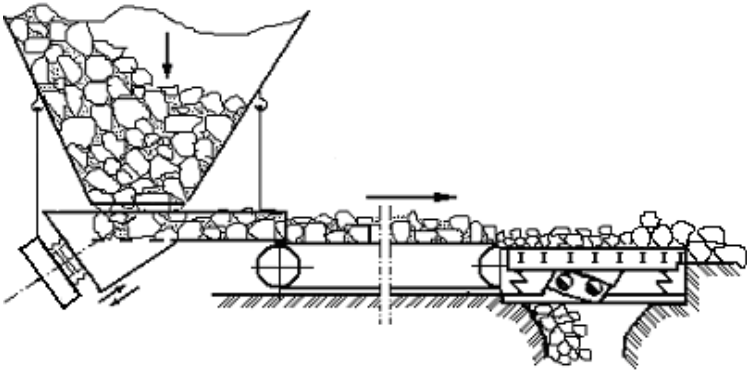


ვ. ზვიადაური

დინამიკური პროცესები სამთო სატრანსპორტო და ტექნოლოგიურ სისტემებში



„ტექნიკური უნივერსიტეტი“

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

ვ. ზვიადაური

დინამიკური პროცესები სამთო სატრანსპორტო და ტექნოლოგიურ სისტემებში

რთული მექანიკური სისტემები,
ტრანსპორტის სპეციალური სახეები



რეგისტრირებულია სტუ-ს
სარედაქციო-საგამომცემლო
საბჭოს მიერ

თბილისი
2009

განხილულია დინამიკური პროცესები სამთო წარმოების სხვადასხვა დანიშნულების მანქანებში, ტექნოლოგიურ და სამთო ელექტრომექანიკურ სისტემებში.

დინამიკური მოძვლებების უმეტესობა განზოგადებული ხასიათისაა, რაც იძლევა მათი სხვა მექანიკურ სისტემებში გამოყენების შესაძლებლობასაც. წარმოდგენილია ცალკეული ტექნოლოგიური და დინამიკური პროცესების ციფრული ექსპერიმენტების შედეგები.

უმთავრესად გამოყენებულია სისტემური მიდგომა, რაც ზრდის დინამიკური მოძვლებების და მათემატიკური გამოსახულებების რეალურ საექსპლუატაციო პირობებთან იდენტურობის ხარისხს.

წიგნის შინაარსი, მიუხედავად ზოგიერთი მათემატიკური სირთულისა, ტექნიკური დარგის სტუდენტებისა და სპეციალისტებისათვის ადვილად გასაგები და პრაქტიკულად გამოსაყენებელია.

მოკლედ არის წარმოდგენილი საიმედოობის, დიაგნოსტიკის და ოპტიმიზაციის საკითხები მანქანათმშენებლობაში და კერძოდ სამთო მანქანებში.

წიგნი განკუთვნილია ტექნიკური უმაღლესი სასწავლებლების სტუდენტებისა, მაგისტრანტებისა და დოქტორანტებისათვის. იგი სასარგებლო იქნება მეცნიერ-მუშაკებისა და შესაბამისი დარგის სპეციალისტებისთვის.

რედაქტორი: პროფ. მიხეილ წერეთელი
რეცენზენტი: პროფ. ვახტანგ გოგილაშვილი

© საგამომცემლო სახლი „ტექნიკური უნივერსიტეტი“, 2009

ISBN 978-9941-14-541-4
<http://www.gtu.ge/publishinghouse>



ყველა უფლება დაცულია. ამ წიგნის არცერთი ნაწილი (იქნება ეს ტექნიკური ილუსტრაცია თუ სხვა) არანაირი ფორმით და საშუალებით (იქნება ეს ელექტრონული თუ მექანიკური), არ შეიძლება გამოყენებულ იქნას გამომცემლის წერილობითი ნებართვის გარეშე

წინასიტყვაობა

თანამედროვე მანქანათმშენებლობის განვითარების პროცესი ხასიათდება მანქანა - დანადგარების მოძრავი ნაწილების სინქარეების, ამძრავების სიმძლავრეების, დეტალებზე და კვანძებზე დატვირთვების განუწყვეტელი ზრდით და სიმტკიცის, საიმედოობისა და ხანგამძლეობის ერთდროული უზრუნველყოფის მოთხოვნით.

კვლევის და გაანგარიშების სტატიკური მეთოდები ითვალისწინებენ სიმტკიცის მარაგის კოეფიციენტის გაზრდილ მნიშვნელობას, რაც თავის მხრივ ზრდის მანქანის ნაწილების წონას და გაბარიტებს, იწვევს დიდი ლითონშემცველი (არაეკონომიური) მანქანა-დანადგარების შექმნას, ზღუდავს მოძრავი ნაწილების სინქარეების გაზრდის შესაძლებლობას.

დეტალების სიმტკიცეზე, მაქსიმალური ძალის და დადლილობით ხანგამძლეობაზე გაანგარიშებისას დატვირთვების შერჩევა დაფუძნებული უნდა იყოს კონკრეტულ მანქანაში ექსპლოატაციის პირობებში მიმდინარე დინამიკური პროცესების კვლევაზე.

მანქანათმშენებლობაში დინამიკურ დატვირთვებზე გაანგარიშების თეორიულ საფუძველს მექანიკური რხევების თეორია წარმოადგენს, რომელიც სთავაზობს მკვლევარებს თანაბრად მისაღებ ზოგად მეთოდებს სრულიად განსხვავებული მანქანა-დანადგარებისათვის, ამასთან ასეთი განზოგადებული მიდგომა შესაძლებელია განსახილველი მანქანების სქემების არსებითი გამარტივებით.

რეალური მანქანიდან ექვივალენტურ მოდელზე გადასვლა, რაც მანქანების გამოყენებითი დინამიკის საგანს შეადგენს, უმრავლეს შემთხვევაში მნიშვნელოვან სიძნელეს წარმოადგენს დამწყები მკვლევარებისა და ინჟინრებისათვის. ამისათვის შექმნილია მანქანათა დინამიკის გამოყენებითი კურსები, სადაც დინამიკური კვლევის მეთოდები ახსნილია კონკრეტული მანქანების მაგალითებზე.

თანამედროვე ტექნიკაში გამოყენებული მანქანების და მათთან დაკავშირებული დინამიკის ამოცანების მრავალფეროვნება წარმოშობს მათი სისტემატიზაციის აუცილებლობას.

წარმოდგენილი წიგნი მიზნად ისახავს სამთო წარმოებაში არსებული ზოგიერთი სატრანსპორტო-ტექნოლოგიური მანქანებისა და ელექტრომექანიკური სისტემების დინამიკის ამოცანების სისტემატიზაციას მათი ტიპური საექსპლოატაციო რეჟიმების მიხედვით.

წიგნში დინამიკური ამოცანების უმრავლესობა წარმოდგენილია და დაყვანილია პრაქტიკული გამოყენების დონეზე. ამასთან, ანალიზურ მეთოდებთან ერთად მოცემულია ელექტრონულ-გამომთვლელ მანქანებზე მოდელირების, ამოხსნისა და კვლევის ზოგადი მეთოდოლოგია.

მოკლედ არის წარმოდგენილი საიმედოობის, დიაგნოსტიკის და ოპტიმიზაციის საკითხები მანქანათმშენებლობაში და კერძოდ სამთო მანქანებში.

წიგნი ტექნიკური უმაღლესი სასწავლებლების სტუდენტებს, მაგისტრანტებს და დოქტორანტებს გაუადვილებს მანქანებში დინამიკური პროცესების შესწავლას და კვლევას ანალიზისა და მოდელირების მეთოდებით.

იგი სასარგებლო იქნება აგრეთვე ტექნიკური
დარგის სპეციალისტებისთვის.

შესავალი

1. დინამიკური პროცესების მნიშვნელობა მანქანებში.

მანქანა-დანადგარების მოძრავი ნაწილების სიჩქარეების ზრდასთან ერთად განუწყვეტლივ იზრდება დინამიკური გაანგარიშებების როლი თანამედროვე მანქანათმშენებლობაში. ამასთან დაკავშირებით ასევე დგება დინამიკური გაანგარიშებების აუცილებლობა, როდესაც მანქანა განიხილება კომპლექსურად, ერთიანი ელექტრომექანიკური სისტემის სახით. მასზე მოქმედი გარეშე ძალები განისაზღვრებიან არა მარტო მუშა ორგანოზე მოსული წინააღმდეგობებით, აგრეთვე ამძრავი ძალებისა და მომენტების, როგორც დროისა და სიჩქარის ფუნქციების, ცვლილების კანონებით.

იმის გამო, რომ მანქანების დრეკადი სისტემების დეფორმაციები გაცილებით მცირეა მუშა ორგანოს გადაადგილებასთან შედარებით, გაანგარიშებების დროს ტრანსმისიას დებულობდნენ როგორც აბსოლუტურად ხისტს და მიაჩნდათ რომ შესაძლებელია დეფორმაციების უგულებელყოფა მანქანის მუშაობის ანალიზისას მთლიანობაში. მანქანების სიჩქარეების ზრდამ და მუშა ორგანოებზე სტატიკური წინააღმდეგობების არასტაბილურობამ გამოიწვია მანქანის დრეკად სისტემებში რხევითი პროცესების აღმოცენება, რომელთა უგულებელყოფა შეუძლებელი გახდა. ამასთან გამოვლინდა, რომ დრეკადი სისტემების მცირე დეფორმაციებსაც კი, რომლებიც გამოწვეული იყო თავისუფალი ან იძულებითი და მით უმეტეს რეზონანსული რხევებით, შეუძლიათ გამოიწვიონ სტატიკურთან

თანაზომვადი, და რიგ შემთხვევებში გაცილებით დიდი ძაბვების აღმოცენება.

