიშობა ძარის რხევებისა და მოძრავი შემადგენლობის შეურესორებელი

მასებისაგან. ბელორუსიასა და რუსეთში: ღერძული დატვირთვა - 245 კნ, გრძივი - 103 კნ/მ.

გრძივი დატვირთვები. გადაუბმელ გზაზე რელსების სამაგრი მოწყობილობის კონსტრუქციამ უნდა უზრუნველყოს სამაგრი წნულის გრძივი გადაადგილების მიმართ საკმარისი წინააღმდეგობა - 25 - 30 კნ/მ.

განივი დატვირთვები (სხვადასხვა ქვეყანაში სხვადასხვაა). რუსეთში გვერდითი დატვირთვა გამყოფი რელსური სამაგრი მოწყობილობის სიმტკიცის პირობის მიხედვით გადასარბენებსა და საისრე გადამყვანებზე - 100 კნ.

ძარის ზოგიერთი მონაცემი. მისი ერთდროული ბიძგ-გალოპირებითი (ურიკის გრძივი და ძარის ბრუნვითი) მოძრაობისას ვერტიკალურ სიბრტყეში [15] მიღებულია შემდეგი აღნიშვნები: $m_k = 77500$ კგ, $J_k = 1,25 \cdot 10^6$ კგ·მ² - i ვაგონის ძარის მასა და ინერციის მომენტი ნახაზის პერპენდიკულარულ სიბრტყეში ცენტრალური ღერძის მიმართ; $m_r = 4150$ კგ - i ვაგონის ურიკის მასა ორი წყვილთვალის მასების გათვალისწინებით; $J_{\text{რი}} = 36,82$ კგ·მ², $R = 0,475$ მ - i ვაგონის ინერციის მომენტი და წყვილთვა-



ნახ. 2.12. ელმავლის ბიძგით-გალოპირებითი მოძრაობის დინამიკური მოდელი

ლის გორვის წრის რადიუსი; $c = 8 \cdot 10^6$ ნ/მ – i ვაგონის ურიკის რესორული კომპლექტის სიხისტის კოეფიციენტი; $b_{\text{B}} = 3 \cdot 10^5$ ნ·წმ – i ვაგონის ურიკის დემპფერის ბლანტი წინააღმდეგობის ჯამური კოეფიციენტი; წერტილი C – ვაგონის ძარის სიმძიმის ცენტრი. დანარჩენი აღნიშვნები მოყვანილია ნახაზზე.

II.2.8. წყვილთვალის ფრიქციული ავტორხევები რელსის მიმართ

II.2.8.1. ფრიქციული ავტორხევების წარმოშობის მექანიზმი

მანქანებსა და მექანიზმებში, მათ შორის თვალ-რელსის წყვილში, ვიბრაციის წყაროებს შორის არსებით როლს ასრულებს ფრიქციული ავტორხევები, რომლებიც მექანიკური ავტორხევების ერთ-ერთი მეტად გავრცელებულ სახეა და დაკავშირებულია ხახუნის პროცესის არასტაბილურობასთან, სრიალის შედარებით დაბალი სიჩქარეების დროს. ეს სიჩქარეები დამახასიათებელია თანამედროვე ტექნიკისათვის, განსაკუთრებით ისეთი პროცესებისათვის, სადაც ზუსტი პოზიციონირებაა საჭირო, ასევე სხვადასხვა მოწყობილობის კვანძებში გაშვებისა და დამუხრუჭების დროს.

მშრალი ხახუნის სისტემების დინამიკის კვლევისა და შესწავლის მეთოდები მნიშვნელოვანწილად ეყრდნობა კლასიკურ მიდგომებს და დაკავშირებულია არაწრფივ დიფერენციალურ განტოლებათა სისტემებთან, მათი ამოხსნის მოძებნასა და შეფასებასთან.

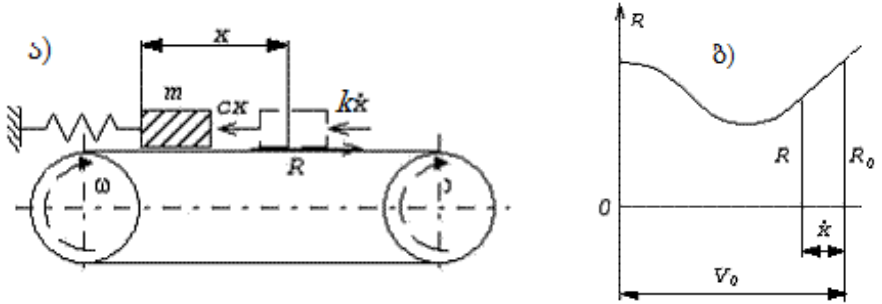
ხახუნის ძალა, რომელიც ზოგადად განიხილება როგორც რხევის ჩამხშობი, შეიძლება გახდეს რხევის წარმოშობისა და გაზრდის მიზეზი.

განვიხილოთ უმარტივესი სისტემა (ნახ. 2.13, ა), რომელიც შედგება ორი მბრუნავი დოლისა და უსასრულო ლენტისაგან. ლენტზე დევს m მასის ტვირთი, რომლის მოძრაობა შეზღუდულია c სიხისტის ზამბარით. მოძრაობისას განვითარებული ხახუნის ძალა ტვირთს მარჯვნივ გასწევს და ზამბარის გარკვეულ დაგრძელებას იწვევს.

დავუშვათ, ტვირთის წონასწორობის მდგომარეობაში ყოფნისას ხახუნის ძალა R_0 ტოლია, მაშინ ტვირთის სტატკური გადაადგილება იქნება:

$$x_0 = \frac{R_0}{C}.$$

შემდგომი მსჯელობისთვის აუცილებელია გავითვალისწინოთ, რომ ხახუნის ძალა R დამოკიდებულია მოძრაობის V ფარდობითი სიჩქარეზე. დავუშვათ, ხახუნს აქვს 2.13, ბ ნახაზზე მოცემული სახე, სადაც V_0 და R_0 შეესაბამება ტვირთის წონასწორობის მდგომარეობას [8].



ნახ.2.13. ფრიქციული ავტორხევითი სისტემა

აღშფოთებით ტვირთი გამოყვანილია წონასწორობის მდგომარეობიდან, როცა $t=0$. გავარკვიოთ ასეთი აღშფოთების შემდეგ მოძრაობის ხასიათი და ჩავთვალოთ, რომ ტვირთის რხევის პერიოდში ლენტის მოძრაობის სიჩქარე არ იცვლება. დავუშვათ, t დროში ტვირთის გადაადგილება x -ის ტოლია, სიჩქარე $-\dot{x}$, ხოლო სრიალის სიჩქარე $-V = V_0 - \dot{x}$.

დროის ამ მყის მომენტში ტვირთზე მოქმედებს სამი ძალა: ხახუნის ძალა $-R$, ზამზარის რეაქცია $-cx$ და გარე წინააღმდეგობა, რომელსაც მივიღებთ სიჩქარის პროპორციულად $-k\dot{x}$.

R ძალა განსხვავდება R_0 ძალისგან, რამდენადაც ფარდობითი მოძრაობის სიჩქარე V განსხვავდება V_0 სიჩქარისაგან. ფარდობითი სიჩქარის მცირე რხევისას

$$R = R_0 - R'_0 \dot{x}, \quad (2.1)$$

სადაც R'_0 ხახუნის მახასიათებლის დახრის კუთხის ტანგენსია წერტილში კოორდინატებით: V_0, R_0 .

ტვირთის მოძრაობის განტოლება:

$$m\ddot{x} = -cx - k\dot{x} + R.$$

თუ აქ ჩავსვამთ (2.1)-ს, მივიღებთ:

$$m\ddot{x} + cx + k\dot{x} = R_0 - R'_0\dot{x}$$

ან

$$m\ddot{x} + cx - R_0 + (R'_0 + k)\dot{x} = 0. \quad (2.2)$$

გადავიტანოთ გადაადგილების ათვლის დასაწყისი $x = x_0$ წერტილში, ე.ი. შემოვიტანოთ ახალი ცვლადი $x_1 = x - x_0$, მაშინ (2.2) - ს ექნება სახე:

$$m\ddot{x}_1 + (R'_0 + k)\dot{x}_1 + cx_1 + cx_0 - R_0 = 0.$$

(2.1)-ის შესაბამისად ბოლო ორი შესაკრების ჯამი 0-ის ტოლია, ამიტომ

$$m\ddot{x}_1 + (R'_0 + k)\dot{x}_1 + cx_1 = 0. \quad (2.3)$$

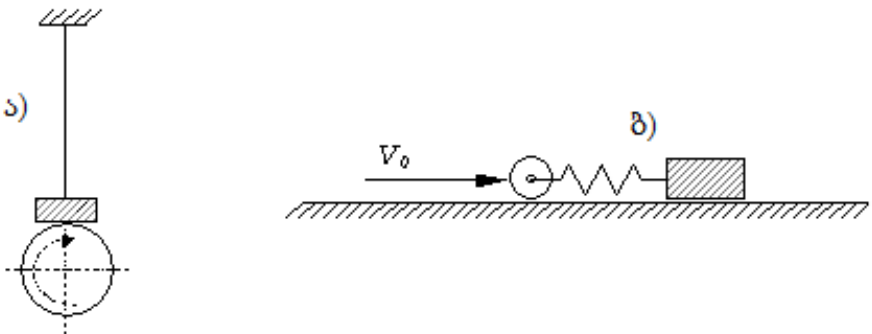
ამ განტოლების სტრუქტურის ანალიზი გვიჩვენებს, რომ დროის გაზრდით რხევები უნდა შეწყდეს, თუ ჯამი $R'_0 + k$ დადებითია. ამას აუცილებლად აქვს ადგილი ხახუნის მახასიათებლის აღმავალ მონაკვეთზე, სადაც $R'_0 > 0$.

მაგრამ V_0 -ის მცირე მნიშვნელობების დროს (ხახუნის მახასიათებლის დაღმავალი მონაკვეთი) R'_0 სიდიდე უარყოფითი ხდება. თუ $k > |R'_0|$, მაშინ $R'_0 + k$ ჯამი დარჩება დადებითი და რხევები იქნება ჩაქრობადი. თუ $R'_0 + k$ ჯამი ნულის ტოლია, ე.ი. $k = |R'_0|$, მაშინ (2.3) განტოლებაში ქრება ჩაქრობის შესაბამისი წევრი და მიიღება რხევები მუდმივი ამპლიტუდით. თუ $R'_0 + k$ ჯამი უარყოფითია, მაშინ სისტემა თითქოს ფლობს „უარყოფით ჩაქრობას“ და რხევები დროში დაიწყებს გაზრდას მოძრავი ლენტოდან გადაცემული ენერჯის ხარჯზე.

„უარყოფითი ჩაქრობის“ ბუნება, ხახუნის დაღმავალი მახასიათებლის დროს, შეიძლება ავხსნათ შემდეგი მსჯელობიდან გამომდინარე: როდესაც ტვირთი მოძრაობს მარჯვნივ, ე.ი. ლენტის მოძრაობის მიმართულებით, სრიალის ფარდობითი სიჩქარე მცირდება; ამასთან ერთად, ხახუნის ძალა იზრდება და მისი ნაზარდი მიმართულია მარჯვნივ, ე.ი. ასევე მოძრაობის მიმართულებით. მოძრაობის სხვა შუალედში, როდესაც ტვირთი მარცხნივ მოძრაობს, ხახუნის ძალის ნაზარდი მიმართულია აგრეთვე მარცხნივ, ე.ი. კვლავ მოძრაობის მხარეს. ხახუნის ძალის ცვლილების ასეთი ხასიათი სწორედ რხევის ზრდის მიზეზია.

ამრიგად, რხევის ზრდისათვის აუცილებელია $R'_0 + k < 0$ პირობის შესრულება, რაც შესაძლებელია მხოლოდ ხახუნის მახასიათებლის დაღმავლობის საკმარისი სიმრუდის დროს. ჩვეულებრივ, აღნიშნული პირობა სრულდება მხოლოდ მცირე V_0 სიჩქარის დროს.

იგივე მსჯელობით შეიძლება მივიღეთ დასკვნამდე მბრუნავ დისკოზე მიჭერილი დრეკადად დამაგრებული ხუნდის ავტორხევების შესახებ (ნახ.2.14, ა), ასევე ტვირთი ზამზარაზე, როდესაც მისი მარცხენა ბოლო მოძრაობს მუდმივი სიჩქარით (ნახ.2.14, ბ). ორივე შემთხვევაში ავტორხევის აუცილებელი პირობაა აგრეთვე ხახუნის მახასიათებლის დაღმავალი მონაკვეთის არსებობა.



ნახ. 2.14. ფრიქციული ავტორხევითი სისტემები: ა) დისკოზე მიჭერილი ხუნდი; ბ) ზამზარის მოქმედება ტვირთზე

II.3. ელმავლის მოძრაობის თეორიული ასპექტები

ვინაიდან ელმავალთან დაკავშირებულია ვაგონები გადაბმის მოწყობილობებით, კინემატიკური თვალსაზრისით ისინი ერთი მთლიანია – მატარებელი.

მატარებლის სიჩქარე შეიძლება შეიცვალოს ნულიდან რაღაც გარკვეულ მაქსიმალურ სიდიდემდე და, შესაბამისად, ადგილი ექნება აჩქარებას, რომელსაც შეიძლება ჰქონდეს დადებითი (როცა სიჩქარე იზრდება) ან უარყოფითი (როცა სიჩქარე კლებულობს) მნიშვნელობები. ელმავლის (მატარებლის) აჩქარების არსებობა გულისხმობს მასზე მოქმედი ძალების არსებობას მოძრაობის გასწვრივ.