მანქანები საჭიროა შესწავლილ იქნან როგორც ერთიანი ელექტრომექანიკური სისტემები, ამასთან დინამიკურ მოდელში გათვალისწინებულ უნდა იქნას შემდეგი ფაქტორები:

- წინააღმდეგობის ძალები მუშა ორგანოზე, რომლებიც რიგ შემთხვევაში არასტაბილურია და იცვლებიან მნიშვნელოვან ზღვრებში (მაგალითად, სასარგებლო წიაღისეულის მომპოვებელ მანქანებში);
- შუალედური ელემენტების (ზამბარების, ღვედური გადაცემების, დრეკადი ქუროების და ა.შ.) თვისებები;
- მანქანის ტრანსმისიის ელემენტების (ლილვები, კბილანა ბორბლები) დრეკადი მახასიათებლები.

მანქანათა დინამიკის ამოცანაა მანქანის მოძრაობის პროცესის გამოკვლევა და იმ ამოსავალი მონაცემების განსაზღვრა, რომლებიც საჭიროა მანქანის შემდგომი გაანგარიშებისათვის სიმტკიცეზე, მწარმოებლობაზე, ხანგამძლეობაზე და ამძრავის სიმძლავრეზე.

2. მასები და მათი განაწილება მანქანის ტრანსმისიაში.

მანქანის ნახაზისა და კინემატიკური სქემის მიხედვით ძნელია ტრანსმისიაში მასებისა და სიხისტეების განაწილების შესახებ მსჯელობა. ტრანსმისიის შემადგენელი ნაწილები მოძრაობენ სხვადასხვად სიჩქარეებით, გადასცემენ სხვადასხვა გრესვით მომენტებს, მათი კვეთის სიხისტეები და შესაბამისად მობრუნების კუთხეები არ არიან ერთნაირი.

ამასთან დაკავშირებით, მოძრაობის განტოლებე-

ბის შედგენის წინ მანქანის ტრანსმისიას წარმოადგენენ პირობითი მექანიკური სქემის სახით; იგი ექვივალენტური უნდა იყოს რეალური ტრანსმისიის და სწორად ასახავდეს მის დინამიკურ მახასიათებლებს. დაყვანილი საანგარიშო სქემის შედგენა მანქანების გამოყენებითი დინამიკის ამოცანების ამოხსნის უმნიშვნელოვანესი ეტაპია. ამ ეტაპზე დაშვებული შეცდომა ეჭვქვეშ აყენებს ამოცანის ამოხსნისა და კვლევის შედეგებს.

დაყვანილი ექვივალენტური სქემის სწორად შედგენის მნიშვნელოვან პირობას წარმოადგენს მანქანის ტრანსმისიის ძირითადი დინამიკური მახასიათებლების – სიხისტეების და მასების გათვალისწინება და მათი განაწილება.

ტრანსმისიის (მექანიკური სისტემის) დაყვანილ სიხისტეს უწოდებენ მგრეხავ მომენტს ან ძალას, რომელიც აუცილებელია მოვდოთ ტრანსმისიის რომელიმე განსაზღვრულ კვეთს (დაყვანის ცენტრს), რათა მოვაბრუნოთ იგი 1 რადიანით, ან გადავაადგილოთ 1 სმ-ზე მოცემული უბნის დეფორმაციის ხარჯზე. უბნის დაყვანილი სიხისტე შეიძლება გამოითვალოს, თუ ცნობილია ამ უბნის აბსოლუტური სიხისტე და მანქანის კინემატიკის მონაცემები. დავუშვათ, მაგალითად, ტრანსმისიის რაღაც უბანს აქვს სიხისტე $c_{უბ}$ და განიცდის გრეხვით დეფორმაციას - $\varphi_{უბ}$. ასეთი უბნის დეფორმაციის პოტენციალური ენერგია განისაზღვრება ფორმულით

$$U = c_{უბ} \varphi_{უბ}^2 / 2.$$

დაყვანილ დრეკად ელემენტს უნდა ჰქონდეს ასეთივე პოტენციალური ენერგია, ე.ი.

$$U = c_{დაყ} \varphi_{დაყ}^2 / 2,$$

სადაც $c_{დაყ}$ – უბნის დაყვანილი სიხისტე; $\Phi_{დაყ}$ – მოცემული უბნის $\Phi_{უბ}$ კუთხით გრეხვის შედეგად გამოწვეული დაყვანის ცენტრის მობრუნების კუთხე.

მიღებული გამოსახულებების გატოლებით ვპოულობთ

$$c_{დაყ} = c_{უბ}(\Phi_{უბ}/\Phi_{დაყ})^2 = c_{უბ}/i^2,$$

სადაც i არის დაყვანის ცენტრსა და გამოყოფილ უბანს შორის გადაცემის რიცხვი.

თანმიმდევრობით შეერთებული დრეკადი ელემენტებისთვის, ცალკეული უბნების დაყვანილი სიხისტეების ცნობილი ფორმულით გამოთვლით შეიძლება ვიპოვნოთ მთელი ტრანსმისიის დაყვანილი სიხისტე შემსრულებელი ორგანოდან ელექტროძრავის როტორამდე

$$\frac{1}{c_1} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{c_i}, \quad (\text{ა})$$

სადაც c_1 – ტრანსმისიის დაყვანილი სიხისტე; c_i - i -რი უბნის დაყვანილი სიხისტე; n – გამოყოფილი უბნების რაოდენობა.

მანქანებში დინამიკური პროცესების განვითარებაზე დიდ გავლენას ახდენენ მასების სიდიდეები და მათი განაწილება ტრანსმისიაში, ამძრავში, შემსრულებელ ორგანოში. მათზე არის დამოკიდებული მანქანის კვანძების ინერციულობა. ამასთან დაკავშირებით, დინამიკური სქემის შედგენისას აუცილებელია მასების განაწილების გულმოდგინედ შესწავლა და მათი სიდიდეების დადგენა.

დინამიკის თვალსაზრისით, ამა თუ იმ მასის მნიშვნელობა განისაზღვრება მისი კინეტიკური

ენერჯის სიდიდით.

ტრანსმისიაში მასების განაწილების დასახასიათებლად იყენებენ კვანძის დაყვანილი მასის მცნებას. ამ ტერმინით აღნიშნავენ მასის (ან ინერჯის მომენტის) სიდიდეს, რომელიც საჭიროა განვაღაგოთ დაყვანის ცენტრში, რათა მივიღოთ მოცემული მასის კინეტიკური ენერჯის ტოლი კინეტიკური ენერჯია იმ დაშვებით, რომ ტრანსმისია არის აბსოლუტურად ხისტი.

დავუშვათ, მაგალითად, რომ $\omega_{\text{ღებ}}$ კუთხური სიჩქარით მბრუნავ დეტალს აქვს $J_{\text{ღებ}}$ ინერჯის მომენტი, ხოლო დაყვანის რგოლი ბრუნავს $\omega_{\text{დაყ}}$ სიჩქარით. დეტალის მასისა და დაყვანილი მასის კინეტიკური ენერჯიების გატოლებით მივიღებთ

$$J_{\text{ღებ}} \omega_{\text{ღებ}}^2 / 2 = J_{\text{დაყ}} \omega_{\text{დაყ}}^2 / 2,$$

საიდანაც განისაზღვრება $J_{\text{დაყ}}$

$$J_{\text{დაყ}} = J_{\text{ღებ}} (\omega_{\text{ღებ}} / \omega_{\text{დაყ}})^2 = J_{\text{ღებ}} / i^2.$$

ანალოგიურად დაიყვანებიან სწორხაზოვნად მოძრავი დეტალების მასებიც. ამ შემთხვევაში

$$m_{\text{ღებ}} (v_{\text{ღებ}})^2 / 2 = m_{\text{დაყ}} (v_{\text{დაყ}})^2 / 2 ,$$

სადაც $m_{\text{ღებ}}$ და $v_{\text{ღებ}}$ შესაბამისად, სწორხაზოვნად მოძრავი დეტალის მასა და სიჩქარეა. აქედან ვღებულობთ

$$m_{\text{დაყ}} = m_{\text{ღებ}} (v_{\text{ღებ}} / v_{\text{დაყ}})^2.$$

ტრანსმისიის ყველა უბნების, ძრავისა და შემსრულებელი ორგანოს ინერციის დაყვანილი მომენტების ჯამი განსაზღვრავს მანქანის ჯამურ დაყვანილ ინერციის მომენტს, რომელიც ფორმით შეესაბამება დაყვანილი სიხისტის გამოსახულებას (ა). ანალოგიურად განისაზღვრება ჯამური დაყვანილი მასა.

თავი 1

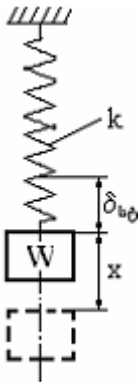
რხევების გამოყენებითი თეორიის ელემენტები

რხევები წარმოადგენენ მოძრაობის ერთ-ერთ ყველაზე გავრცელებულ სახეობას. რხევითი მოძრაობის თვისებების შესწავლა აუცილებელია მრავალი ფიზიკური და მექანიკური მოვლენების ასახსნელად, მაგრამ განსაკუთრებით დიდია მათი როლი საინჟინრო საქმეში. მანქანების, სატრანსპორტო საშუალებების, ხელსაწყოების და მექანიზმების მოძრაობას ყოველთვის თან სდევს რხევები, ანუ როგორც კიდევ უწოდებენ, ვიბრაციები.