ელმავალზე მოქმედი ძალები ორი სახისაა: 1) მამოძრავებელი ძალები (F), რომლებიც მოძრაობის მიმართულებით მოქმედებს და, ხშირ შემთხვევაში, ისინი ძრავების მოქმედების შედეგად წარმოიშობა; 2) რეაქტიული ძალები (ΣW), რომლებიც მატარებლის მოძრაობისას წარმოიშობა და ეწინააღმდეგება ამ მოძრაობას.

ელმავლის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება ანალიტიკურ დამოკიდებულებას იძლევა ელმავალზე მოქმედ ძალებსა და გრძივი მოძრაობის აჩქარებას შორის. ამ განტოლების ინტეგრირებით შეიძლება დადგინდეს დამოკიდებულებები მოძრაობის სიჩქარესა და გავლილ გზას შორის ($v = f(l)$), სიჩქარესა და დროს შორის ($v = f(t)$).

ელმავლის მოძრაობის განტოლების შედგენისთვის ვისარგებლოთ ცნობილი თეორემით მექანიკიდან, რომ სისტემის კინეტიკური ენერჯის ცვლილება რაღაც გადაადგილებაზე (dl) ტოლია ყველა წევისა და წინააღმდეგობის ძალების მუშაობის ჯამისა, ე.ი.

$$dA = (F - \Sigma W)dl. \quad (2.4)$$

ელმავლის კინეტიკური ენერჯია დროის ფიქსირებულ მომენტში

$$T = \frac{mv^2}{2} + \sum \frac{J\omega^2}{2}. \quad (2.5)$$

მატარებლის მასა განისაზღვრება გამოსახულებით:

$$m = \Sigma m_0 + \Sigma m_0,$$

სადაც Σm_0 და Σm_0 ძარისა და წყვილთვლების მასებია შესაბამისად.

თუ ვისარგებლებთ ცნობილი დამოკიდებულებით $v = \omega R$, გამოსახულება (2.5) შეიძლება ასე ჩაიწეროს:

$$T = \frac{v^2}{2} \left(m + \sum \frac{J}{R^2} \right),$$

სადაც R ბორბლის გორვის წრის რადიუსია, მ.

ვინაიდან $\sum \frac{J}{R^2}$ სიდიდეს აქვს მასის განზომილება, იგი შეიძლება წარმოვადგინოთ მთელი მატარებლის მასის რაღაც ნაწილი

$$\sum \frac{J}{R^2} = \gamma m.$$

კოეფიციენტი γ , რომელსაც უწოდებენ მბრუნავი მასების ინერციის კოეფიციენტს, ითვალისწინებს მბრუნავი მასების გავლენას მატარებლის ინერციის ზრდაზე.

აღნიშნოთ $m + \gamma m$ ჯამი $m_{\text{ფ}}$ და დავარქვათ დაყვანილი მასა, ე.ი

$$m_{\text{ფ}} = m + \gamma m = (1 + \gamma)m.$$

კინეტიკური ენერჯის გამოსახულება მიიღებს სახეს:

$$T = \frac{m_{\text{ფ}} v^2}{2}.$$

გარკვეული გარდაქმნებით

$$F - \sum W = m_{\text{ფ}} \frac{dv}{dt}.$$

მიღებული გამოსახულება იძლევა ანალიტიკურ დამოკიდებულებას მატარებელზე მოქმედ ყველა ძალეებსა და სიჩქარის ცვლილებას შორის ანუ, სხვა სიტყვებით, წევისა და წინააღმდეგობის ძალებს შორის.

მატარებლის მოძრაობის პროცესი ხასიათდება სამი ძირითადი რეჟიმით: წევით, გორვით და დამუხრუჭებით.

წევის რეჟიმში ელმავლის ძრავა ელექტრულ ენერჯიას გარდაქმნის მექანიკურ ენერჯიად, რომელიც სიჩქარის გაზრდაში იხარჯება, ე.ი. მატარებლისთვის კინეტიკური ენერჯის გადაცემაში და მოძრაობისადმი

წინააღმდეგობების გადალახვაში (აღმართები, ხახუნის ძალები თვალსა და რელსს შორის, ხახუნი საკისრებში და ა.შ.).

გორვის რეჟიმში ელმავლის ძრავები გამორთულია და სიჩქარე კლებულობს, რადგან მატარებლის კინეტიკური ენერგია იხარჯება მოძრაობის წინააღმდეგობის გადალახვაში.

დამუხრუჭება მდგომარეობს მატარებლის მოძრაობის საწინააღმდეგო ძალების ხელოვნურ გაზრდაში და გამოიყენება სიჩქარის შესამცირებლად მოცემულ ზღვრამდე ან სრულ გაჩერებამდე.

II.3.1. წვეის ძალა

მატარებლის მოძრაობაში მოსაყვანად და მის შესანარჩუნებლად მატარებელზე უნდა იქნეს მოდებული გარკვეული გარე მამოძრავებელი ძალა; ძალის წყარო ჩვეულებრივ წვეის ძრავებია, რომლებიც განლაგებულია სამთო მატარებლის ელმავლებში.

მოკლედ განვიხილოთ წვეის ძალის წყვილთვალის ღერძებისადმი გადაცემის მექანიზმი. დავუშვათ, რომ წყვილთვალი (ნახ. 2.15) ძრავთან დაკავშირებულია კბილანა გადაცემით. ამასთან, პატარა კბილა თვალი $D_1(m)$ დიამეტრით დასმულია ძრავას ლილვზე და ღებულობს მის მიერ განვითარებულ $M_1(n.m)$ მაბრუნ მომენტს. დიდი კბილა თვალი $D_2(m)$ დიამეტრით დამაგრებულია წყვილთვალის ღერძზე და ჩართულია პატარა კბილა თვალთან. მომენტი M_1 მცირე კბილა თვლით ქმნის მხებ დაწნევას დიდ კბილა თვალზე, რომელიც ტოლია:

$$T = \frac{2M_1}{D_1} . \tag{2.6}$$

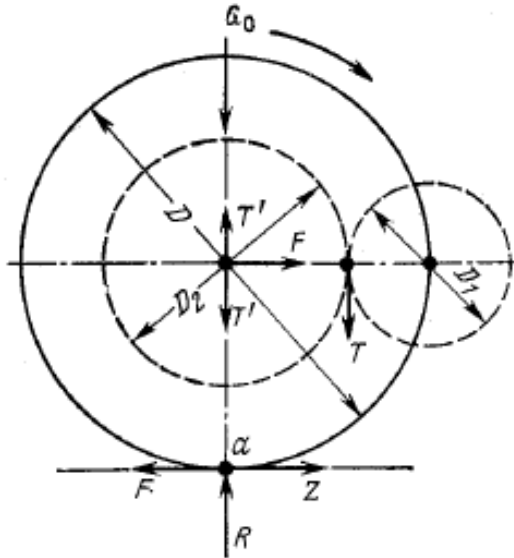
მომენტი M_1 შეგვიძლია წარმოვადგინოთ ძალების წყვილით, რომლის მხარი მცირე თვლის რადიუსის ტოლია, ამასთან წყვილის ერთი ძალა გადასცემს წნევას ძრავას ლილვს, ხოლო მეორე – დიდ კბილა თვალს.

თუ წყვილთვალის ღერძის ცენტრში მოვდებთ ორ ურთიერთსაწინააღმდეგო და T -ს ტოლ T' ძალებს, მივიღებთ წყვილ ძალებს T და T' , რომლებიც მოდებული იქნება წყვილთვალზე და შეეცდება

მის ბრუნვას $M_2 = \frac{TD^2}{2}$ მომენტით და T ძალით, რომელიც მიაჭერს წყვილთვალს რელსს. თუ ჩავსვამთ T -ს მნიშვნელობას გამოსახულებიდან (2.6), მივიღებთ

$$M_2 = iM_1, \tag{2.7}$$

სადაც i გადაცემის ფარდობაა და $i = \frac{D_2}{D_1}$.



ნახ.2.15. წყვილთვალზე მოდებული ძალების მოქმედების სქემა

რეალურად, წყვილთვალის რელსზე მიჭერის შედეგად წარმოიშობა ბმა რელსსა და თვალს შორის, რომელიც ეწინააღმდეგება თვლის რელსზე გასრიალებას. თვლებს გადაეცემა ელმავლის წონის ნაწილი G_0 , რომელიც მოცემულ ღერძზე მოდის.

Z ხახუნის ძალას, რომელიც მატარებლის გარე ძალას, შეუძლია უზრუნველყოს წყვილთვალის რელსის მიმართ გორვა და შესაბამისად მატარებლის გრძივი გადაადგილება.

ხახუნის ძალის უდიდესი მნიშვნელობა განისაზღვრება გამოსახულებით:

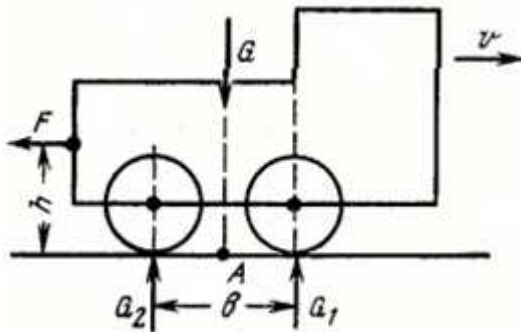
$$Z = \psi_b G_0 . \tag{2.8}$$

თვლის რელსზე ნორმალური მოძრაობისთვის ანუ წვეის ძალის სწორი რეალიზებისთვის აუცილებელია, რომ

$$F \leq \psi_b G_0 . \tag{2.9}$$

რელსების მიმართ ბორბლების მიჭერის ძალა იცვლება მათი გავლისას გზის უსწორმასწორო ზედაპირზე და მოძრავი შემადგენლობის რესორებზე დაკიდებული ნაწილების რხევის შედეგად.

აღნიშნულის ნათლად წარმოდგენისთვის განვიხილოთ მაგალითი (ნახ.2.16).



ნახ.2.16. მოძრაობის დროს ელმავლის ჩარჩოსა და წყვილთვლებზე მოქმედი ძალების სქემა

თუ აღვნიშნავთ ღერძებზე G_1 და G_2 დატვირთვებს (საყრდენ რეაქციებს წყვილთვლების რელსთან შეხების ადგილებში), G ელმავლის მთლიან წონას, F წვეის ძალას, მაშინ A წერტილის მიმართ მომენტების განტოლებიდან მივიღებთ:

$$\frac{G_1 b}{2} + Fh - \frac{G_2 b}{2} = 0,$$

საიდანაც

$$G_2 = G_1 + \frac{2Fh}{b}.$$

მოყვანილი ფორმულებიდან ჩანს, რომ წვეის ძალის არარსებობისას ე.ი., როცა $F=0$, დატვირთვა თითოეულ წყვილთვალზე ერთნაირია და $G/2$ ტოლია. წვეის ძალის წარმოშობისას უკანა ღერძი დატვირთული იქნება მეტად, ვიდრე წინა, ამასთან გადატვირთვის სიდიდე მით მეტი იქნება, რაც მეტი იქნება წვეის ძალა.

მატარებლის სიჩქარე ასევე ახდენს გავლენას შეჭიდულობის (ხახუნის) ძალის სიდიდეზე. ელმავლის თვლები დიდ სიჩქარეზე უფრო მეტად სრიალებს, ვიდრე პატარაზე, ასე, რომ შეჭიდულობის კოეფიციენტი მცირდება სიჩქარის ზრდასთან ერთად. მაგრამ, სამთო საელმავლო ტრანსპორტირების დროს, დაბალი სიჩქარის პირობებში (ნულიდან 10-20 კმ/სთ), ჩვეულებრივად, სიჩქარის გავლენა ψ კოეფიციენტზე მხედველობაში არ მიიღება, რადგან იგი ვერ შეედრება გავლენას, რომელსაც ახდენს რელსების ზედაპირების მდგომარეობა, ქვიშის დაყრა და ა.შ.

წვეის ძალა, რომელიც მოდებულია ელმავლის წყვილთვლების ფერსოებზე, სანამ მივა ვაგონის კაუჭამდე, უნდა გადალახოს ელმავლის მოძრაობის წინააღმდეგობა. თუ ელმავლის წინააღმდეგობის ძალას აღვნიშნავთ $W_{ელ}$, მაშინ წვეის ძალა ელმავლის კაუჭზე F_3 განისაზღვრება შემდეგნაირად:

$$F_3 = F - W_{ელ}.$$

II.3.2. მატარებლის მოძრაობის სტატიკური წინააღმდეგობა

მატარებლის წინააღმდეგობის ძალები მოქმედებს კინემატიკური ჯაჭვის სხვადასხვა წერტილში.

მატარებლის მოძრაობის სრული წინააღმდეგობა შეიძლება დაიყოს:

W_0 - მოძრაობის ძირითადი წინააღმდეგობა, რომელიც შედგება გზის (თვლების რელსზე გორვის ხახუნი) და მოძრავი შემადგენლობის შიგა წინააღმდეგობებისაგან (თვლების ღერძების ყელზე სრიალის ხახუნი);

W_i - წინააღმდეგობა, რომელიც გამოწვეულია მატარებლის აღმართზე ასვლისას;

ცხრილი 2.1

ნახშირის ვაგონეტებისთვის			
წონის სიდიდე, ტ	მოცულობა, მ ³	მდგომარეობა	წინააღმდეგობის ძალა, 10 ნ/ტ
1 ტონიანი	1,1	ცარიელი	12
		დატვირთული	10
2 ტონიანი	2,5	ცარიელი	11
		დატვირთული	9
3 ტონიანი	3,3	ცარიელი	9
		დატვირთული	7
5 ტონიანი	5,6	ცარიელი	7
		დატვირთული	6
მანძის ვაგონეტებისთვის დახურული ძარით			
ტვირთამწ., ტ	მდგომარეობა		წინააღმდეგობის ძალა, 10 ნ/ტ
4,15	ცარიელი		10,5
	დატვირთული		7

5,5	ცარიელი	10,5
	დატვირთული	6
7,2	ცარიელი	8
	დატვირთული	5,5
10	ცარიელი	8
	დატვირთული	5
14-20	ცარიელი	6
	დატვირთული	4

$W_{\text{არ}}$ - წინააღმდეგობა, რომელიც გამოწვეულია მატარებლის გზის მრუდე მონაკვეთებზე გადაადგილებისას.