დასაშვები ნორმების ზევით რხევების ინტენსიურობის ზრდა ქმნის კატასტროფის საშიშროებას; რხევების თეორიის ამოცანებში და ტექნიკურ მეცნიერებებში, მათ მრავალფეროვან დანართებში შედის ამ საშიში მოვლენების მიზეზების ჩვენება (მაგალითად, რეზონანსისა) მათთან ბრძოლის გზები და მეთოდები.

რხევებს წარმატებით იყენებენ აგრეთვე როგორც სასარგებლო პროცესს, მაგალითად ვიბრაციულ მანქანებში: კონვეიერებში, სამსხვრეველებში, გამამკვრიველებში, მადნის გამამდიდრებელ ცხავეებში, დოზატორებში და ა.შ.

განვიხილოთ რხევების ზოგიერთი სახეები.



ნახ. 1.1

1.1. თავისუფალი ჰარმონიული რხევები

უმარტივეს შემთხვევაში რხევითი სისტემის მოძრაობა შეიძლება წარმოვადგინოთ ერთი კოორდინატის სახით; ასეთ მოძრაობას უწოდებენ რხევებს ერთი თავისუფლების ხარისხით.

განვიხილოთ შემთხვევა, როცა W წონის (ანუ W/g მასის) ტვირთი შეერთებულია წრფივი ხრახნული ზამბარით საყრდენთან (ნახ. 1.1). თუ ჩავთვლით, რომ შესაძლებელია W ტვირთის მხოლოდ ვერტიკალური გადაადგილება, ხოლო ზამბარის მასა მცირეა ტვირთის მასასთან შედარებით, მაშინ ასეთი სისტემა შეიძლება განვიხილოთ როგორც ერთი თავისუფლების ხარისხის მქონე.

სისტემის კონფიგურაცია მთლიანად განისაზღვრება ტვირთის x გადაადგილებით წონასწორობის მდგომარეობიდან. როგორც კი ტვირთი მიემავრება ზამბარას იგი დებულობს სტატიკურ გადაადგილებას

$$\delta_{\text{სტ}} = \frac{W}{k},$$

სადაც k არის ძალა, რომელიც იწვევს ზამბარის დაგრძელებს ერთეულით და მას უწოდებენ ზამბარის სიხისტეს. თუ წონას გავზომავთ ნიუტონებში (ნ) ხოლო დაგრძელებას მეტრებში (მ), მაშინ სიხისტის ერთეული იქნება ნ/მ. ხრახნული ცილინდრული ზამბარისათვის მჭიდროდ დახვეული n ხვით, D საშუალო დიამეტრით და მავთულის d დიამეტრით ზამბარის სიხისტე განისაზღვრება ფორმულით

$$k = Gd^4 / 8nD^3,$$

სადაც G მავთულის მასალის ძვრის დრეკადობის მოდულია.

თუ ტვირთს გამოვიყვანთ წონასწორობის მდგომარეობიდან და შემდეგ გავუშვებთ, აღიძვრება რხევები. რხევებს, რომლებიც შენარჩუნდებიან მხოლოდ ზამბარის დრეკადი ძალებით, უწოდებენ თავისუფალ ან საკუთარ რხევებს.

თუ დადებით მიმართულებად მივიღებთ x გადაადგილებას ქვევით ვერტიკალურად, მაშინ ზამბარაში აღძრული ძალა იქნება $W+kx$. თუ ტვირთის მასაა W/g და აჩქარებას d^2x/dt^2 ავღნიშნავთ \ddot{x} -ით, მაშინ ნიუტონის მეორე კანონის თანახმად შეიძლება მივიღოთ მოძრაობის განტოლება

$$(W/g)\ddot{x} = W - (W + kx).$$

თუ შემოვიტანთ აღნიშვნას

$$p^2 = kg/W = g/\delta_{სტ} \quad (1.0)$$

მივიღებთ:

$$\ddot{x} + p^2x = 0. \quad (1.1)$$

ამ განტოლების ამონახსნი შეიძლება იყოს $x = c_1 \cos pt$ ან $x = c_2 \sin pt$, სადაც c_1 და c_2 ნებისმიერი მუდმივებია, p – საკუთარი რხევის სიხშირე. ამ კერძო ამონახსნების ჯამი მოგვცემს ზოგად ამონახსნს:

$$x = c_1 \cos pt + c_2 \sin pt. \quad (1.2)$$

ცხადია, რომ W ტვირთის ვერტიკალურ მოძრაობას აქვს რხევითი ხასიათი, რადგან $\cos pt$ და $\sin pt$ ფუნქციები პერიოდულია და ლებულობენ ერთი და იგივე მნიშვნელობებს τ დროის ინტერვალით, ე.ი.

$$p(\tau+t) - pt = 2\pi,$$

საიდანაც რხევის პერიოდი

$$\tau = 2\pi/p.$$

(1.0)-ის გათვალისწინებით მივიღებთ

$$\tau = 2\pi\sqrt{W/kg} = 2\pi\sqrt{\delta_{\text{სფ}}/g}. \quad (1.3)$$

წინსვლა-უკუხვლვითი მოძრაობების რაოდენობას დროის ერთეულში (ე.ი. ციკლების რაოდენობას წამში) უწოდებენ რხევის სიხშირეს. თუ ავღნიშნავთ სიხშირეს f , მაშინ

$$f = 1/\tau = p/2\pi = \frac{1}{2\pi}\sqrt{kg/W} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{g/\delta_{\text{სფ}}}.$$

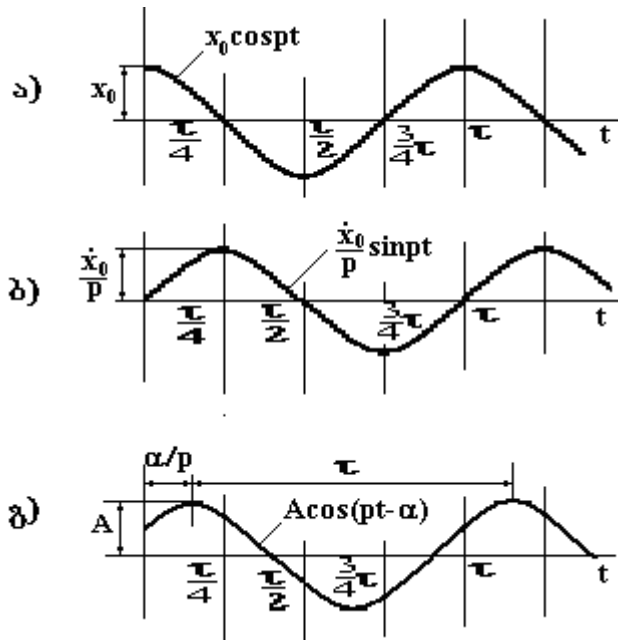
რხევით მოძრაობას, რომელიც აღიწერება განტოლება (1.1)-ით ეწოდება მარტივი ჰარმონიული მოძრაობა.

c_1 და c_2 მუდმივების განსაზღვრისათვის საჭიროა განვიხილოთ საწყისი პირობები. დავუშვათ, რომ მოძრაობის საწყის მომენტში ($t = 0$) W ტვირთს აქვს x_0 გადაადგილება წონასწორობის მდგომარეობიდან,

ხოლო საწყისი სიხარე ტოლია x_0 ; $t = 0$ მომენტისთვის (1.2) განტოლება მიიღებს სახეს

$$x = x_0 \cos pt + \frac{x_0}{p} \sin pt. \quad (1.4)$$

როგორც გამოსახულება (1.4) - დან ჩანს, ამ შემთხვევაში რხევა შედგება ორი ნაწილისაგან: პირველი პროპორციულია $\cos pt$ - სი და დამოკიდებულია საწყისი გადაადგილებისაგან, ხოლო მე-2 პროპორციულია $\sin pt$ -სი და დამოკიდე-

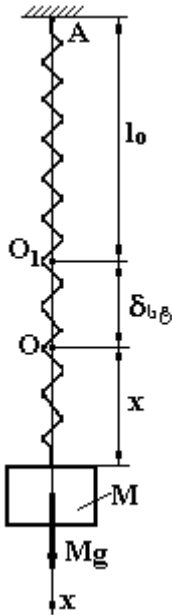


ნახ.1.2

ბულია საწყისი სიჩქარისაგან. თითოეული მათგანის გრაფიკული გამოსახულება ნაჩვენებია ნახ. 1.2 ა,ბ-ზე. ტვირთის სრული გადაადგილება x მიიღება პირველი ორი მრუდის ორდინატების შეჯამებით (ნახ. 1.2გ). მუდმივი კოეფიციენტები c_1 და c_2 შეიძლება მეორენაირადაც წარმოვადგინოთ $c_1 = A \sin \alpha_0$, $c_2 = A \cos \alpha_0$ და ამონახსნი (1.4) მიიღებს სახეს

$$x = A \cos \alpha_0 \sin pt + A \sin \alpha_0 \cos pt, \text{ ანუ}$$

$$x = A \sin(pt + \alpha_0). \quad (1.5)$$



ნახ.1.3

თუ ჩავსვამთ (1.5)-ში და სიჩქარის გამოსახულებაში $x = A p \cos(pt + \alpha_0)$ მნიშვნელობებს: $t=0, x = x_0, \dot{x} = \dot{x}_0$, მივიღებთ A და α -ს განსაზღვრისათვის განტოლებებს

$$x_0 = A \sin \alpha_0, \quad \dot{x}_0 = A p \cos \alpha_0, \quad \text{სადაც}$$

$$A = \sqrt{c_1^2 + c_2^2} = \sqrt{x_0^2 + \frac{(\dot{x}_0)^2}{p^2}}; \quad \text{tg } \alpha_0 = kx_0 / \dot{x}_0.$$

განვიხილოთ მავალითი.