ამრიგად, მოძრაობის სრული წინააღმდეგობა იქნება:

$$\Sigma W = W_0 + W_i + W_{\text{არ}}$$

წევის ამოცანების გასარკვევად მოსახერხებელია გვექონდეს არა მოძრაობის წინააღმდეგობის ძალების აბსოლუტური მნიშვნელობები, არამედ მატარებლის მასის ერთეულის მიმართ ძალის სიდიდეები: w_0 , w_i , $w_{\text{არ}}$ (1 ტ მიმართ). ეს ერთეული სიდიდეები გამოიხატება დეკან/ტ-ში. თუ ელმავლის მასას P აღვნიშნავთ, ხოლო მატარებლის მასას Q ტონებში, გვექნება:

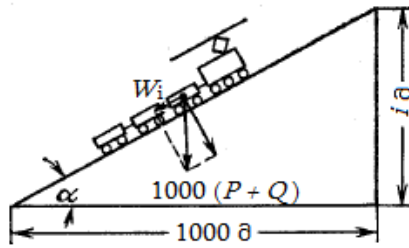
$$w_0 = \frac{W_0}{P + Q}; \quad w_i = \frac{W_i}{P + Q}; \quad w_k = \frac{W_k}{P + Q};$$

$$\Sigma w = w_0 + w_i + w_k.$$

როგორც გამოკვლევები გვიჩვენებს [23], შეიძლება მიღებულ იქნეს ვაგონეტების მოძრაობის წინააღმდეგობის შემდეგი მნიშვნელობები (ცხრ.2.1).

მატარებლის დახრილ ზედაპირზე მოძრაობისას, გარდა ძირითადი წინააღმდეგობისა, გზის დახრილობის შედეგად წარმოიშობა დამატებითი წინააღმდეგობა.

აღნიშნულის უფრო ნათლად წარმოსადგენად განვიხილოთ ნახაზი (ნახ.2.17).



ნახ.2.17. აღმართზე მოძრაობისას მატარებელზე ძალის მოქმედების სქემა

$P+Q$ -ით აღვნიშნოთ მატარებლის მასა, რომელიც გადაადგილდება ჰორიზონტის მიმართ α კუთხით დახრილ ზედაპირზე. $P + Q$ ძალა შეიძლება დაიშალოს ორ მდგენელად: ერთი, რომლითაც მატარებელი რელსებს ეჭირება და მეორე W_i მატარებლის წინააღმდეგობის ძალა აღმართზე. ამ ძალის სიდიდე (დეკან)

$$W_i = 1000(P + Q)\sin\alpha.$$

სარელსო გზის მცირე დახრილობის გამო, $\sin\alpha$ შეიძლება შეიცვალოს $tg\alpha$ -თი და მივიღოთ

$$W_i = 1000(P + Q)tg\alpha. \tag{2.10}$$

ჩვეულებრივ, გზის დახრა მიღებულია გამოიხატოს მეათასედ ნაწილებში (‰), ე.ი. სიგრძე ათას ერთეულებში. თუ აღმართის ან დაღმართის სიდიდე i მეათასედის ტოლია, ეს ნიშნავს, რომ თითოეულ ათას მეტრზე სარელსო გზა აიწევა ან დაიწევა i მეტრზე.

აქედან გამომდინარე, შეიძლება დავწეროთ

$$tg\alpha = i/1000.$$

თუ ჩავსვამთ ამ გამოსახულებას (2.10) -ში, მივიღებთ

$$W_i = (P + Q) i .$$

მატარებლის მოძრაობის ხვედრითი წინააღმდეგობა დახრილ ზედაპირზე იქნება:

$$w_i = \frac{W_i}{P + Q} = i .$$

ეს გამოსახულება გვიჩვენებს, რომ დამატებითი ხვედრითი წინააღმდეგობა w_i დახრილობისგან, გამოხატული დეკან/ტ-ში, რიცხობრივად i დახრის სიდიდის ტოლია მეთასედებში (%).

მოძრაობის დამატებითი წინააღმდეგობა $W_{\text{არ}}$ გზის მრუდე მონაკვეთებზე გავლისას დამოკიდებულია მრავალ ფაქტორზე, რომელთა შორის უფრო არსებითია რელსებს შორის მანძილი, ვაგონის ხისტი ბაზა და მრუდის რადიუსი.

ამ პირობებში გადასარბენის სიგრძე მიიღება განუზომლად დიდი მრუდ მონაკვეთებთან შედარებით, ამიტომ მიწისქვეშა საელმავლო ტრანსპორტის ანგარიშის დროს უგულებელყოფენ სიმრუდის გავლენას. ცალკეულ შემთხვევებში მადნის გამოსატანი გზისთვის, მოსახვევების დიდი რაოდენობით, სიმრუდისგან გამოწვეული დამატებითი წინააღმდეგობა შეიძლება მივიღოთ 0,2 – 0,3. სპეციალურ ტექნიკურ ლიტერატურაში [23] მოყვანილია რიგი ემპირიული ფორმულები, მრუდე მონაკვეთებზე $W_{\text{არ}}$ წინააღმდეგობის გამოსათვლელად.

II.3.3. მატარებლის მოძრაობის დინამიკური წინააღმდეგობა

მატარებლის მოძრაობის სიჩქარის ყოველი ცვლილებისას, მასის ინერციის შედეგად, წარმოიშობა დამატებითი დინამიკური წინააღმდეგობა, რომელიც სიჩქარის ცვლილების საწინააღმდეგოდ იმოქმედებს. შესაბამისად, მისი გადალახვისთვის ელმავლისაგან წევის დამატებითი ძალა მოითხოვება.

მატარებლის მოძრაობის განტოლებიდან ადვილად დგინდება, რომ დინამიკური წინააღმდეგობა (ინერციის ძალის წინააღმდეგობა) ტოლია

მატარებლის დაყვანილი მასის ნამრავლისა აჩქარების ან შენელების სიდიდეზე:

$$W_a = m_{\varphi} \frac{dv}{dt}. \quad (2.11)$$

დაყვანილი მასა გამოითვლება მატარებლის წონის მიხედვით

$$m_{\varphi} = (1 + \gamma)m = (1 + \gamma) \frac{1000(P + Q)}{g}. \quad (2.12)$$

თუ აღვნიშნავთ a - თი მატარებლის აჩქარებას (პლუს ნიშნით) და შენელებას (მინუს ნიშნით), დინამიკური წინააღმდეგობა განისაზღვრება გამოსახულებით:

$$W_a = m_{\varphi} \frac{dv}{dt} = \frac{1000(P + Q)}{g} (1 + \gamma)a.$$

ხვედრითი დინამიკური წინააღმდეგობა

$$w_a = \frac{W_a}{P + Q} = \pm \frac{1000(1 + \gamma)}{g} a.$$

აღვნიშნოთ $\frac{1000(1 + \gamma)}{g} = \sigma$, მაშინ $w_a = \pm \sigma a$.

საშახტო მატარებლების დატვირთული შემადგენლობისთვის $(1 + \gamma) \approx 1,05$; ცარიელისთვის $-(1 + \gamma) \approx 1,1$; თუ მივიღებთ საშუალოდ $(1 + \gamma) \approx 1,075$, მაშინ

$$\sigma = \frac{1000(1 + \gamma)}{g} = \frac{1000 \cdot 1,075}{9,81} \approx 110.$$

ამრიგად, ხვედრითი დინამიკური წინააღმდეგობა

$$w_a = \pm \sigma a = \pm 110a.$$

ეს სიდიდე, გამოსახული დეკა ნ/ტ, გვიჩვენებს, რა სიდიდის წევის ძალის განვითარებაა საჭირო, რომ 1 ტ მასას მიანიჭო a -ს ტოლი აჩქარება.

თუ გავამრავლებთ w_a -ს მატარებლის მასაზე, საბოლოოდ მივიღებთ

$$W_a = \pm(P + Q)110a.$$

II.3.4. სამუხრუჭო ძალა

მატარებლის მოძრაობისას ზოგჯერ აუცილებელია მასზე მოძრაობის საწინააღმდეგო ძალით მოქმედება, ე.ი. საჭირო ხდება სამუხრუჭო ძალის გამოყენება.

ჩვეულებრივ, დამუხრუჭება გამოიყენება გზის ბოლოს მატარებლის სწრაფი გაჩერებისთვის. გარდა ამისა, დამუხრუჭება ზღუდავს მოძრაობას დაქანებებზე, ისრებსა და მრუდე მონაკვეთებზე გავლისას, სიჩქარის შემზღუდავ სიგნალებზე გავლისას.

რადგან მატარებლის დამუხრუჭება ხდება ელმავლის გამორთული ძრავების პირობებში, ხოლო მოძრაობის წინააღმდეგობას ემატება სამუხრუჭო ძალა B , მატარებლის მოძრაობის შემაჩერებელი ძალის განტოლება მიიღებს სახეს:

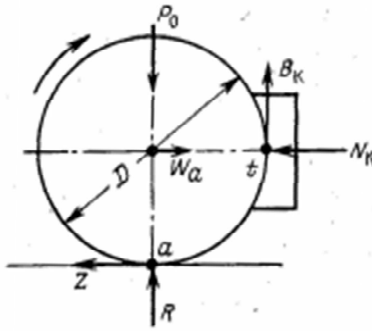
$$\sum w = w \pm i + b_k . \quad (2.13)$$

თუ მატარებლის მასა ტოლია $(P+Q)$, მაშინ მთლიანი სამუხრუჭო ძალა

$$\sum W = (P + Q)(w \pm i + b_k) . \quad (2.14)$$

განვიხილოთ მექანიკური დამუხრუჭება, რომელიც ხორციელდება მუხრუჭის ხუნდების დაჭერით თვლის არტახზე.

გამოვიკვლიოთ დინამიკური თანაფარდობა, რომელსაც დამუხრუჭებისას აქვს ადგილი (ნახ. 2.18).



ნახ. 2.18. დამუხრუჭების დროს წვეილთვალზე მოღებული ძალების მოქმედების სქემა

წვეის ძრავების გამორთვის შემდეგ რაღაც დროის განმავლობაში მატარებელი ინერციის ძალით W_a მიდის წინ; სამუხრუჭო ღერძზე დატვირთვის R შედეგად, თვლის არტახის რელსთან შეხების ადგილას (წერტილი a), აღიძვრება შეჭიდულობის ძალა Z , რომელიც დატვირთვის რაღაც ნაწილის ტოლია

$$Z = \Psi P_0, \quad (2.15)$$

სადაც Ψ შეჭიდულობის კოეფიციენტია.

შეჭიდულობის ძალა Z და ინერციის ძალა W_a ქმნის წვეილძალას, რომლის მხარი თვლის ბრუნვის წრის რადიუსია. ეს ძალთა წვეილი თვალს მბრუნავ მომენტს გადასცემს, რომელიც ცდილობს შემოაბრუნოს თვალი ისრის მიმართულებით. მუხრუჭის ხუნდები ხელოვნურად ზრდის მატარებლის მოძრაობის წინააღმდეგობის ძალას და მატარებელი უფრო სწრაფად ჩერდება, ვიდრე თავისუფალი გორვის დროს.

წვეილთვალის არტახზე მუხრუჭის ხუნდები მიეჭირება N_k ძალით (ნახ.2.18). ხუნდებსა და არტახის ზედაპირს შორის ხახუნის ძალა იქმნება, რომლის მდგენელი B_k შეიძლება წარმოვადგინოთ მხებ ძალად t წერტილში.

ეს ძალა ხუნდების არტახზე მიჭერის ძალის პროპორციულია და ჩაიწერება შემდეგი სახით:

$$B_k = \varphi N_k . \quad (2.16)$$

ვინაიდან B_k მოძრაობის მთელი წინააღმდეგობის Z ძალის უდიდესი ნაწილია, შეიძლება დაიწეროს

$$B_k \leq Z, \quad \text{ან} \quad \varphi N_k \leq \varphi P_0 \quad (2.17)$$

II.3.5. მატარებლის მოძრაობის განტოლების ზოგადი ანალიზი

როგორც ზემოთ იყო ნაჩვენები, მატარებლის მოძრაობის ზოგად განტოლებას აქვს სახე:

$$F - \sum W_a = m_{\varphi} \frac{dv}{dt}.$$

ამ გამოსახულებაში $F - \sum W_a$ სხვაობას ამაჩქარებელი ძალა ეწოდება.

თუ $F > \sum W_a$, მაშინ $\frac{dv}{dt} > 0$ – მატარებლის სიჩქარე იზრდება;

თუ $F < \sum W_a$, მაშინ $\frac{dv}{dt} < 0$ – მატარებლის სიჩქარე მცირდება;

თუ $F = \sum W_a$, მაშინ $\frac{dv}{dt} = 0$ – წევის ძალა მთლიანად იხარჯება

წინააღმდეგობის გადალახვაზე და მოძრაობს დამყარებული სიჩქარით. როცა $F \leq \sum W_a$, გაჩერებული მატარებელი შეუძლებელია ადგილიდან დაიძრას.

მატარებელზე მოქმედი ძალების ხვედრითი მნიშვნელობების შესახებ ზემოთ გაკეთებული დასკვნების საფუძველზე, მატარებლის მოძრაობის განტოლებას ექნება შემდეგი სახე:

$$f - (w \pm i + w_{\partial\sigma}) = \sigma \frac{dv}{dt},$$

სადაც $f = \frac{F}{P + Q}$.

II.4. ელმავლის სივრცითი რხევები, მოძრაობის დინამიკური მოდელი და მათემატიკური მოდელირება

II.4.1. სისტემური მიდგომის მეთოდის გამოყენება ელმავლის დინამიკის კვლევაში

სისტემური მიდგომა არის მოვლენის ან პროცესის, როგორც ერთიანი მთლიანის, კომპლექსური შესწავლა სისტემური ანალიზის პოზიციიდან.