M მასის ტვირთი ჩამოკიდებულია ზამბარაზე, რომლის მასაც შეიძლება უგულებელვყოთ. რხევითი მოძრაობის ტვირთზე მოქმედებს ორი ძალა: სიმძიმის ძალა Mg და ზამბარის მიერ შექმნილი დრეკადობის ძალა F . საჭიროა შევადგინოთ მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება.

მოენიშნოთ ნახ. 1.3-ზე სამი მდგომარეობა: O_1 – ზამბარის ქვედა ბოლო არადეფორმირებად მდგომარეობაში (l_0 - ზამბარის სიგრძე არადეფორმირებად მდგომარეობაში), O - ზამბარაზე დაკიდებული ტვირთის წონასწორობის მდგომარეობა, M -ტვირთის მდგომარეობა მისი მოძრაობისას. ავლნიშნოთ O_1O $\delta_{\text{სტ}}$ -ით (ზამბარის სტატიკური დეფორმაცია); მივმართოთ x ღერძი ვერტიკალურად ქვევით და ავირჩიოთ ათვლის დასაწყისად ტვირთის წონასწორობის მდგომარეობა (O წერტილი).

ჰუკის კანონის თანახმად, შედარებით მცირე გადაადგილებებისას დრეკადობის ძალის მოდული ზამბარის დეფორმაციის პროპორციულია. ჩვენ შემთხვევაში ზამბარის დეფორმაცია ტოლია $\delta_{\text{სტ}} + x$, ამიტომ $F = c(\delta_{\text{სტ}} + x)$, სადაც c პროპორციულობის, ანუ ზამბარის სიხისტის კოეფიციენტი.

ცხადია, რომ სიხისტის კოეფიციენტი რიცხობრივად იმ ძალის ტოლია, რომელიც უნდა მოვდოთ ზამბარის ბოლოზე მისი დეფორმაციისათვის სიგრძის ერთეულზე. F ძალის გეგმილი x ღერძზე ტოლია $c(\delta_{\text{სტ}} + x)$. ტვირთის მოძრაობის დიფერენციალურ განტოლებას ექნება სახე:

$$M \ddot{x} = Mg - c(\delta_{\text{სტ}} + x),$$

თუ ტვირთი იმყოფება წონასწორობის მდგომარეობაში, მაშინ სიმძიმის ძალა Mg წონასწორდება დრეკადობის ძალით, რომელიც წონასწორობის დროს ტოლია $c\delta_{\text{სტ}}$ (რადგან ამ დროს $x=0$), შესაბამისად,

$$Mg = c \delta_{\text{სტ}};$$

ამის გათვალისწინებით მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება მიიღებს სახეს:

$$M \ddot{x} = -cx$$

ანუ
$$\ddot{x} + p^2 x = 0$$

სადაც $p^2 = c/M$. მიღებული დიფერენციალური განტოლება თანხვედბა განტოლება (1.1)-ს, ამიტომ ზამბარაზე დაკიდებული ტვირთი ასრულებს ჰარმონიულ რხევას p სიხშირით.

მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების გამოსახულების სირთულე დამოკიდებულია კოორდინატა სათავეის არჩევაზე. მაგალითად, თუ კოორდინატა სათავედ არჩეულია O_1 წერტილი, მაშინ $F_x = -cx$ და ტვირთის მოძრაობის განტოლება მიიღებს სახეს

$$M \ddot{x} = mg - cx, \quad \text{ანუ} \quad \ddot{x} + p^2 x = g.$$

თუ კოორდინატა სათავეს ავიღებთ ზამბარის უძრავ ბოლოში A , მაშინ $F_x = -c(x-l_0)$ და მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება იქნება

$$M \ddot{x} = Mg - c(x-l_0),$$

რომელიც გამარტივების შემდეგ მიიღებს სახეს

$$\ddot{x} + p^2 x = g + p^2 l_0.$$

ამრიგად, ათვლის დასაწყისის რაციონალური არჩევით შეიძლება გამარტივდეს მოძრაობის დიფერენციალური განტოლების ფორმა და შესაბამისად მისი ამოხსნა.

1. 2. ჰარმონიული ძალით გამოწვეული იძულებითი რხევები

განვიხილოთ შემთხვევა, როდესაც აღმდგენ (დრეკად) ძალასთან ერთად მატერიალურ წერტილზე მოქმედებს აგრეთვე ჰარმონიული კანონით ცვლადი აღმგზნები ძალა

$$F(t) = H \sin(\omega t + \delta),$$

სადაც H არის ამპლიტუდა, ω - სიხშირე, δ -აღმგზნები ძალის საწყისი ფაზა. მოძრაობის დიფერენციალურ განტოლებას ექნება სახე

$$M \ddot{x} + kx = H \sin(\omega t + \delta),$$

ან, თუ გავყოფთ ორივე მხარეს M -ზე, მივიღებთ

$$\ddot{x} + p^2 x = h \sin(\omega t + \delta), \quad (1.6)$$

სადაც $p = \sqrt{k/M}$ - თავისუფალი რხევის სიხშირე, $h = H/M$.

დიფერენციალური განტოლების (1.6) საერთო ამონახსნი წარმოადგენს ორი ამონახსნის ჯამს $x = x_1 + x_2$, რომელთაგან x_1 ერთგვაროვანი, ანუ თავისუფალი რხევის განტოლების (1.1) ამონახსნია, ხოლო x_2 - განტოლების (1.6) კერძო ამონახსნი. შესაბამისად,

$$x_1 = c_1 \cos pt + c_2 \sin pt,$$

ხოლო კერძო ამონახსნს ვეძებთ შემდეგი სახით

$$x_2 = a \sin(\omega t + \delta); \quad (1.7)$$

x_2 -ის ჩასმით (1.6)-ში მივიღებთ დამოკიდებულებას

$$a(p^2 - \omega^2) = h,$$

საიდანაც, როცა $p \neq \omega$, ვპოულობთ

$$a = \frac{h}{p^2 - \omega^2}; \quad (1.8)$$

შესაბამისად, საერთო ამონახსნს ექნება სახე

$$x = c_1 \cos pt + c_2 \sin pt + \frac{h}{p^2 - \omega^2} \sin(\omega t + \delta). \quad (1.9)$$

ამ განტოლების მარჯვენა ნაწილი წარმოადგენს თავისუფალი (p სიხშირით) და იძულებითი (ω სიხშირით) რხევების ჯამს.

თუ $p > \omega$, მაშინ $a > 0$ და (1.7)-ის თანახმად იძულებით რხევებს აქვთ იგივე ფაზა, რაც აღმგზნებ ძალას; თუ კი $p < \omega$, მაშინ $a < 0$ და (1.8) ფორმულიდან და (1.9) -ის გათვალისწინებით, იძულებითი რხევებისათვის მივიღებთ

$$x_2 = -\frac{h}{\omega^2 - p^2} \sin(pt + \delta) = \frac{h}{\omega^2 - p^2} \sin(pt + \delta + \pi).$$

ამრიგად, როცა $p > \omega$ იძულებითი რხევები დაძრულია π ფაზით აღმგზნები ძალის მიმართ. უნდა აღინიშნოს, რომ (1.7) ფორმულის მიხედვით

იძულებითი რხევის ამპლიტუდა არ არის დამოკიდებული მოძრაობის საწყისი პირობებისაგან.

როგორც შემდგომში გამოჩნდება, წინააღმდეგობის ძალები, რომლებიც წინა მსჯელობებში არ იყო გათვალისწინებული, აქრობენ თავისუფალ რხევებს და თითქმის არ ცვლიან იძულებითი რხევის ამპლიტუდას, თუ ω მნიშვნელოვნად განსხვავდება p -გან; ამიტომ ამ პირობებში, წერტილის მოძრაობის განსაზღვრისათვის გარკვეული დროის გავლის შემდგომ შეიძლება შემოვისაზღვროთ მხოლოდ იძულებითი რხევებით და შევინარჩუნოთ (1.9) განტოლებაში მხოლოდ ბოლო შესაკრები.

მოძრაობის საწყის და დამყარებულ რეჟიმებში გარდამავალი მოძრაობების შესწავლისათვის აუცილებელია საერთო ამონახსნის (1.9) სრული განხილვა; ამისათვის ხელახლად განვიხილოთ

საწყისი პირობები: როცა $t=0$, $x=x_0$ და $\dot{x}=\dot{x}_0$ და ჩავსვათ ისინი (1.6) განტოლების მე-2 ამონახსნში (1.9) და სიჩქარის გამოსახულებაში, რომელიც მიიღება ამ ამონახსნის დიფერენცირებით

$$\dot{x} = -pc_1 \sin pt + pc_2 \cos pt + \frac{\omega h}{p^2 - \omega^2} \cos(\omega t + \delta),$$

აღნიშნული პროცედურების შედეგად და საწყისი პირობებიდან მიიღება c_1 და c_2 მნიშვნელობები

$$c_1 = x_0 - \frac{h}{p^2 - \omega^2} \sin \delta,$$

$$c_2 = \frac{\dot{x}_0}{p} - \frac{h}{p(p^2 - \omega^2)} \cos \delta$$

და განტოლება (1.9) მიიღებს საბოლოო სახეს

$$x = x_1 + x_2 + x_3 = x_0 \cos pt + \frac{\dot{x}_0}{p} \sin pt - \frac{h}{p^2 - \omega^2} \times \quad (1.10)$$

$$\times (\sin \delta \cos pt + \frac{\omega}{p} \cos \delta \sin pt) + \frac{h}{p^2 - \omega^2} \sin(\omega t + \delta).$$