სისტემური მიდგომა კვლევის მეთოდოლოგიის მიმართულებაა, რომლის საფუძველშიც დევს ობიექტის, როგორც ელემენტების, ერთიანი სიმრავლის განხილვა ამ ელემენტებს შორის დამოკიდებულებებისა და კავშირების შესახებ, ე.ი. ობიექტის, როგორც სისტემის განხილვა.

სისტემური მიდგომისას ობიექტი განიხილება როგორც სისტემა, რომელიც შედგება ერთმანეთისაგან განცალკევებული, მაგრამ ურთიერთდაკავშირებული და ურთიერთმოქმედი ელემენტებისა და ქვესისტემებისაგან.

მიუხედავად იმისა, რომ ელემენტები განცალკევებულია, ერთი ელემენტის ცვლილება იწვევს სხვა ელემენტებსა და ქვესისტემებში ცვლილებებს. ამასთან, აუცილებელია სისტემის ფუნქციონირების დინამიკაში შესწავლა.

სისტემური მიდგომის საფუძველში დევს შემდეგი ზოგადი ნიშნები:

- ობიექტის, როგორც სისტემის, კვლევისას თითოეული ელემენტი აღიწერება მთლიანობაში ადგილის გათვალისწინებით;
- ნებისმიერ სისტემურ კვლევაში წარმოიშობა მართვის პრობლემა;
- სისტემური მიდგომის სპეციფიკურობას განეკუთვნება მთლიანი ობიექტის თვისებების გენერირება შემადგენელი ელემენტების თვისებებისაგან და პირიქით.

სისტემურ მიდგომას ახასიათებს შემდეგი ღირსებები:

- კვლევის ობიექტის შეცნობის გზების გაფართოება;

- ნებისმიერი შესასწავლი ობიექტის აუცილებელი სიღრმით დეკომპოზირების შესაძლებლობა, რაც უზრუნველყოფს ნებისმიერი, შედარებით განუყოფელი ელემენტის შესწავლისათვის ყველაფერი აუცილებელის გამოვლენას;
- საკვლევ ობიექტში დამოკიდებულებისა და კავშირის, ხასიათისა და საიმედოობის დასაბუთების და გამოვლენის ღრმა სქემის შექმნა. ამასთან, ფორმირდება წინაპირობები ობიექტის ეფექტური ფუნქციონირების ახალი მექანიზმების მოძებნისათვის;
- მჭიდრო კავშირი მეცნიერების სხვა მეთოდოლოგიურ მიმართულებებთან, ხოლო, აუცილებლობის შემთხვევაში, შესაძლებელია სხვა მეთოდოლოგიური მიდგომების ერთობლივი ინტეგრაციული გამოყენება, რაც კვლევის შედეგიანობას ზრდის.

II.4.2. ელმავლის სივრცითი რხევის დინამიკური მოდელი სისტემური მიდგომის საფუძველზე

კვლევის სისტემური მიდგომის განსაზღვრიდან და მნიშვნელობიდან გამომდინარე, ელმავლის ამ მეთოდით კვლევა შესაძლებლობას მოგვცემს, სხვა მიდგომებთან შედარებით, უფრო სრულფასოვნად და ღრმად იქნეს გამოკვლეული ელმავალში მიმდინარე რხევით პროცესები და მისი თითოეული ელემენტის როლი და ურთიერთგავლენა.

ელმავლის სივრცითი დინამიკური მოდელის დამუშავება დაფუძნებულია სისტემური მიდგომის მეთოდზე და ითვალისწინებს ყველა მისი ნაწილის განხილვას დინამიკურ ურთიერთკავშირში ისე, რომ მოდელი მაქსიმალური მიახლოებით ასახავდეს რხევის რეალურ პროცესს: 1) რეალურ ფიზიკურ კავშირებს დრეკად-დემპფირებადი სისტემებით, ფრიქციული კავშირებით; 2) რეალურ ურთიერთქმედებებს დრეკადი და

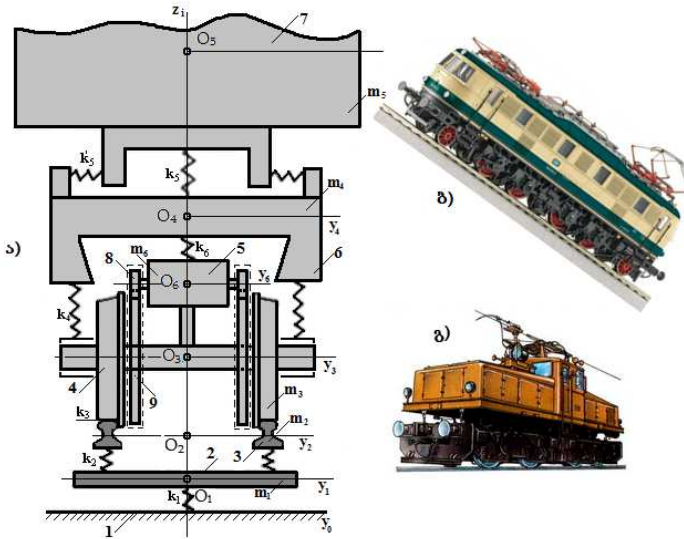
წინააღმდეგობის ძალებით, ინერციული ძალებით; 3) რხევების გამომწვევად შფოთებებს და ა.შ.

2.19 ნახაზზე წარმოდგენილია ელმავლის, როგორც ერთიანი მექანიკური სისტემის, სივრცითი დინამიკური მოდელი, შემადგენელ ელემენტებს (1 - მიწის საფარი, 2 - შპალები, 3 - რელსი, 4 - წყვილთვალი, 5 - ძრავა, 6 - ურიკა, 7 - ძარა, 8 - ძრავას (წამყვანი) კბილანა, 9 - წყვილთვალის (ამყოლი) კბილანებს) შორის დრეკადი და ინერციული ურთიერთკავშირებით.

როგორც ნახაზიდან ჩანს, მასებს შორის კავშირების უმრავლესობა დრეკადია (რესორები, ზამზარები) ანუ ეს მასები შერესორებულია; ნაწილობრივ შერესორებულია წვევის ძრავა, რომელიც (I, II, III კლასის ამძრავები) შეიძლება იყოს ჩარჩოზე ან ნაწილობრივ ღერძზე დაყრდნობილი.

სისტემის რხევის პროცესში მასებს შორის, დრეკადი კავშირის შედეგად, ხდება დრეკადი ძალებით ურთიერთქმედება, რომელთა სიდიდე იცვლება დრეკადი ელემენტების (რესორების) მახასიათებლების (სიხისტე, დეფორმაცია, სიხშირე) ცვლილებაზე დამოკიდებულებით.

გარდა დრეკადი ძალებისა, რხევითი მოძრაობის პროცესში მონაწილეობს ინერციული ძალები, რაც გამოწვეულია შეურესორებელი მასების ურთიერთმოქმედებით, როგორებიცაა ძრავას კბილანის (წამყვანი) ურთიერთმოქმედება წყვილთვალის კბილანასთან (ამყოლი) და თვლისა და რელსის უშუალო ურთიერთმოქმედება. ამასთან დაკავშირებით უნდა აღინიშნოს, რომ ინერციული ურთიერთმოქმედება განხილული უნდა იქნეს შემხები ზედაპირების (თვლისა და რელსის) კონტაქტური სიხისტეების გათვალისწინებით.



ნახ.2.19. ა) ელმავლის დინამიკური მოდელი: 1 - მიწის საფარი, 2 - შპალები, 3 - რელსი, 4 - წყვილთვალი, 5 - ძრავა, 6 - ურიკის ჩარჩო, 7 - ძარა, 8 - ძრავას (წამყვანი) კბილანა, 9 - წყვილთვალის (ამყოლი) კბილანა; ბ) სამგზავრო ელმავალი; გ) საშახტო ელმავალი

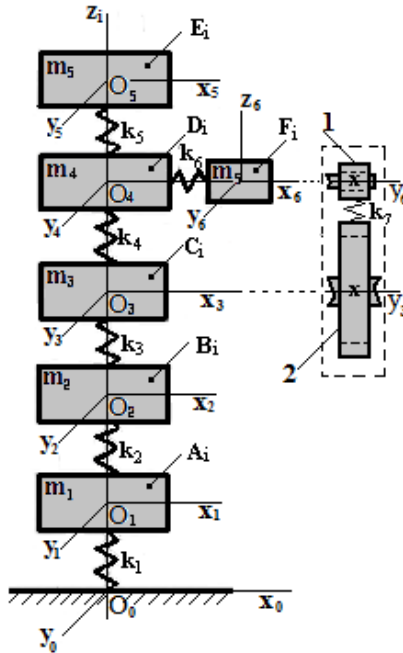
II.4.3. ელმავლის სივრცითი რხევითი მოძრაობის ენერგეტიკული (ძალური) ველი

2.19 ნახაზზე მოცემული სისტემის სივრცეში მოძრაობის აღწერისათვის საჭიროა თითოეული მასის კინეტიკური და პოტენციური ენერგიების გამოსახულებების მიღება ანალიტიკური ფორმით და შემდეგ მათ მიმართ, ლაგრანჟის განტოლების გამოყენებით, ელმავლის მასების სივრცითი მოძრაობის განტოლებების მიღება [5, 9, 12].

თითოეული მასის კინეტიკური ენერგიის გამოსახულებებს ექნება სახე:

$$T_1 = \sum_i^{n_1} M_{1i} \frac{V_{A_i}^2}{2}, \quad T_2 = \sum_i^{n_2} M_{2i} \frac{V_{B_i}^2}{2}, \quad T_3 = \sum_i^{n_3} M_{3i} \frac{V_{C_i}^2}{2}$$

$$T_4 = \sum_i^{n_2} M_{4i} \frac{V_{D_i}^2}{2}, \quad T_5 = \sum_i^{n_5} M_{5i} \frac{V_{E_i}^2}{2}, \quad T_6 = \sum_i^{n_6} M_{6i} \frac{V_{F_i}^2}{2}, \quad (2.18)$$



ნახ.2.20. ელმავლის სივრცითი რხევის განზოგადებული დინამიკური მოდელი სივრცითი კოორდინატა სისტემებით და მასების თავისუფალი წერტილებით (A_i, B, C, D, E, F)

სადაც V_{A_i}, \dots, V_{F_i} არის $A_i \dots F_i$ წერტილების აბსოლუტური სიჩქარეები; $M_1, M_2, M_3, M_4, M_5, M_6$ – თავისუფალი წერტილების მასები.

კინეტიკური ენერგიების მიღებული გამოსახულებების შეჯამებით მიიღება რელსური სისტემის მოძრაობის საერთო კინეტიკური ენერგიის გამოსახულება:

$$T = T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + T_5 + T_6 \quad (2.19)$$

ვინაიდან ეკიპაჟი გადაადგილდება რელსების მიმართ, სასურველია მთელი მოძრაობა განვიხილოთ ლიანდაგის მიმართ ანუ მასების მოძრაობის გეგმილები დავიყვანოთ O_2, x_2, y_2, z_2 კოორდინატა ღერძებზე.

ვინაიდან მასების ძირითადი ნაწილი მოძრაობს დამოუკიდებლად, არ მივიღებთ დიდ უზუსტობას თუ თითოეული მათგანის მოძრაობას განვიხილავთ საკუთარ კოორდინატა სისტემაში.

პოტენციური ენერგიის შემთხვევაში ვღებულობთ, რომ იგი არის სისტემის (ელმავლის) მდებარეობის ფუნქცია ანუ მხოლოდ განზოგადებული კოორდინატების ფუნქცია

$$U = U(x_i, y_i, z_i, \theta_i, \psi_i, \varphi_i).$$

თუ განვიხილავთ რხევითი მოძრაობის წრფივ ფორმას, მაშინ პოტენციური ენერგიის ზოგად გამოსახულებას ექნება სახე:

$$U = \frac{1}{2} \sum_{k,i=1}^n k_{ik} q_i q_k, \quad (2.20)$$

ხოლო იგივე გამოსახულება კვადრატულ ფორმაში იქნება:

$$U = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n (k_x^i x_i^2 + k_y^i y_i^2 + k_z^i z_i^2 + k_\theta^i \theta_i^2 + k_\psi^i \psi_i^2 + k_\varphi^i \varphi_i^2). \quad (2.21)$$

ცალკეული მასების პოტენციური ენერგიების გამოსახულებები (2.4)-ის მიხედვით იქნება:

$$U_1 = \frac{1}{2} (k_x^1 x_1^2 + k_y^1 y_1^2 + k_z^1 z_1^2 + k_\theta^1 \theta_1^2 + k_\psi^1 \psi_1^2 + k_\varphi^1 \varphi_1^2). \quad (2.22)$$

მსგავსი გამოსახულებები მიიღება U_2, U_3, U_4, U_5, U_6 პოტენციური ენერგიებისთვისაც.

პოტენციური ენერგიების მიღებული გამოსახულებების შეჯამებით მიიღება ელმავლის მოძრაობის საერთო პოტენციური ენერგია:

$$U = U_1 + U_2 + U_3 + U_4 + U_5 + U_6. \quad (2.23)$$

სხეულზე, გარდა გარე და პოტენციური ძალებისა, მოქმედებს აგრეთვე წინააღმდეგობის ანუ დისიპატიური ძალები, რომელთა სიდიდე

სხეულების მოძრაობის განტოლებებში გამოსახება სიჩქარის პროპორციულად

$$\Phi = \Phi(x_i, y_i, z_i, \theta_i, \psi_i, \phi_i).$$

დისიპატიური ფუნქციის ზოგადი გამოსახულება ფორმით პოტენციური ენერჯის (2.21) მსგავსი იქნება იმ განსხვავებით, რომ კოორდინატები (დეფორმაციები) შეიცვლება სიჩქარეებით, ხოლო k_i სიხისტის კოეფიციენტები დემპფირების კოეფიციენტებით α_i :

$$\Phi = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n (c_x^1 x_1'^2 + c_y^1 y_1'^2 + c_z^1 z_1'^2 + c_\theta^1 \theta_1'^2 + c_\psi^1 \psi_1'^2 + c_\phi^1 \phi_1'^2). \quad (2.24)$$

საერთო (ჯამური) დისიპატიური ფუნქცია მთლიანი ელმავლისათვის იქნება:

$$\Phi = \Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 + \Phi_4 + \Phi_5 + \Phi_6. \quad (2.25)$$

II.5. ელმავლის სივრცითი რხევითი მოძრაობის მათემატიკური მოდელი

ელმავლის სივრცითი რხევითი მოძრაობის დინამიკური მოდელის დამუშავებისთვის ვღებულობთ, რომ წყვილთვალაი რელსის მიმართ ფარდობით მოძრაობს, ისევე როგორც ძრავა (წამყვანი კბილანით) წყვილთვალის (ამყოლი კბილანის) მიმართ. ამისათვის საჭიროა განისაზღვროს $m_1, m_2, m_3, m_4, m_5, m_6$ მასების თავისუფალი $A_i, B_i, C_i, D_i, E_i, F_i$ წერტილების სიჩქარეების ვექტორული გამოსახულებები (2.26) [3, 10]:

$$\begin{aligned} V_{A_i} &= V_{01} + \omega_{01} \cdot r_{1i}; & V_{B_i} &= V_{01} + \omega_{02} \cdot r_{2i}; \\ V_{C_i} &= V_{02} + \omega_{02} \cdot R_{3i} + V_{03} + \omega_{03} \cdot r_{3i}; \\ V_{D_i} &= V_{04} + \omega_{04} \cdot r_{4i}; & V_{E_i} &= V_{05} + \omega_{05} \cdot r_{5i}; \\ V_{F_i} &= V_{03} + \omega_{03} \cdot R_{6i} + V_{06} + \omega_{06} \cdot r_{6i}; \end{aligned} \quad (2.26)$$

სადაც $V_{A_i}, \dots, V_{F_i} A_i, \dots, F_i$ წერტილების აბსოლუტური სიჩქარეებია; $V_{01}, \dots, V_{06} - m_1, \dots, m_6$ მასების ცენტრების ხაზოვანი სიჩქარეები; $\omega_{01}, \dots, \omega_{06} - m_1, \dots, m_6$ მასების ბრუნვითი მოძრაობის სიჩქარეები; $r_{1i}, \dots, r_{6i} -$ მასების თავისუფალი წერტილების საკუთარი ცენტრების მიმართ რადიუს-ვექტორები. m_1, \dots, m_6 მასების მოძრაობები აღიწერება $O_{x_i y_i z_i}$ ($i=1, \dots, 6$) საკუთარ კოორდინატთა ღერძებზე.

როგორც 2.19 ნახაზიდან ჩანს, უშუალო კონტაქტშია m_2, m_3 და m_3, m_6 მასები (ლიანდაგი, წყვილთვალაი და წყვილთვალაი, წვეის ძრავა), დანარჩენი მასები კი ერთმანეთთან დაკავშირებულია დრეკადი ელემენტებით. ამიტომ ინერციული ზემოქმედება ექნება m_2, m_3 და m_3, m_6 მასებს, ხოლო დანარჩენი მოსაზღვრე მასები ურთიერთქმედებს დრეკადი ძალებით. კინეტიკური ენერგიების ანალიტიკური გამოსახულებების მიღებისას გათვალისწინებული უნდა იქნეს m_2, m_3 და m_3, m_6 მასების ურთიერთფარდობითი მოძრაობა, კერძოდ m_3 (წყვილთვალაი) ასრულებს ფარდობით მოძრაობას m_2 (ლიანდაგის) მიმართ, ხოლო m_6 (ძრავა) m_3 - ის (წყვილთვალაი) მიმართ.

კოორდინატა სისტემის ღერძებს (მასებს) შორის ბრუნვითი მოძრაობა მიმმართველი კოსინუსებით α_j აღიწერება (ცხრ. 2.2). მისი გაშლა θ , ψ , φ ეილერის კუთხეებით შეიძლება სხვადასხვა მიახლოებით, იმის მიხედვით, თუ რა სიდიდის ბრუნვით მოძრაობას შეიძლება ჰქონდეს ადგილი. მაგალითად, კვადრატული მიახლოების შემთხვევაში მიიღება ცხრილი 2.4, ხოლო წრფივი მიახლოების შემთხვევაში – ცხრ. 2.3.

კინეტიკური ენერგიების მიღებული გამოსახულებების შეჯამებით ეკიპაჟის მოძრაობის საერთო კინეტიკური ენერგიის გამოსახულება მიიღება (2.2).

ცხრილი 2.2

	x_j	y_j	z_j
x_i	α_{11}	α_{12}	α_{13}
y_i	α_{21}	α_{22}	α_{23}
z_i	α_{31}	α_{32}	α_{33}

ცხრილი 2.3

	x_j	y_j	z_j
x_i	1	$-\varphi_i$	Ψ_i
y_i	φ_i	1	$-\theta_i$
z_i	$-\Psi_i$	θ_i	1

ცხრილი 2.4

	x_j	y_j	z_j
x_i	$1 - \Psi_i^2/2 - \varphi_i^2/2$	$-\varphi_i + \Psi_i\theta_i$	Ψ_i
y_i	φ_i	$1 - \varphi_i^2/2 - \theta_i^2/2$	$-\theta_i$
z_i	$-\Psi_i + \varphi_i\theta_i$	$-\varphi_i\Psi_i + \theta_i$	$1 - \Psi_i^2/2 - \theta_i^2/2$

II.5.1. კინეტიკური ენერგიების ანალიტიკური გამოსახულებების მიღება

2.19 ნახაზზე მოცემული სისტემის მოძრაობის დიფერენციალურ განტოლებათა ერთიანი (ურთიერთდაკავშირებული) სისტემის მისაღებად საჭიროა თითოეული მასის კინეტიკური ენერგიის ვექტორული გამოსახულება შეიცვალოს მათი პროექციებით (გეგმილებით) შესაბამის კოორდინატთა სისტემის ღერძებზე და შემდეგ მოხდეს მათი გადატანა ერთი რომელიმე (გარკვეული პირობით – მთავარი) მასის (მაგ., რელსების) კოორდინატთა ღერძებზე 2.2 ცხრილის გამოყენებით.

ასეთი მიდგომით მიიღება კინეტიკური ენერგიების ანალიტიკური გამოსახულებები ყველა მასისთვის [2, 3]. მაგალითად, განვიხილოთ ურიკის (M_4) კინეტიკური ენერგიის ანალიტიკური გამოსახულება ნამრავლების მე-2 რიგამდე არაწრფივობით

$$T_4 = \frac{1}{2} M_4 (\dot{x}_4^2 + \dot{y}_4^2 + \dot{z}_4^2) + \frac{1}{2} (J_x \dot{\theta}_4^2 + J_y \dot{\psi}_4^2 + J_z \dot{\phi}_4^2) - J_{xy} \dot{\theta}_4 \dot{\psi}_4 - J_{xz} \dot{\theta}_4 \dot{\phi}_4 - J_{yz} \dot{\psi}_4 \dot{\phi}_4. \quad (2.27)$$

ანალოგიური მეთოდოლოგიით მოხდება ელმავლის ყველა მასის კინეტიკური ენერგიების ვექტორული გამოსახულებების (2.18) გაშლა კოორდინატთა ღერძებზე და შესაბამისი ანალიტიკური გამოსახულებების მიღება.

განსაკუთრებულ განხილვას ექვემდებარება m_3 , m_6 და m_2 მასები, როგორც ინერციულად ურთიერთდაკავშირებული და უშუალოდ ურთიერთმოქმედი.

მიღებულ გამოსახულებაში გამოყენებულია შემდეგი ტიპის აღნიშვნები: J_x – მასის ინერციის მომენტი საკუთარი შესაბამისი ღერძის მიმართ, J_{xy} – ინერციის ცენტრიდანული მომენტი საკუთარი შესაბამისი ღერძების მიმართ.

II.5.2. ელმავლის შემადგენელი მასების ურთიერთდაკავშირებული რხევითი მოძრაობის მათემატიკური მოდელის დამუშავება

ლაგრანჟის მე-2 რიგის განტოლებას, რომელშიც შედის ზემოთ წარმოდგენილი ენერგიები და ძალები და გამოიყენება მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების მისაღებად, შემდეგი სახე აქვს:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial U}{\partial q_i} = Q_i - \frac{\partial \Phi}{\partial q_i}; \quad q_i = x_i, y_i, z_i, \theta_i, \Psi_i, \varphi_i, \quad (2.28)$$

სადაც T ელმავლის კინეტიკური ენერგიაა (2.19), U – ელმავლის პოტენციური ენერგია (2.22), (2.23), Q_i – გარე ამგზნები ძალები, Φ – დისიპატიური (წინააღმდეგობის) ძალები (2.24), (2.25).

ლაგრანჟის მე-2 რიგის განტოლების გამოყენებით მიიღება m_1, m_2, m_3, m_4, m_5 და m_6 მასების სივრცეში მოძრაობის ურთიერთდაკავშირებული დიფერენციალური განტოლებები.

განტოლებების მიღების პროცედურა ითვალისწინებს ინერციული ძალების მიღებას ზემოთ მოცემული კინეტიკური ენერგიების საფუძველზე ლაგრანჟის განტოლების გამოყენებით, ხოლო იმ შემთხვევაში თუ დრეკადობის ძალები და მომენტები Q_q, M_q ($q=x_n, y_n, \dots, \varphi_n; n=1 \div 6$) განისაზღვრება მასებს შორის არსებული დრეკადი ელემენტების წრფივი დეფორმაციებისა და სიხისტეების საშუალებით, შესაბამის კოორდინატა ღერძებზე უშუალო დაგეგმილებით, ლაგრანჟის მე-2 რიგის განტოლებას ექნება განსხვავებული სახე:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) = Q_{q_i} + Q_{q_i}' + F_{q_i}(t); \quad q_i = x_i, y_i, z_i, \theta_i, \Psi_i, \varphi_i, \quad (2.29)$$

სადაც q მიიღებს ექვსი მასიდან (m_1, m_2, \dots, m_6) თითოეულის შესაბამის კოორდინატის ($x_i, y_i, \dots, \varphi_i, i=1, 2, \dots, 6$) მნიშვნელობას; Q_{q_i} – დრეკადი

კავშირებით გამოწვეული დრეკადი ძალები; Q_{q_i}' – დრეკადი კავშირებით გამოწვეული წინააღმდეგობის ძალები; $F_{q_i}(t)$ – გარედან მოქმედი ძალები.

ურიკის განტოლებებს აღნიშნული პროცედურის და გაწრფივების [9, 10, 23] შედეგად ექნებათ სახე:

$$\begin{aligned}
 m_4 \ddot{x}_4 &= k_{x4}(x_4 - x_3) + k_{x5}(x_4 - x_5) + c_{x4}(\dot{x}_4 - \dot{x}_3) + c_{x5}(\dot{x}_4 - \dot{x}_5) ; \\
 m_4 \ddot{y}_4 &= k_{y4}(y_4 - y_3) + k_{y5}(y_4 - y_5) + c_{y4}(\dot{y}_4 - \dot{y}_3) + c_{y5}(\dot{y}_4 - \dot{y}_5) ; \\
 m_4 \ddot{z}_4 &= k_{z4}(z_4 - z_3) + k_{z5}(z_4 - z_5) + c_{z4}(\dot{z}_4 - \dot{z}_3) + c_{z5}(\dot{z}_4 - \dot{z}_5) ; \\
 J_x \ddot{\theta}_4 &= k_{\theta4}(\theta_4 - \theta_3) + k_{\theta5}(\theta_4 - \theta_5) + c_{\theta4}(\dot{\theta}_4 - \dot{\theta}_3) + c_{\theta5}(\dot{\theta}_4 - \dot{\theta}_5) ; \\
 J_x \ddot{\Psi}_4 &= k_{\psi4}(\Psi_4 - \Psi_3) + k_{\psi5}(\Psi_4 - \Psi_5) + c_{\psi4}(\dot{\Psi}_4 - \dot{\Psi}_3) + c_{\psi5}(\dot{\Psi}_4 - \dot{\Psi}_5) ; \\
 J_z \ddot{\phi}_4 &= k_{\varphi4}(\varphi_4 - \varphi_3) + k_{\varphi5}(\varphi_4 - \varphi_5) + c_{\varphi4}(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_3) + c_{\varphi5}(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5) .
 \end{aligned} \tag{2.30}$$

ანალოგიური თანამიმდევრობით მიიღება განტოლებები სხვა მასებისთვისაც, ლაგრანჟის განტოლების გამოყენებით, q -ს შესაბამისი მნიშვნელობებისთვის:

$$\begin{aligned}
 m_1 & \text{ მასისთვის } q_1=x_1, y_1, z_1, \theta_1, \psi_1, \varphi_1, \\
 m_2 & \text{ მასისთვის } q_2=x_2, y_2, z_2, \theta_2, \psi_2, \varphi_2, \\
 m_3 & \text{ მასისთვის } q_3=x_3, y_3, z_3, \theta_3, \psi_3, \varphi_3, \\
 m_5 & \text{ მასისთვის } q_5=x_5, y_5, z_5, \theta_5, \psi_5, \varphi_5, \\
 m_6 & \text{ მასისთვის } q_6=x_6, y_6, z_6, \theta_6, \psi_6, \varphi_6.
 \end{aligned} \tag{2.31}$$

ურიკის მიღებული განტოლებების სხვა m_1, m_2, m_3, m_5 და m_6 მასებთან ერთად აღწერენ სივრცით რხევით მოძრაობებს, პოტენციური (დრეკადი) და კინეტიკური ურთიერთკავშირების გათვალისწინებით.