(1.10) ტოლობით წარმოდგენილი მოძრაობა შეიძლება განვიხილოთ, როგორც შემდეგი შესაკრებების ჯამი:
 1) წერტილის თავისუფალი რხევები, რომლებიც აღმოცენდებიან აღმგზნები ძალის მოქმედების გარეშე, თუ სისტემას გამოვიყვანთ წონასწორობიდან

$$x_1 = x_0 \cos pt + \frac{\dot{x}_0}{p} \sin pt$$

2) აღმგზნები ძალის მიერ გამოწვეული რხევები საკუთარი სიხშირით

$$x_2 = \frac{h}{p^2 - \omega^2} (\sin \delta \cos pt + \frac{\omega}{p} \cos \delta \sin pt)$$

3) აღმგზნები ძალის სიხშირესთან თანხვედრილი იძულებითი რხევები

$$x_3 = \frac{h}{p^2 - \omega^2} \sin(\omega t + \delta).$$

თუ აღმგზნები ძალის სიხშირე ω სიდიდით თანხვედება საკუთარი რხევის სიხშირეს p აღმოცენდება რეზონანსული რხევა. რეზონანსის დროს

აღმგზნები ძალა მოქმედებს “ტაქტში” საკუთარ რხევებთან, რაც იწვევს წერტილის განსაკუთრებით ინტენსიურ გაქანებას. რეზონანსის დროს რხევები იზრდება, რაშიც შეიძლება დავრწმუნდეთ შემდეგნაირად: მივუახლოვოთ ω - ს მნიშვნელობა p -ს (1.10) ტოლობაში; ამასთან ორი ბოლო რხევის შეჯამება, როდესაც $\omega = p$ წარმოადგენს 0/0 სახის განუსაზღვრელობას.

თუ გავხსნით ამ განუსაზღვრელობას ცნობილი წესით (შევცვლით მრიცხველს და მნიშვნელს მათი p -თი წარმოებულებით), მივიღებთ

$$[x_2 + x_3]_{\omega=p} = h \left[\frac{-(1/p) \cos \delta \sin pt + t \cos(\omega t + \delta)}{-2\omega} \right]_{\omega=p} =$$

$$= \frac{h}{2p^2} [\cos \delta \sin pt - pt \cos(pt + \delta)]$$

ამრიგად, რეზონანსის შემთხვევაში ($\omega = p$), წერტილის მოძრაობა განისაზღვრება განტოლებით

$$x = x_0 \cos pt + \frac{x_0}{p} \sin pt + \frac{h}{2p^2} [(\cos \delta \sin pt -$$
 (1.11)
$$- pt \cos(pt + \delta)],$$

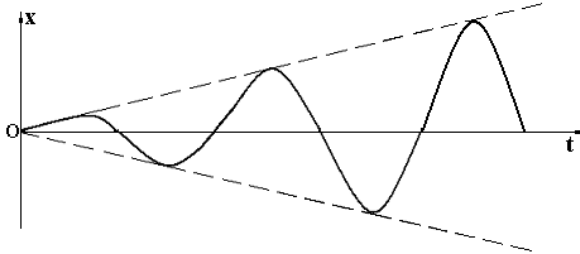
რომელიც შეიცავს რეზონანსისთვის დამახასიათებელ რხევის მდგენელს

$$- \frac{ht}{2p} \cos(pt + \delta),$$

რომელშიც t დგას მამრავლად კოსინუსის წინ. ამ

მამრავლის წყალობით მატერიალური წერტილის აბსცისა x , გადავა რა დადებითი მნიშვნელობებიდან უარყოფითში, განუსაზღვრელად იწყებს ზრდას.

კერძო შემთხვევაში, როცა $\delta = 0$, $x_0 = 0$, $\dot{x}_0 = 0$ რეზონანსული რხევის გრაფიკი ნაჩვენებია ნახ. 1.4-ზე



ნახ. 1.4

რეზონანსის მოვლენა ზრდადი ამპლიტუდის თანმხლები რხევებით შეიძლება კონსტრუქციის რღვევის მიზეზი გახდეს ან შექმნას მასში საშიში დაზიანებები; ამიტომ მნიშვნელოვან ამოცანას წარმოადგენს რეზონანსის აღმოცენების შესაძლებლობის თავიდან აცილება; ამისათვის აღმუშნები ძალების სიხშირეები შეიძლება დაგვარად შორს უნდა იყვნენ საკუთარი რხევების სიხშირეებისაგან.

წარმოვადგინოთ აღმუშნები ძალის რხევების (1.8) ამპლიტუდა

$$a = \frac{h}{|p^2 - \omega^2|},$$

როგორც ორი თანამამრავლის ნამრავლი

$$a = \frac{h}{p^2} \cdot \frac{h}{|1 - (\omega/p)^2|}. \quad (1.12)$$

შეგვიხსნათ, რომ პირველი მამრავლი წარმოადგენს წერტილის სტატიკურ გადაადგილებას მუდმივი ძალის H მოქმედებით. მართლაც, $\frac{c}{m} = p^2$ და $\delta_{s_0} = mg/c$ გამოსახულებების მიხედვით

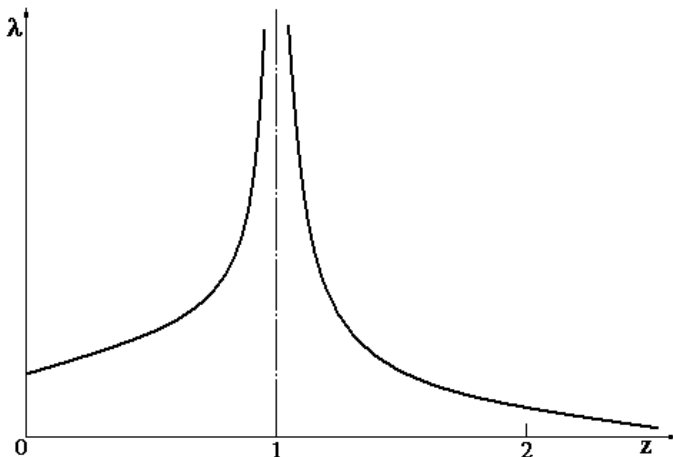
$$\frac{h}{p^2} = \frac{h}{mp^2} = \frac{H^2}{c} .$$

შემოვიღოთ დინამიურობის კოეფიციენტი λ , რომელიც მიიღება იძულებითი რხევის ამპლიტუდის A შეფარდებით იმ სტატიკურ გადაადგილებასთან $\frac{h}{p^2}$, რომელიც მიიღებოდა თუ აღმგზნები ძალა იქნებოდა მუდმივი სიდიდის H ; $z = \omega / p$ ვუწოდოთ რღვევის ანუ გაშლის კოეფიციენტი. ახალი აღნიშვნებით ტოლობა (1.12) მიიღებს სახეს

$$\lambda = \frac{1}{|1 - z^2|} . \quad (1.13)$$

λ -ის z -ზე დამოკიდებულების გრაფიკი ნაჩვენებია ნიხ.5-ზე, როცა $z=0, \lambda=1$, როცა $z=1$, (რაც რეზონანსს შეესაბამება), $\lambda = \infty$.

მხედველობაში უნდა მივიღოთ, რომ აღმგზნები ძალის სიხშირის არეში, რომელიც ახლოსაა თავისუფალი რხევის სიხშირესთან არ შეიძლება განვიხილოთ როგორც მხოლოდ იძულებითი რხევები და უგულებელყოთ თავისუფალი რხევები, რადგან თავისუფალი და იძულებითი რხევების ურთიერთქმედებისას, როცა $\omega = p$, აღმოცენდება



ნახ. 1.5

მოძრაობა დროის პროპორციულად ზრდადი გადახრებით. რეზონანსი წარმოადგენს მოძრაობების შეკრების (ზედღების) მოვლენას და არა “იძულებით რხევას უსაზღვროდ დიდი ამპლიტუდით”. ავლნიშნავთ კიდევ, რომ $\lambda \rightarrow 0$, როცა $z \rightarrow \infty$, ე.ი. ძალიან დიდი სიხშირის აღმზნები ძალის დროს იძულებითი რხევები ძალიან მცირეა.

1.3. თავისუფალი რხევები ბლანტი წინააღმდეგობით

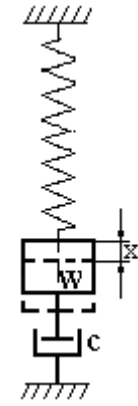
წინა პარაგრაფებში, თავისუფალი და იძულებითი რხევების განხილვისას არ იყო გათვალისწინებული დისიპატიური ძალების გავლენა, როგორცაა მაგალითად, ხახუნის ძალები ან ჰაერის წინააღმდეგობა. შედეგად მივიღეთ, რომ თავისუფალი რხევების ამპლიტუდა რჩება უცვლელი დროში; მაგრამ როგორც ექსპერიმენტები გვიჩვენებს, ამპლიტუდა

დროის მიხედვით მცირდება და რხევები თანდა-
თანობით ქრებიან.

იძულებითი რხევების თეორიიდან გამომდი-
ნარეობს, რომ რეზონანსის შემთხვევაში ამპლიტუდა
შეიძლება უსაზღვროდ გაიზარდოს, მაგრამ როგორც
ცნობილია, პრაქტიკულად ამპლიტუდას დემპფერების
შედევად ყოველთვის აქვს გარკვეული სასრული
მნიშვნელობა რეზონანსის დროსაც კი.

იმისათვის, რომ ჩატარდეს რხევის ანალიტიკური
განხილვა რეალურ პირობებთან შესაბამისობაში,
აუცილებელია გათვალისწინებულ იქნას წინააღმდე-
გობის ძალები. ეს ძალები შეიძლება იყოს
სხვადასხვა წარმოშობის: ხახუნი მშრალ
ზედაპირებს შორის, ხახუნი შეზეთილ ზედაპირებს
შორის, ჰაერის ან სითხის წინააღმდეგობა,
ელექტრული დემპფირება, მასალების არასრული
დრეკადობით განპირობებული შინაგანი ხახუნი და
ა.შ. ენერჯის განბნევის ყველა ჩამოთვლილი
მიზეზებიდან შემთხვევა, როდესაც წინააღმდეგობის
ძალა სიჩქარის პროპორციულია წარმოადგენს
ყველაზე მარტივ შემთხვევას მათემატიკური კვლევის
თვალსაზრისით. ამიტომ უფრო რთული სახის
წინააღმდეგობის ძალებს ცვლიან ექვივალენტური
ბლანტი დემპფირებით. ექვივალენტურ დემპფირებას
საზღვრავენ იმ პირობიდან, რომ ერთი ციკლის
განმავლობაში მოხდეს იმდენივე ენერჯის განბნევა,
რამდენიც მოხდება წინააღმდეგობის რეალური
ძალების მოქმედებისას.

განვიხილოთ სისტემა, რომელიც შედგება მასისა
და ზამბარისაგან დემპფერით (ნახ. 1.6). ამ
შემთხვევაში დიფერენციალურ განტოლებას აქვს
სახე



ნახ. 1.6

$$\frac{W}{g} \ddot{x} = W - (W + kx) - c \dot{x} \quad (1.14)$$

c წარმოადგენს დემპფირების კოეფიციენტს და აქვს ერთეულ სიხქარეზე მოსული განზომილება. ნიშანი “ - “ ნიშნავს, რომ ამ ძალას ყოველთვის აქვს სიხქარის საწინააღმდეგო მიმართულება. თუ გავყოფთ ორივე მხარეს W/g -ზე და შემოვიღებთ აღნიშვნებს $p^2 = kg/W$; $2n = cg/W$, მივიღებთ თავისუფალი რხევის განტოლებას ბლანტი წინააღმდეგობით

$$\ddot{x} + 2n \dot{x} + p^2 x = 0; \quad (1.15)$$

ამ განტოლებისათვის გამოვიყენოთ მუდმივკოეფიციენტებიანი წრფივი დიფერენციალური განტოლებების ამოხსნის ჩვეულებრივი მეთოდი და საძებნი ამოხსნისათვის შევირჩიოთ შემდეგი ფორმა

$$x = C e^{rt} \quad (1.16)$$

სადაც e - ნატურალური ლოგარითმის ფუნქცია, t - დრო, r - მუდმივი, რომელიც განისაზღვრება პირობიდან, რომ გამოსახულებამ (16) დააკმაყოფილოს განტოლება (15). (16) - ის (15) - ში ჩასმით მიიღება

$$r = -n \pm \sqrt{n^2 - p^2}.$$

ჯერ განვიხილოთ შემთხვევა, როდესაც $n^2 < p^2$, მაშინ

$p_1 = p^2 - n^2$ არის დადებითი სიდიდე და განტოლების ამონახსნები იქნება

$$r_1 = -n + i p_1; \quad r_2 = -n - i p_1;$$

თუ ამ ამონახსნებს ჩავსვამთ (1.16)-ში მივიღებთ განტოლების (1.15) ორ ამონახსნს; მათი ჯამი ან სხვაობა გამრავლებული ნებისმიერ მუდმივზე აგრეთვე იქნება ამონახსნი. ამ შემთხვევაში გვექნება

$$x_1 = \frac{C_1}{2}(e^{r_1 t} + e^{r_2 t}) = C_1 e^{-nt} \cos p_1 t;$$

$$x_2 = \frac{C_2}{2}(e^{r_1 t} - e^{r_2 t}) = C_2 e^{-nt} \sin p_1 t .$$

ამ ამონახსნების შეჯამებით მივიღებთ განტოლების (15) საერთო ამონახსნს

$$x = e^{-nt} (C_1 \cos p_1 t + C_2 \sin p_1 t), \quad (1.17)$$

სადაც C_1 და C_2 – მუდმივებია, რომელთა განსაზღვრა ხდება საწყისი პირობებიდან.

მამრავლი e^{-nt} მცირდება დროის გაზრდით, ამიტომ დასაწყისში აღმოცენებული რხევები თანდათან იწყებენ ჩაქრობას.

ამონახსნი (1.17)-ის ფრჩხილებში მოთავსებული გამოსახულება ფორმით თანხვედება თავისუფალი რხევის ამონახსნს დემპფერების გარეშე (1.2); იგი წარმოადგენს პერიოდულ ფუნქციას წრიული სიხშირით

$$p_1 = \sqrt{p^2 - n^2}$$

და ეწოდება მიღწეადი რხევების წრიული სიხშირე დემპფერებისას; შესაბამისად, მისი პერიოდი

$$\tau_1 = \frac{2\pi}{p_1} = \frac{2\pi}{p} \frac{1}{\sqrt{1 - (n^2/p^2)}}.$$

თუ შევადარებთ ამ სიდიდეს თავისუფალი რხევის პერიოდს $\tau = \frac{2\pi}{p}$ დემპფერების გარეშე, დავინახავთ

$\tau_1 > \tau$. მაგრამ, თუ $n < p$, პერიოდის ზრდა უმნიშვნელოა და შეიძლება უგულებელვყოთ.

განტოლება (1.17)-ში მუდმივების C_1 და C_2 განსაზღვრისათვის მივიღოთ, რომ როცა

$t = 0$, $x = x_0$ და $\dot{x} = \dot{x}_0$; თუ ჩავსვამთ მათ (1.17)-ში და მის წარმოებულში დროით, მივიღებთ

$$C_1 = x_0; \quad C_2 = \frac{\dot{x}_0 + nx_0}{p_1}.$$

მიღებული მნიშვნელობების (1.17)-ში შეტანით მივიღებთ

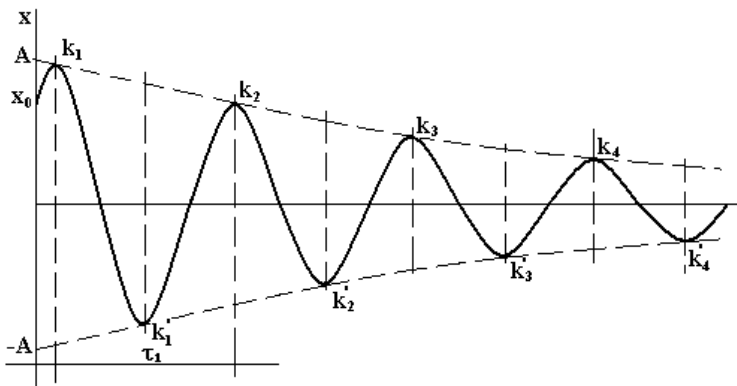
$$x = e^{-nt} \left(x_0 \cos p_1 t + \frac{\dot{x}_0 + nx_0}{p_1} \sin p_1 t \right), \quad (1.18)$$

გამოსახულება (1.18) შეიძლება ჩავწეროთ ექვივალენტური ფორმით

$$x = Ae^{-nt} \cos(p_1 t - \alpha_1). \quad (1.19)$$

სადაც $A = \sqrt{C_1^2 + C_2^2} = \sqrt{x_0^2 + (\dot{x}_0 + nx_0)^2 / p_1^2}$ - ამპლიტუ-

დის მაქსიმალური მნიშვნელობა; $\alpha_1 = \arctg \frac{C_2}{C_1} =$
 $= \arctg \left(\frac{x_0 + nx_0}{p_1 x_0} \right)$. შეიძლება ჩავთვალოთ, რომ გამოსახულება (1.19) ასახავს ფსევდოჰარმონიულ მოძრაობას ექსპონენციალური კანონით კლებადი ამპლიტუდით Ae^{-nt} , ფაზური კუთხით α_1 , პერიოდით $\tau_1 = 2\pi/p_1$ (ნახ. 1.7).



ნახ.1.7

მომვლები, რომლის გამოსახულებაა $\pm Ae^{-nt}$ ეხება რხევის გრაფიკს $k_1, k'_1, k_2, k'_2, \dots$, წერტილებში, რომლის ორდინატები დაშორებულია ერთმანეთისაგან დროის თანაბარი ინტერვალებით $\tau/2$.

რხევის ჩაქრობის სიჩქარე დამოკიდებულია დემპფერების კოეფიციენტისაგან n/p , ამასთან, როგორც ნახ. 1.7 –დან ჩანს ორი მომიჯნავე ამპლიტუდის ფარდობა

$$\frac{x_{k_i}}{x_{k_{(i+1)}}} = \frac{Ae^{-nt_i}}{Ae^{-n(t_i+\tau_1)}} = e^{n\tau_1} = e^\delta. \quad (1.20)$$

სიდიდეს $\delta=n\tau_1$ ეწოდება ჩაქრობის ლოგარითმული დეკრემენტი და განისაზღვრება შემდეგი ფორმულით:

$$\delta = \ln \frac{x_{k_i}}{x_{k_{(\tau+1)}}} = n\tau_1 = \frac{2\pi m}{p_1} \approx \frac{2\pi m}{p}.$$

განტოლება (1.20)-ის გამოყენება შეიძლება n -ის ექსპერიმენტული განსაზღვრისათვის. ამისათვის აუცილებელია ექსპერიმენტულად განისაზღვროს რხევის მხოლოდ ორი მეზობელი ამპლიტუდა. უფრო დიდი სიზუსტე მიიღება იმ შემთხვევაში, თუ ვისარგებლებთ j ციკლით დაშორებული ორი ამპლიტუდის შეფარდებით. ამ შემთხვევაში

$$\delta = \frac{1}{j} \ln \frac{x_{k_i}}{x_{k_{(i+j)}}}.$$

თავი II

სარელსო ტრანსპორტის დინამიკა

შესავალი

სარელსო ტრანსპორტი ფართოდ გამოიყენება სამთო წარმოებაში როგორც მიწისქვეშა, ისე მიწისზედა სატრანსპორტო სამუშაოებისათვის. სარელსო ტრანსპორტი წარმოადგენს ერთიან სისტემას, სადაც სარელსო გზასთან ურთიერთკავშირშია საშახტე ვაგონეტები, საკარიერო და საზოგადოებრივი ვაგონები, თბომავლები, ელმავლები და ა.შ.