ძრავას (m_6) და წყვილთვალის (m_3) ურთიერთქმედების დინამიკური პროცესი, (2.18) და (2.15) განტოლებების სახით, ძირითადად განპირობებულია რელსიდან გადაცემული პერიოდული ძალისა და ეკიპაჟის სხვა ძირითადი მასების ზემოქმედებით. ელმავლის მოძრაობის

ზოგად დინამიკურ მოდელში (ნახ. 2.19) კბილანური გადაცემა განიხილება, როგორც ურიკის დინამიკური მოდელის შემადგენელი ნაწილი. როგორც წამყვანი, ისე მიმყოლი კბილანები დინამიკურ გავლენას განიცდის სისტემის ცალკეული შემადგენელი ნაწილებისგან. ამასთან, წამყვან კბილანას, რომელიც წვეის ძრავას ლილვზეა დასმული, გადაეცემა ამ ძრავას ინერციული ძალებით გამოწვეული დატვირთვა, რომელიც იმოქმედებს როგორც ლილვზე (გამოიწვევს გაღუნვას), ისე კბილანაზე.

მიმყოლ კბილანაზე 2 იმოქმედებს წყვილთვალის (რომელიც უშუალოდ განიცდის გავლენას რელსიდან) ინერციული ძალები ძირითადად ვერტიკალური და განივი მიმართულებებით.

მოცემული დინამიკური მოდელის მიხედვით კბილანების ურთიერთმოქმედება დრეკად ძალებთან ერთად შეიძლება განვიხილოთ, როგორც თითოეულ ამ კბილანაზე დაყვანილი ძრავასა და წყვილთვალის მასების უშუალო ურთიერთმოქმედება (წყვილთვალისა და რელსის ურთიერთმოქმედების ანალოგიურად); ელმავლის დანარჩენი ნაწილები ერთმანეთთან ძირითადად დაკავშირებულია დრეკადი ძალებით.

იმისათვის, რომ m_3 და m_6 მასების რხევის განტოლებებმა აღწეროს 1, 2 კბილანების (ნახ. 2.20) უშუალო ურთიერთმოქმედება, საჭიროა თითოეულ კბილანასთან დაკავშირებული მასები დაყვანილ იქნეს ამ კბილანებზე ანუ m_3 და m_6 მასები შეიცვალოს $m_{3ფ}$ და $m_{6ფ}$ მასებით. 2.21 ნახაზზე ნაჩვენებია აღნიშნული კბილანური წყვილის დინამიკური მოდელები კონტაქტური და დრეკადი კავშირებით.

წინააღმდეგობის ძალებისა და მომენტების განსაზღვრისას მიიღება ჰიპოთეზა [3], რომლის მიხედვით ეს ძალები მოდებულია დრეკადი ელემენტების მასებთან მიმაგრების წერტილებში და ამ წერტილების გადაადგილების სიჩქარეების პროპორციულია. ამ შემთხვევაში წინააღმდეგობის ძალებისა და მომენტების გამოსახულებები ფორმით იქნება დრეკადი ძალებისა და მომენტების ანალოგიური და საჭირო გახდება მხოლოდ გადაადგილებების შეცვლა სიჩქარეებით, ხოლო დრეკადობის კოეფიციენტებისა – წინააღმდეგობის კოეფიციენტებით.

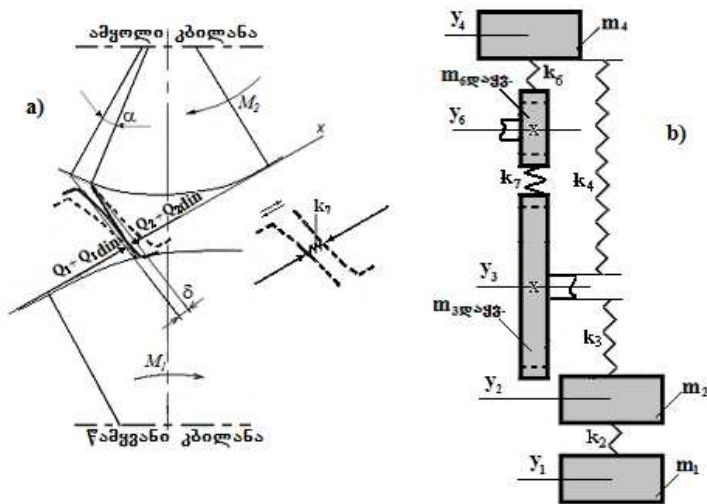
განტოლებათა სისტემაში (2.15), რომელიც აღწერს თვლების მოძრაობას რელსის მიმართ, შესულია რელსიდან გადაცემული ამგზნები $F_q(t)$ ძალის მდგენელები: $F_x(t)$, $F_y(t)$, $F_z(t)$ და შესაბამისი მომენტები: $M_\theta(t)$, $M_\psi(t)$, $M_\phi(t)$.

რხევების შედეგად წარმოშობილი დამატებითი დინამიკური დატვირთვები აძლიერებს კბილანების საკონტაქტო ზედაპირებზე ჩვეულებრივ სტაციონარულ პირობებში განვითარებულ დრეკად დეფორმაციებს (მათ შორის ავტორხევებს); იზრდება ფარდობითი გასრიალების ინტენსივობა, შესაბამისად სრიალის ხახუნი წარმოშობა და გაძლიერდება.

2.21 ნახაზზე ნაჩვენებია კბილების დინამიკური კონტაქტისას წარმოშობილი ღრეჩო δ ; იგი განპირობებულია კბილანებზე მოდებული ურთიერთსაწინააღმდეგო მომენტებით, რის შედეგადაც კბილები იღუნება ასევე ურთიერთსაწინააღმდეგო მიმართულებით და აღნიშნული ღრეჩო წარმოიშობა, რაც, თავის მხრივ, გამოიწვევს ამჟოლი კბილანის ბრუნვის შენელებას და α კუთხით მის ჩამორჩენას. შესაბამისად აღმოცენებული და გაზრდილი აღმდგენი დრეკადი ძალები ახდენს ღრეჩოს ლიკვიდაციას და პროცესის ნორმალიზაციას.

კბილანების ურთიერთმოქმედების ეკიპაჟის მოძრაობის ერთიან დინამიკურ მოდელში ჩართვის მიზნით, კონტაქტის ზონაში დრეკადი დეფორმაციების აღწერისათვის, შეიძლება შემოტანილ იქნეს პირობითი დრეკადი ელემენტი, რომლის k_7 (ნახ. 2.21) სიხისტის ფორმირება განპირობებული იქნება კბილების ურთიერთმოქმედებისას აღძრული დეფორმაციებით, მათ შორის: კბილებს შორის კონტაქტური დეფორმაციით, კბილების ღუნვითი დეფორმაციით, დრეკადი (შედგენილი) კბილათვლის დეფორმაციით. (2.18), (2.19) და (2.20) განტოლებების საერთო რაოდენობა შეიძლება შემცირდეს ცალკეული მოძრაობების სიმცირის ხარისხის გათვალისწინებით.

აქ წარმოდგენილი განტოლებათა სისტემა ამოიხსნება მხოლოდ 2.20 ნახაზზე მოცემული (m_1 , m_4 , m_5) მასების სივრცითი მოძრაობის განტოლებების (რომელთა მიღების მეთოდიკა (2.14), (2.15) და (2.16) განტოლებების მიღების ანალოგიურია) ამოხსნასთან ერთად. ეს მოთხოვნა



ნახ.2.21. კბილანა გადაცემის დინამიკური მოდელი: ა) კბილანების კონტაქტური ურთიერთმოქმედება, ბ) კბილანების შიგა და გარე დრეკადი კავშირები (ნახ.2.19)

განპირობებულია იმით, რომ ყველა ამ მასის მოძრაობები ურთიერთდაკავშირებულია როგორც ფიზიკურად, ისე მათემატიკურად და თითოეული მასის მოძრაობა ფორმირდება ყველა დანარჩენი მასის მოძრაობებზე დამოკიდებულებით.

II.6. ელმავლის რხევითი მოძრაობის მათემატიკური მოდელირება

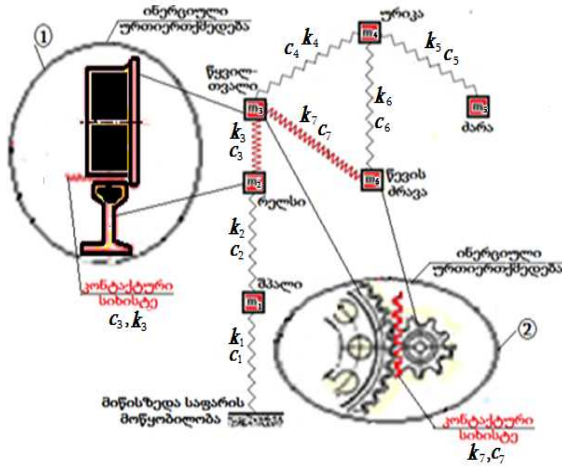
განტოლებების (**), საშუალებით შესაძლებელია ჩატარდეს ელმავლის რხევითი მოძრაობის მათემატიკური მოდელირება, რაც მოგვცემს ელმავალში მიმდინარე, რხევებთან დაკავშირებული დინამიკური პროცესების სრული გამოკვლევის შესაძლებლობას.

ელმავლის შემადგენელი მასების ხაზოვანი და ბრუნვითი რხევითი მოძრაობები (**) და (***) აღიწერება 36 განტოლებით, რომელთა მასების ურთიერთმოქმედება განსხვავდება ფიზიკურ ურთიერთკავშირებზე დამოკიდებულებით. როგორც ნახაზებიდან ჩანს (ნახ. 2.19, 2.20, 2.22), ზოგიერთი მასა მხოლოდ დრეკადი ელემენტებითაა დაკავშირებული (წყვილთვალი-რელსი, წყვილთვალი-წევის ძრავა), ხოლო ზოგიერთი – მხოლოდ დრეკადი კავშირებით (ძარა, ურიკა, შპალი).

ვინაიდან რხევითი პროცესების აღმოცენება მნიშვნელოვანწილად განპირობებულია რელს-წყვილთვალის ურთიერთმოქმედებით და უპირატესად მიმართულია ვერტიკალურად, პროცესების საილუსტრაციოდ შეიძლება განვიხილოთ მასების მხოლოდ ვერტიკალური მიმართულების ვიბრაციები.

თუ განვიხილავთ თითოეული მასის მხოლოდ ვერტიკალური მიმართულების რხევებს და გავითვალისწინებთ დრეკადი ელემენტების რეალურ განლაგებას მასების მიმართ, მოხდება ნიშნების გარკვეული კორექტირება და გვექნება შემდეგი 6 განტოლება:

$$\begin{aligned}
 m_1 \ddot{z}_1 &= -(k_{1z} + k_{2z})z_1 + k_{2z}z_2 ; \\
 (m_2 + m_3) \ddot{z}_2 - m_3 \ddot{z}_3 &= -(k_{2z} + k_{3z})z_2 + k_{3z}z_3 + k_{2z}z_1 + Q'_{z_2} ; \\
 m_3 (\ddot{z}_2 - \ddot{z}_3) &= -(k_3 + k_7 + k_4)z_3 + k_3z_2 + k_4z_4 + k_7z_6 + F_z(t) ; \\
 m_4 \ddot{z}_4 &= -k_{z4}(z_4 - z_3) - k_{z5}(z_4 - z_5) ; \\
 m_5 \ddot{z}_5 &= -k_{z4}(z_5 - z_4) \\
 m_6 (\ddot{z}_6 - \ddot{z}_3) &= -(k_{6z} + k_{7z})z_6 + k_{6z}z_4 + k_{7z}z_3 .
 \end{aligned}
 \tag{2.32}$$



ნახ. 2.22. ელმავლის განზოგადებული დინამიკური მოდელის (ნახ.2.20) ვარიანტი მოდელირების პროგრამისთვის

თუ გამოვიყენებთ დიფერენციალური განტოლებების ამოხსნის რუნგე-კუტას მეთოდს, მაშინ წარმოდგენილი განტოლებებისთვის შესაბამისი ფორმის მისაცემად ყველა წევრი გავყოთ თითოეული განტოლების საძიებელი ცვლადის კოეფიციენტზე და მოვათავსოთ ტოლობის მარჯვენა მხარეს:

$$\begin{aligned}
 \ddot{z}_1 &= -\frac{k_{1z} + k_{2z}}{m_1} z_1 + \frac{k_{2z}}{m_1} z_2 ; \\
 \ddot{z}_2 &= \frac{m_3}{m_2 + m_3} \ddot{z}_3 - \frac{k_{2z} + k_{3z}}{m_2 + m_3} z_2 + \frac{k_{3z}}{m_2 + m_3} z_3 + \frac{k_{2z}}{m_2 + m_3} z_1 + \\
 &+ \frac{1}{m_2 + m_3} Q'_{z_2} ; \\
 \ddot{z}_3 &= \ddot{z}_2 - \frac{k_3 + k_7 + k_4}{m_3} z_3 + \frac{k_3}{m_3} z_2 + \frac{k_4}{m_3} z_4 + \frac{k_7}{m_3} z_6 + \frac{1}{m_3} F_z(t) ; \\
 \ddot{z}_4 &= -\frac{k_{z4}}{m_4} (z_4 - z_3) - \frac{k_{z5}}{m_4} (z_4 - z_5) ;
 \end{aligned} \tag{2.33}$$

$$\ddot{z}_5 = -\frac{k_{z4}}{m_5}(z_5 - z_4) \tag{2.33}$$

$$\ddot{z}_6 = \ddot{z}_3 - \frac{k_{6z} + k_{7z}}{m_6}z_6 + \frac{k_{6z}}{m_6}z_4 + \frac{k_{7z}}{m_6}z_3 .$$

შევარჩიოთ განტოლებების (2.33) კოეფიციენტები ზემოთ წარმოდგენილი სარკინიგზო პარამეტრებიდან:

მასები:

რკინაბეტონის შპალის მასა	$m_1 = 250$ კგ
რელსის დაყვანილი მასა	$m_2 = 150$ კგ
წყვილთვალის მასა	$m_3 = 1400$ კგ
ურიკის მასა	$m_4 = 5870$ კგ
ძარის მასა ერთ ურიკაზე	$m_5 = 23322$ კგ
ძრავას მასა	$m_6 = 5000$ კგ

სიხისტეები:

ქვიშის დრეკადობის მოდული	$K_1 = 25$ კგ/მმ ²
გზის (რელსის) სიხისტე	$K_2 = 10000$ კგ/მმ
კონტაქტური სიხისტე (თვალ-რელსი)	$K_3 = 10^5$ კგ/მმ
ბუქსების ზამბარების ჯამური სიხისტე	$K_4 = 564$ კგ/მმ
ძარა-ურიკის 4 ზამბარის ჯამური სიხისტე	$K_5 = 216,8$ კგ/მმ
ძრავა-ურიკის ზამბარის სიხისტე	$K_6 = 550$ კგ/მმ
კბილანების კონტაქტური სიხისტე	$K_7 = 10^5$ კგ/მმ

როგორც (2.33), ისე ძირითად (საბაზო) განტოლებებში მოცემულია წევრები, რომლებიც მყარი სხეულების რხევით ურთიერთმოქმედებას (მომრაობას) ასახავს, მათ შორის ძრავას და წყვილთვალის კბილანებს და რელსსა და თვალს შორის; ეს უკანასკნელი ძალები ინერციული და კონტაქტური სიხისტით განპირობებული დრეკადი ძალებია და, შეიძლება ითქვას, ერთმანეთის მიმართ ალტერნატიული ძალებია, რაც ნიშნავს, რომ განტოლებებში მხოლოდ ერთ-ერთის გამოყენება უნდა მოხდეს.

სისტემაში (2.33) შვეიტანოთ პარამეტრების რიცხვითი მნიშვნელობები და მივიღოთ, რომ ზემოთ აღნიშნულ ძალებს შორის ურთიერთმოქმედება

ხორციელდება ინერციული ძალების საშუალებით; ასეთ შემთხვევაში კონტაქტური სიხისტეები k_3 და k_7 გაუტოლდება ნულს და განტოლებათა სისტემა (2.33) რიცხვითი მნიშვნელობების შეტანით მიიღებს სახეს:

$$\begin{aligned}
 \dot{z}_1 &= -\frac{25 + 10000}{250}z_1 + \frac{10000}{250}z_2 ; \\
 \dot{z}_2 &= \frac{140\dot{z}_3}{150 + 140} - \frac{(10^4 + 0)z_2}{150 + 140} + \frac{0z_3}{150 + 140} + \frac{10^4z_1}{150 + 140} + \frac{Q'_{z_2}}{150 + 140} \\
 \dot{z}_3 &= \dot{z}_2 - \frac{0 + 0 + 564}{140}z_3 + \frac{0}{140}z_2 + \frac{564}{140}z_4 + \frac{0}{140}z_6 + \sin(\omega t) ; \\
 \dot{z}_4 &= -\frac{564}{5870}(z_4 - z_3) - \frac{217}{5870}(z_4 - z_5) ; \\
 \dot{z}_5 &= -\frac{564}{23322}(z_5 - z_4) ; \\
 \dot{z}_6 &= \dot{z}_3 - \frac{550 + 10^5}{5000}z_6 + \frac{550}{5000}z_4 + \frac{10^5}{5000}z_3 .
 \end{aligned} \tag{2.34}$$

სისტემის მე-3 განტოლებაში ამგზნები ძალის კოეფიციენტი, მასების ცვლილების მიუხედავად, შენარჩუნდება (მიიღება) მუდმივი, ვინაიდან ელმავლის სიჩქარის (100 კმ/სთ) მუდმივობა მასების ნებისმიერი ცვლილების პირობებშიც უნდა იყოს შენარჩუნებული.

(2.34) განტოლებებში არითმეტიკული მოქმედებების შემდეგ გვექნება:

$$\begin{aligned}
 \dot{z}_1 &= -40(z_1 - z_2) ; \\
 \dot{z}_2 &= 0,48\dot{z}_3 - 34,5(z_2 - z_1) + 0,0034Q'_{z_2} ; \\
 \dot{z}_3 &= \dot{z}_2 + 4(z_3 - z_4) + 600 \sin(\omega t) ; \\
 \dot{z}_4 &= -0,1(z_4 - z_3) - 0,034(z_4 - z_5) ; \\
 \dot{z}_5 &= -0,024(z_5 - z_4) ; \\
 \dot{z}_6 &= \dot{z}_3 - 2,11z_6 + 0,11z_4 + 2z_3 .
 \end{aligned} \tag{2.35}$$

II.6.1. რელსიდან წყვილთვალზე გადაცემული ამგზნები ძალის განსაზღვრა წყვილთვალზე ან რელსზე არსებულ დაზიანებაზე დამოკიდებულებით

მოცემულ შემთხვევაში ელმავლის სიჩქარე $100 \text{ კმ/სთ} = 27,7 \text{ მ/წმ}$ -ია; თუ ჩავთვლით, რომ ელმავლის თვალი, რომლის დიამეტრი 1 მ -ია და წრის სიგრძე $- 2\pi r = 2 \times 3,14 \times 0,5 = 3,14 \text{ მ}$, გააკეთებს $27,7/3,14 = 8,84 \text{ ბრ/წმ}$.

თუ მივიღებთ, რომ თვალზე მინადული (დაზიანება) მხოლოდ ერთ ადგილზეა, მაშინ რელსზე დარტყმა ერთი ბრუნის განმავლობაში ერთჯერ მოხდება და ამგზნები ძალის სიხშირე, რომელიც რელსიდან წყვილთვალს გადაეცემა იქნება $\omega = 8,84 \text{ რხ/წმ}$. აღნიშნულიდან გამომდინარე, ამგზნები ძალა შეიძლება გამოვსახოთ პერიოდული (სინუსოიდალური) ფუნქციის საშუალებით

$$F = F_0 \sin \omega t, \quad (2.36)$$

სადაც F_0 მაქსიმალური ძალის სიდიდე განისაზღვრება თვალზე მინადულის ან რელსზე ღრმულის სიდიდის მიხედვით, რომლებიც წყვილთვალის რხევის ამპლიტუდას განსაზღვრავს.

წყვილთვალის საკუთარი რხევის სიხშირე განისაზღვრება პარამეტრებით: $m_{\text{წყვ.}} = 1700 \text{ კგ}$, $k_4 = 5640 \text{ კგ/მმ}$, საიდანაც

$$p = \sqrt{k_4/m_4} = \sqrt{5640/1700} = \sqrt{8,05/6,28} = 1,13 \text{ რხ/წმ}.$$

ძალის ამპლიტუდის განსაზღვრისათვის განვიხილოთ წყვილთვალის იძულებითი ვერტიკალური რხევითი მოძრაობა წინააღმდეგობის გარეშე; რხევის განტოლებას ექნება სახე:

$$m_4 \ddot{z}_4 + k_4 z_4 = F_0 \sin \omega t ; \quad (2.37)$$

m_4 -ზე გაყოფით მივიღებთ

$$\ddot{z}_4 + p^2 z_4 = F_0^* \sin \omega t , \quad (2.38)$$

სადაც $p^2 = k_4/m_4$, $F_0^* = F_0/m_4$.

(2.38) განტოლების ამოხსნას ექნება შემდეგი სახე:

$$z_4 = A \sin \omega t;$$

შევიტანოთ ეს გამოსახულება (2.38)-ში და ვიპოვოთ A:

$$A = F_0^*/(p^2 - \omega^2).$$

მივიღებთ

$$z_4 = F_0^* \sin \omega t / (p^2 - \omega^2). \quad (2.39)$$

შევიტანოთ (2.39) - ში p და ω -ს მნიშვნელობები:

$$z_4 = F_0^* \sin \omega t / (1,13^2 - 8,84^2) = F_0^* \sin \omega t / 99,78 .$$

z_4 -ის მაქსიმალური სიდიდე იქნება:

$$z_4 = F_0^* / 99,78 = 0,01 F_0^* .$$

განვსაზღვროთ ამგზნები ძალის შესაბამისი სიდიდე რელსის ან თვლის დაზიანების სავარაუდო ხარისხის მიხედვით, რაც განაპირობებს შესაბამის რხევის ამპლიტუდას; დავუშვათ, რომ რელსზე ღრმულის ან თვალზე მინადულის სიდიდე იწვევს წყვილთვალის რხევას $z_4 = 4$ მმ ამპლიტუდით, მაშინ შესაბამისი ძალის სიდიდე იქნება:

$$F_0^* = z_4 / 0,01 = 4 / 0,01 = 400 \text{ კგ} = 4000 \text{ ნ.}$$

II.6.2. რელსზე წყვილთვალის სხვადასხვა სიდიდის რხევების (ამპლიტუდურ - სიხშირული მახასიათებლები) გავლენა სხვა ურთიერთდაკავშირებული მასების ფიქსირებული რხევების პირობებში

II.6.2.1. წყვილთვალის მასისა და დრეკადი კავშირების ცვლილების გავლენა წყვილთვალის რხევის ამპლიტუდურ-სიხშირულ მახასიათებელზე

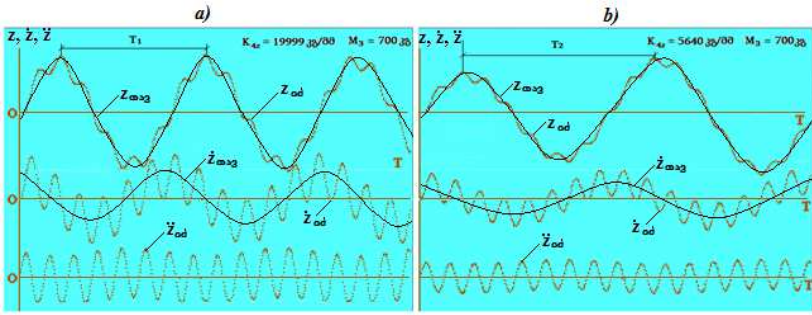
დასაწყისში მოდელირების ფარგლებში განვიხილავთ ამა თუ იმ მასის რხევითი მოძრაობის ხასიათის ცვლილებას მასთან უშუალოდ დაკავშირებული დრეკადი ელემენტების პარამეტრების (ძირითადად სიხისტის) ცვლილების პირობებში.

დიფერენციალურ განტოლებათა სისტემა (2.34) ამოიხსნა რუნგე-კუტას მე-4 რიგის მეთოდის გამოყენებით, რაც განსახილველი და მსგავსი ტექნიკური სისტემების რხევითი პროცესების კვლევის საკითხში სრულიად დამაკმაყოფილებელ სიზუსტეს იძლევა.

2.23 ნახაზზე ნაჩვენებია წყვილთვალის რხევის, რხევის სიჩქარისა და რხევის აჩქარების ოსცილოგრამები, წყვილთვალის ურიკაზე დაკიდების დრეკადი ელემენტების სიხისტის ცვლილების პირობებში.

როგორც ოსცილოგრამებიდან ჩანს, სიხისტის გაზრდით წყვილთვალის საკუთარი (თავისუფალი) რხევის სიხშირე იზრდება ($T_1 < T_2$). ნახაზზე ნაჩვენებია წყვილთვალის რხევის ორი სახის ოსცილოგრამები: იძულებითი ანუ რელსზე ბორბლის პერიოდული დარტყმით (თითოეულ ბრუნზე ერთი ან რამდენიმე) გამოწვეული ($Z_{თბ}$) და თანამდევითი თავისუფალი რხევები ($Z_{თაგ}$), რომლებიც წარმოიშობა ურიკაზე დაკიდებული წყვილთვალის რელსზე დარტყმის შედეგად და ვრცელდება $p = \sqrt{k/m}$ საკუთარი სიხშირით, სადაც k და m წყვილთვალის ურიკაზე საკიდი ზამბარის სიხისტე და მასაა შესაბამისად.

განვიხილოთ წყვილთვალის ურიკის დრეკადი კავშირის (ზამბარის)

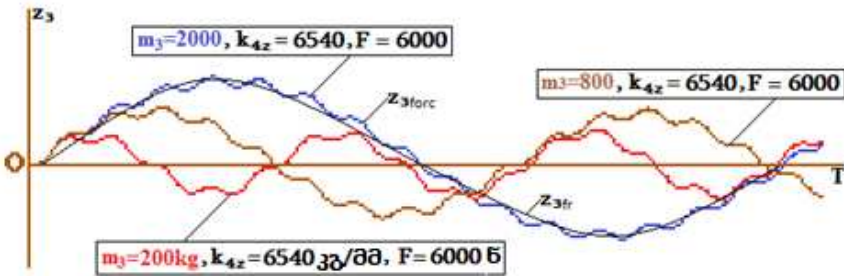


ნახ.2.23. წყვილთვალის რხევის ოსცილოგრამები (გადაადგილება, სიჩქარე, აჩქარება) ურიკასთან დრეკადი კავშირის სხვადასხვა სიხისტის პირობებში:
a) $k = 19999$ კგ/მმ; $b) k = 5640$ კგ/მმ

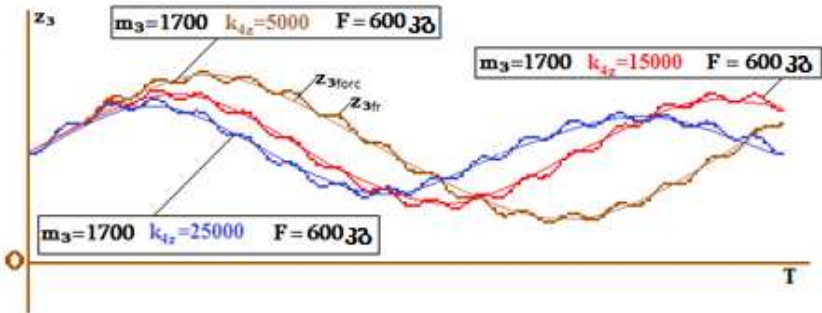
სხვადასხვა სიხისტის შემთხვევები და ამ დროს განვითარებული წყვილთვალის რხევის დინამიკური პარამეტრების (დრეკადობისა და ინერციის ძალები) ცვლილება განტოლებათა სისტემის (2.34) ამოხსნის საფუძველზე.