არსებობს სამთამადნო სარელსო ტრანსპორტის სახესხვაობები:

1) საშახტე ვაგონეტები – სატვირთო, სამგზავრო, სპეციალური (მაგ. სახანძრო) და ა.შ., როგორც პორიზონტალური, ისე დახრილი გვირაბებისათვის;

2) საერთო ბადური და კარიერის სატრანსპორტო ვაგონები: დახურული, ღია, ბაქნები;

3) საშახტე და კარიერის საელმავლო ტრანსპორტი – მისი საშუალებით შესაძლებელია ნებისმიერი ტვირთის ნებისმიერ მანძილზე ტრანსპორტირება;

4) კარიერის სათბომავლო ტრანსპორტი და ა.შ.

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

ამასთან დაკავშირებით პრაქტიკულად დგება საკითხები:

1) მატარებლების მოძრაობის დროს აღმოცენებული მოძრავი შემადგენლობისა და გზის რხევების თვისებებისა და სიდიდეების განსაზღვრა;

2) რელსებსა და ბორბლებს და გზის სხვა კონსტრუქციულ ელემენტებს შორის აღმოცენებული 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 განსაზღვრასთან და კვლევასთან. ამასთან, თანამედროვე მიდგომა ითვალისწინებს მექანიკური სისტემების და მათ შორის მოძრავი შემადგენლობისა და გზის ურთიერთმოქმედების კვლევას ერთიანი მიდგომის საფუძველზე.

დაპროექტებისას აუცილებელია გათვალისწინებულ იქნას ძირითადი მოთხოვნები, რომლებიც წაყენება მოძრავ შემადგენლობას:

ა) ლოკომოტივის შიგნით მოწყობილობების დინამიკურად რაციონალური განლაგება;

ბ) უსაფრთხო მოძრაობისა და ეკიპაჟის საიმედოობის გაზრდა;

გ) მოძრავ შემადგენლობაზე ტვირთების განლაგების წესის დამუშავება;

დ) ეკიპაჟის რელსზე ძალოვანი ზემოქმედების შემცირება;

ე) მოძრაობის სიმდოვრის უზრუნველყოფა;

ვ) ტვირთებზე მექანიკური ზემოქმედების შემცირება;

ზ) მგზავრების გადაყვანის კომფორტის მოთხოვნების უზრუნველყოფა.

ყოველივე ეს მოითხოვს თვისობრივად და რაოდენობრივად ზუსტად და სწორად აიწეროს ეკიპაჟის გზაზე მოძრაობის დროს განვითარებული დინამიკური პროცესები და შესაძლებელი იყოს ამ პროცესების მართვა.

ნებისმიერი სატრანსპორტო სისტემის ძირითადი ტექნიკური პრინციპი და ამოცანა მდგომარეობს მაქსიმალური რაოდენობის ადამიანების 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 ნაწილების ბრუნვითი რხევები და გალოპირება.

ჰორიზონტალურ განივ რხევებს მიეკუთვნება ეკიპაჟის ქნევითი (კლაკლინი) მოძრაობა შერეულრეზული ნაწილების განზიდვითი რხევა, გვერდითი ქანაობა.

ჰორიზონტალურ გრძივ რხევებს მიეკუთვნება ეკიპაჟის ბიძვითი მოძრაობა.

მოძრავი შემადგენლობის გზაზე ზემოქმედების შეფასებისას საზღვრავენ ეკიპაჟზე მოქმედი ძალების (ვერტიკალური, ჰორიზონტალური, განივი და გრძივი), გადაადგილებების, ეკიპაჟის ელემენტების

სიჩქარეების და აჩქარებების, მათში დაძაბულობების, ნარჩენი დეფორმაციების დაგროვების ინტენსივობის მნიშვნელობებს.

2.1. რელსური ტრანსპორტის (ეკიპაჟის) დრეკადი კავშირები.

ეკიპაჟის დრეკად ელემენტებს მიეკუთვნება ფურცლოვანი რესორები, ზამბარები, რეზინმეტალური ელემენტები. ფურცლოვანი რესორის სიხისტე განისაზღვრება ფორმულით

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

სადაც b - რესორის ფურცლის სიგანე, 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 ფარდობას უწოდებენ რესორების ფარდობითი ხახუნის კოეფიციენტს

$$\varphi = F / P,$$

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

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

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

სადაც μ - ფურცლებს შორის ხახუნის კოეფიციენტი.

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

ცილინდრული ზამბარების სიხისტე განისაზღვრება ფორმულით

$$C_z = Gd^4 / (8D^3n),$$

სადაც G - ზამბარის მასალის ძვრის მოდული; D - ზამბარის საშუალო დიამეტრი, d - ზამბარის ხეიის დიამეტრი, n - ზამბარის მუშა ხეიების რაოდენობა.

მატარებლების სიჩქარეების მნიშვნელოვან ზრდასთან დაკავშირებით სამგზავრო ვაგონებზე აყენებენ პნევმატიკურ რესორებს: მათ აქვთ მცირე მასა, თითქმის მთლიან იზოლაციას უკეთებენ ვაგონებს ურიკაში აღმოცენებული ხმაურისა და ვიბრაციებისაგან.

2.2. ზოგიერთი განმარტებები

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

გზის სიხისტე. გზის ვერტიკალური სიხისტე $C_z^b, \text{ნ/მ}$ განისაზღვრება რელსის თავის შუაში მოდებული ვერტიკალური ძალის Q ფარდობით ვერტიკალურ გაღუნვასთან z_g , ამ ძალის მოდების წერტილში. გზაში რელსის ჰორიზონტალური განივი (გერდითი) სიხისტე დამოკიდებულია შუასადებების სიხისტეზე რელსსა და ქვესადებს შორის, ქვესადებსა და შპალს შორის, რელსის ძირის საყრდენის განივ სიხისტეზე სამაგრებში, აგრეთვე ვერტიკალური დატვირთვისაგან, რომელიც გადაეცემა საყრდენებს რელსებისაგან.

გზის დაყვანილი მასა. გზისა და მოძრავი შემადგენლობის ურთიერთმოქმედების მიახლოებით გამოთვლებში და კვლევებში ჩვეულებრივად თვლიან, რომ რელსისა და მოძრავი ბორბლის კონტაქტის წერტილში ბორბალთან მუდმივად ურთიერთმოქმედებს ამ წერტილში შეყურსული გზის დაყვანილი მასა; მისი მოქმედება “გზა – ბორბალი” რხევით სისტემაზე ექვივალენტურია გზის განაწილებული მასის მოქმედებისა დიდ სიგრძეზე.

გზის მასის დაყვანისას მოძრავი ბორბლის კონტაქტის წერტილზე, იყენებენ დაყვანილი პარამეტრების საანგარიშო სქემას, ან გზისა და მოძრავი შემადგენლობის ე.წ. წრფივ სქემას (ნახ. 2.1) [25].

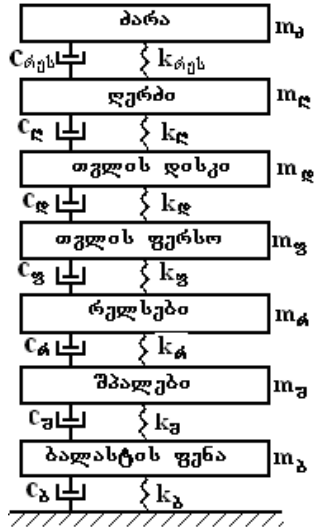
კ. შმიდტის განსაზღვრით [6] ბორბლის კონტაქტთან დაყვანილი გზის მასა განისაზღვრება ფორმულით:

$$m_{\text{გ.გზ}} = 3P_{\text{გ.გზ}} / 2gk_z^b,$$

სადაც $P_{\text{გ.გზ}} - 1$ მ რელსი-შპალის გისოსის დაყვანი-

ლი წონა; k_z^0 - უწოდებენ რელსისა და რელსის ქვედა ფუძის ფარდობით სიხისტეს (იზომება სმ⁻¹, ან მ⁻¹).

ასევე განისაზღვრება m_0 :



ნახ. 2.1

$$m_0 = 3P_0 / 2g k_z^0 [z_0 / z_0],$$

სადაც $P_0 - 1$ მ ბალასტის პრიზმის დაყვანილი წონა; z_0 - ბალასტის ფენის დაყვანილი მასის დრეკადი ვერტიკალური გადაადგილება; z_0 - ბორბლისა და რელსის კონტაქტის წერტილის დრეკადი გადაადგილების საშუალო მნიშვნელობა.

2. 3. ეკიპაჟის ზოგადი დინამიკური მოდელი

სხეულის მოძრაობის სრული აღწერისათვის მიზანშეწონილია მისი განხილვა სივრცეში [4]. ასეთი მიდგომა განსაკუთრებით მნიშვნელოვანია რელსური ტრანსპორტის მიმართ, ვინაიდან ამ სისტემაში ძირითადი კვანძები ერთმანეთთან დრეკადი კავშირებით ურთიერთმოქმედებენ (თვალი-რელსის წყვილის გარდა).