2.24 ნახაზზე წარმოდგენილია ამოხსნის შედეგად მიღებული რხევის ოსცილოგრამები ამგზნები ძალისა და ზამბარის სიხისტის ფიქსირებული მნიშვნელობების და წყვილთვალის მასის ცვლილების პირობებში.

2.25 ნახაზზე ნაჩვენებია წყვილთვალის რხევის ოსცილოგრამები როდესაც იცვლება ზამბარის სიხისტე, ხოლო ამგზნები ძალა და წყვილთვალის მასა მუდმივი სიდიდეებია.



ნახ. 2.24. წყვილთვალის რხევის ოსცილოგრამები მასის ცვლილების, ზამბარის სიხისტისა და ამგზნები ძალის ფიქსირებული სიდიდეების პირობებში



ნახ. 2.25. წყვილთვალის რხევის ოსცილოგრამები ზამზარის სიხისტის ცვლილების, მასისა და ამგზნები ძალის ფიქსირებული სიდიდეების პირობებში

II.6.2.2. ამგზნები ძალის დამოკიდებულება წყვილთვალის ან რელსის დაზიანების ხასიათზე:
ა) ერთჯერადი დარტყმა, ბ) ორჯერადი დარტყმა, გ) დაზიანების სიდიდე (სიღრმე) და ა.შ.

წყვილთვალის რხევის ამგზნები ძალა ვითარდება თვლის რელსზე გადაგორების შედეგად, როდესაც თვალი არ არის ზუსტად წრიული (აქვს გარკვეულწილად ელიფსის ფორმა), რელსი დეფორმირებულია და ა. შ.

როგორც პრაქტიკა აჩვენებს [5], წყვილთვალის და, ზოგადად, ელმავლების რხევები შესაძლებელია გამოწვეული იყოს მუდმივი და შემთხვევითი აღშფოთებებით, ასევე მათი ერთობლივი მოქმედებით.

აღშფოთებების სახეების ჩამონათვალი იხილეთ ზემოთ (გვ.60).

თუ მივიღებთ დაშვებას და ამგზნებ ძალას მიცვეთ სინუსოიდურ ფორმას, მაგალითად, $F = F_0 \sin \omega t$, მაშინ აღნიშნული დარღვევები აისახება ამგზნები ძალის კოეფიციენტსა (სიდიდეზე - F_0) და სიხშირეზე (ω); უფრო მარტივად აღნიშნული შეიძლება ასე ჩამოყალიბდეს: რხევების ამგზნები

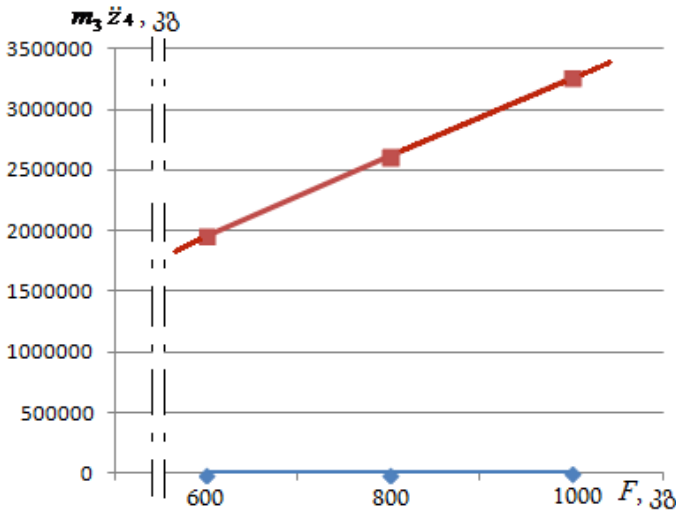
ძალის სიდიდით პროპორციული იქნება თვლებზე მინადულების სიდიდის ან რელსზე ამოგლეჯების სიღრმის და ა. შ., ხოლო სიხშირე – იგივე დაზიანებების და დარღვევების რაოდენობაზე.

(2.35) და (2.36) განტოლებები ამოიხსნა შემდეგი თანამიმდევრობით:

1. იცვლება ამგზნები ძალის სიდიდით F_0 , ხოლო სიხშირე მუდმივი რჩება (ცხრ.2.5, ნახ. 2.26).

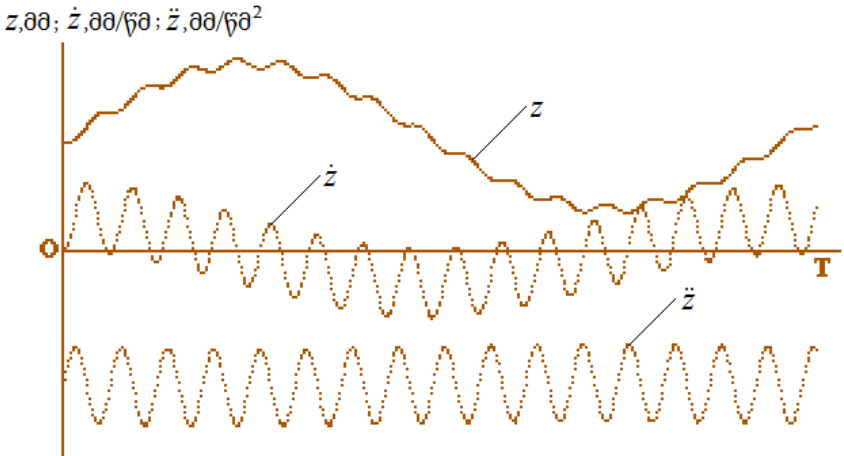
ცხრილი 2.5

№	ω ,			F_0 , კგ	$m_3 z_4$, კგ
1	55			600	1956777
2	55			800	2609037
3	55			1000	3261296



ნახ. 2.26. წყვილთვალის ინერციის ძალის ცვლილება შეურესორებელი მასის ცვლილებაზე დამოკიდებულებით

2.27 ნახაზზე ნაჩვენებია ამოხსნის ერთ-ერთი ვარიანტის ოსცილოგრამები:

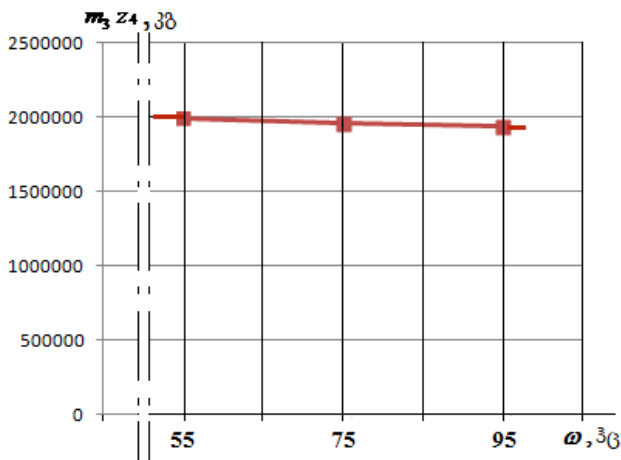


ნახ.2.27. ვერტიკალური რხევის ოსცილოგრამები

2. შეიცვალა სიხშირე ω , ხოლო ამგზნები ძალის სიდიდე მუდმივი (ცხრ.2.6, ნახ.2.28) დარჩა.

ცხრილი 2.6

№	F_0 , კგ	ω ,	$m_3 z_4$, კგ
1	600	55	1995900
2	600	75	1956781
3	600	95	1935482



ნახ.2.28. წყვილთვალის ინერციული ძალის ცვლილება რხევის სიხშირეზე დამოკიდებულებით

დასკვნის სახით შეიძლება ითქვას, რომ კვლევის წარმოდგენილი მეთოდოლოგია საშუალებას იძლევა გამოკვლეულ იქნეს ელმავლის მოძრაობის დინამიკური პროცესები როგორც უშუალოდ ელმავლის შემადგენელ ნაწილებს (მასებს), ისე თვალსა და რელსს შორის ურთიერთმოქმედების პირობებში.

გარდა ამისა, სისტემური მიდგომის და შესაბამისი მათემატიკური მოდელის გამოყენებით (მათემატიკური მოდელირებით) შესაძლებელია ელმავლის ნებისმიერი მასის ან დრეკადი კავშირების სიდიდისა და პარამეტრების ცვლილებით გამოწვეული რხევითი პროცესების გავლენის კვლევა სხვა მასების დინამიკურ მახასიათებლებზე.

ლიტერატურა

- [1]. Лойцянский Л.Г., Лурье А.И. Курс теоретической механики, DJVU, ინტერნეტგამოცემა, 1983. 515 ს.
- [2]. Zviadauri V., Tumanishvili G., Nadiradze T. Elaboration of the locomotive spatial vibrations generalized model and dynamical loads on the drive tooth gearing. Proceedings of the International conference “Transport bridge Europe-Asia”, Tbilisi, 2014; p. 68 – 75.
- [3]. Ганиев Р.Ф., Кононенко В.О. Колебания твердых тел. М.: Наука, 1986. 432 с.
- [4] გ. გოგია სამახტო საელმავლო წევა; სტუ. 2011, 40 გ.
- [5]. Вериго М.Ф., Коган А.Я. Взаимодействие пути и подвижного состава. М.: Транспорт, 1986, 599 с.
- [6]. საიტო: „Назначение и элементы верхнего строения пути“. [http://vse -
lekcii.ru/zheleznodorozhnyj-transport/zheleznodorozhnyj-put-i-putevoe-
hozyajstvo/naznachenie-i-
elementy-verhnego-stroeniya-puti](http://vse-lekcii.ru/zheleznodorozhnyj-transport/zheleznodorozhnyj-put-i-putevoe-hozyajstvo/naznachenie-i-elementy-verhnego-stroeniya-puti)
- [7]. Каримов Ильдар. Детали машин. Электронный учебный курс для студентов очной и заочной форм обучения. *e-mail: KarimovI@rambler.ru*, საიტო: <http://detalmach.ru/lectdinamika5.htm>
- [8]. Автоколебания. მასალა ინტერნეტიდან: <http://detalmach.ru/lectdinamika5.htm>
- [9]. ვ. ზვიადაური. დინამიკური პროცესები სამთო-სატრანსპორტო და ტექნოლოგიურ სისტემებში, თბილისი: ტექნიკური უნივერსიტეტი, 2009, გვ. 171;
- [10]. Звиадаური В.С. Динамика вибрационных транспортно-технологических машин. Тб.: Мецниереба, 2001, 190 с.
- [11]. Вершинский С. В., Данилов В. Н., Челников И. И. Динамика вагонов. М.: Транспорт, 1978, 352 с.
- [12]. Взаимодействие экипажа с рельсовым путем. Http://myswitcher.ru/books/poyda/page_53.html, 2009.
- [13]. Евтух Е. С., Неклюдова Г. А. Решение контактной задачи для элементов рельсового стыка при наезде колеса на стык

- [14]. Шмидт К.М. Влияние массы пути на деформацию его при ударе колесо на с подрессоренным путем. Сб. НИИ пути и путевого хозяйства. М.: Трансжелдориздат, 1961, с. 87 – 109.
- [15]. Доронин Ф. А. Свободные связанные колебания галопирования и подергивания в однородном поезде с учетом сопротивления. Петербургский государственный университет путей сообщения. 2013
- [16]. [https://ru.wikipedia.org/wiki/ Тбилисский электровагоностроительный завод](https://ru.wikipedia.org/wiki/Тбилисский_электровагоностроительный_завод)
- [17]. Zviadauri V., Tumanishvili G., Chelidze M., Cockhalshvili M. The locomotive vibratory processes and their influence on the drive tooth gearing. Int. scientific journal IFToMM “Problems of mechanics”, 2011, pp. 56-62.
- [18]. გ. თუმანიშვილი, მ. ჭელიძე, მ. ჟამუტაშვილი, გ. თუმანიშვილი. პატენტი გამოგონებაზე „ლოკომოტივის წყვილთვალი“ – GE P 2014 6065 B, საქპატენტი, 2014.
- [19]. Боковые колебания локомотива. ინტერნეტის ვებგვერდი ამ სათაურით.
- [20]. Тяговые передачи и подвешивание тяговых двигателей. ინტერნეტის ვებგვერდი: https://www.pomogala.ru/elektrovoz/elektrovoz_42.html
- [21]. Метод Рунге-Кутты. ინტერნეტის ვებგვერდი: https://ru.wikipedia.org/wiki/Метод_Рунге_—_Кутты
- [22]. Бирюков И. В., Беляев А. И., Рыбников Е. К. Тяговые передачи электроподвижного состава железных дорог Москва, Транспорт, 1986.
- [23]. Кузнецов Б. А. Транспорт на горных предприятиях. М.: Недра, 1976, 246 с.
- [24]. Волотковский С.А. Рудничная электровозная тяга. М.: Недра, 1981, 197 с.
- [25]. ბ. მოლოდინი, რ. მოლოდინი. საელმავლო წევის გაანგარიშება. სტუ, 2018.

რედაქტორი ლ. მამალაძე

გადაეცა წარმოებას 24.05.2023. ხელმოწერილია დასაბეჭდად
11.09.2023. ქალაქის ზომა 60X84 1/16. პირობითი ნაბეჭდი
თაბახი 8. №3557.

საგამომცემლო სახლი „ტექნიკური უნივერსიტეტი“,
თბილისი, კოსტავას 77



Verba volant,
scripta manent