ნახ. 2.2ა - ზე მოცემულია სარელსო შემადგენლობის სქემა: m_1 - შპალები, m_2 - რელსები, m_3 - თვლები, m_4 - ურიკა, m_5 - ვაგონი; ნახ. 2.2ბ - ზე მოცემულია შესაბამისი გამარტივებული სქემა: O_i , x_i , y_i , z_i - სივრცითი კოორდინატა სისტემა ($i=0, 1, 2, 3, 4, 5$); k_i , c_i - დრეკადი ელემენტების სიხისტისა და წინააღმდეგობის კოეფიციენტები; m_i - მასები.

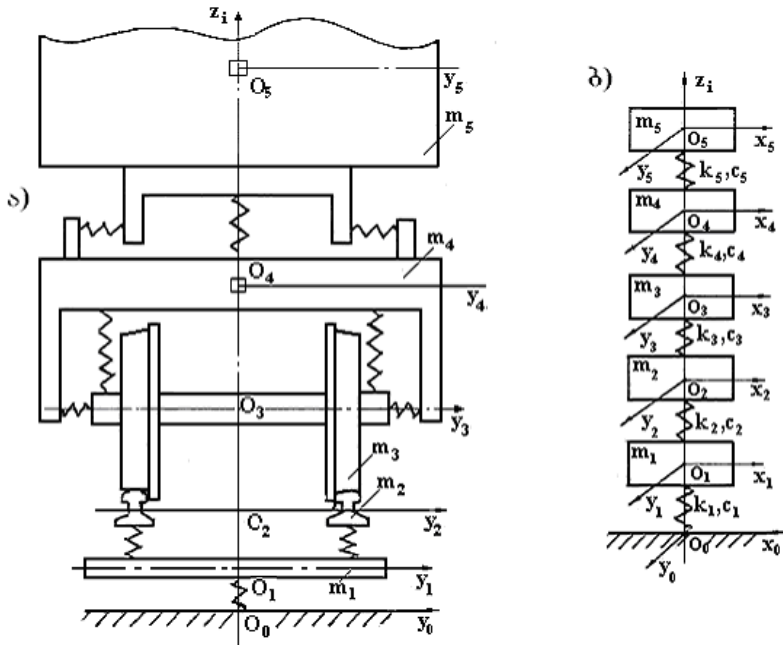
მყარი სხეულის მოძრაობის აღწერისათვის საჭიროა განისაზღვროს ამ სხეულის თავისუფალი წერტილის მდგომარეობა დროის ნებისმიერი მომენტისათვის [4].

ნახ. 2.3ა - ზე წარმოდგენილია ნახ. 2.2ა-ს შესაბამისი სქემა , სადაც თითოეული მასისთვის აღნიშნულია შესაბამისი თავისუფალი წერტილები: A_i , B_i , C_i , D_i , E_i და მათი რადიუს-ვექტორები, როგორც საკუთარი კოორდინატა სათავის მიმართ, ისე მასთან უშუალოდ დაკავშირებულ მეორე მასის კოორდინატა სათავის მიმართ - r_{ij} , R_{ij} ($i = 1, 2, 3, 4, 5; j = 1 \div n$) [2]; ნახ. 2.3 - ზე წარმოდგენილია თითოეული დრეკადი კავშირის გაშლა სივრცეში შესაბამისი მასის კოორდინატა ღერძების მიმართულებით, რაც იძლევა, მოძრაობის დიფერენციალურ განტოლებათა შედგენისას, დრეკადი ძალების მდგე-

ნელების მიღების საშუალებას კოორდინატთა ღერძებზე.

ნახ. 2.3 გ-ზე მოცემულია თითოეული მასის ბრუნვითი მოძრაობები ეილერის კუთხეების θ_i , ψ_i , φ_i ($i = 1, 2, 3, 4, 5$) საშუალებით.

მასების m_1, m_2, m_3, m_4, m_5 თავისუფალი წერტილების A_i, B_i, C_i, D_i, E_i სიხპარეგების ვექტორულ

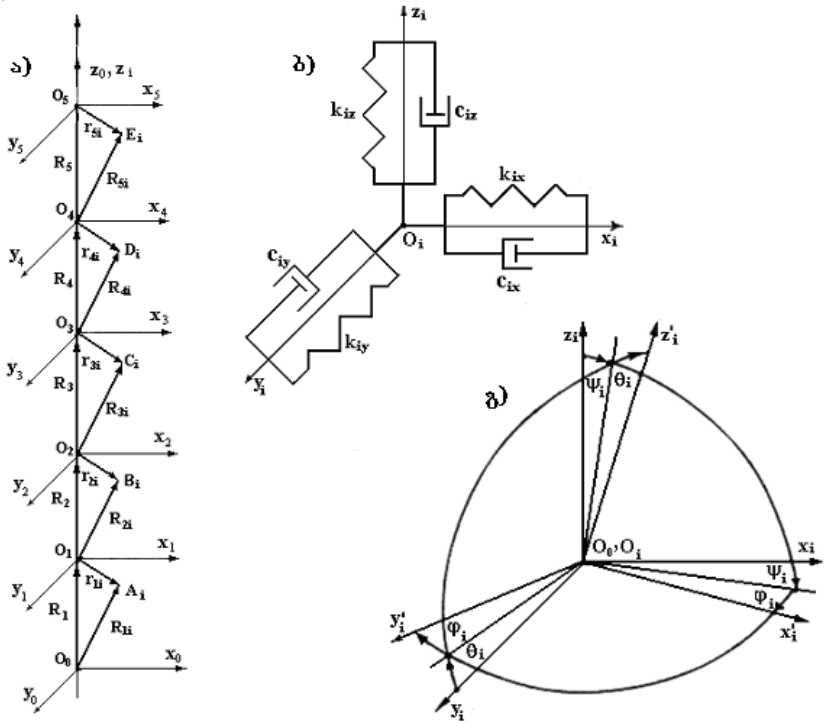


ნახ. 2.2

გამოსახულებებს აქვს სახე:

$$\begin{aligned}
 V_{A_i} &= V_{O_1} + \omega_{O_1} \times r_{li}, & V_{B_i} &= V_{O_1} + \omega_{O_2} \times r_{2i}, \\
 V_{C_i} &= V_{O_2} + \omega_{O_2} \times R_{3i} + V_{O_3} + \omega_{O_3} \times r_{3i}, \\
 V_{D_i} &= V_{O_4} + \omega_{O_4} \times r_{4i}, & V_{E_i} &= V_{O_5} + \omega_{O_5} \times r_{5i},
 \end{aligned} \tag{2.1}$$

სადაც V_{Ai}, \dots, V_{Ei} – წერტილების A_i, \dots, E_i – აბსოლუტური სიჩქარეები; V_{O1}, \dots, V_{O5} – მასების m_1, \dots, m_5 – ცენტრების საზოგადო სიჩქარეები; $\omega_{O1}, \dots, \omega_{O5}$ – მასების m_1, \dots, m_5 ბრუნვითი მოძრაობის სიჩქარეები; r_{1i}, \dots, r_{5i} – მასების თავისუფალი წერტილების საკუთარი ცენტრების მიმართ რადიუს - ვექტორები;



ნახ. 2.3.

$R_{3i} - C_i$ წერტილის რადიუს-ვექტორი შესაბამისად O_1 და O_2 ცენტრების მიმართ, ე.ი. ასახავს ამ წერტილების ბრუნვით მოძრაობას O_1 და O_2 ცენტრების მიმართ.

m_1, \dots, m_5 მასების მოძრაობები აღიწერება საკუთარ კოორდინატთა ღერძებზე $O_i x_i y_i z_i$ ($i = 1, \dots, 5$).

როგორც ნახ. 2.3 და განტოლებათა სისტემიდან (2.1) ჩანს უშუალო კონტაქტში იმყოფებიან m_2 და m_3 მასები (ლიანდაგი და წყვილთვალი), ხოლო დანარჩენი მასები ერთმანეთთან დაკავშირებული არიან დრეკადი ელემენტებით. ამიტომ ინერციული ურთიერთზემოქმედება ექნებათ m_2 და m_3 მასებს, ხოლო დანარჩენი მოსაზღვრე მასების ურთიერთ-ქმედება განხორციელდება დრეკადი ძალებით.

კოორდინატთა სისტემის ღერძებს (მასებს) შორის ბრუნვითი მოძრაობა აღიწერება ეილერის კუთხეების საშუალებით (ცხრ. 2.1), სადაც α_{ij}

ცხრილი 2.1

	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}

წარმოადგენს მიმართველ კოსინუსს ღერძებს შორის. მისი გაშლა ეილერის კუთხეებით θ, ψ, φ , კვადრატული მიახლოებით, გამოისახება ცხრ. 2.2-ის მიხედვით.

ცხრილი 2.2

	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	$-\psi_i + \varphi_i \theta_i$	$-\varphi_i \psi_i + \theta_i$	$1 - \psi_i^2 / 2 - \theta_i^2 / 2$

თითოეული მასის კინეტიკური ენერჯის გამოსახულებებს ექნება სახე:

$$T_1 = \sum_i^{n_1} M_{1i} \frac{V_{Ai}^2}{2}, \quad T_2 = \sum_i^{n_2} M_{2i} \frac{V_{Bi}^2}{2}, \quad \dots, \\ T_5 = \sum_i^{n_5} M_{5i} \frac{V_{Ei}^2}{2}. \quad (2.2)$$

V_{Ai}, \dots, V_{Ei} მნიშვნელობების ჩასმით გამოსახულებებში (2.2), მივიღებთ:

$$T_1 = \frac{1}{2} \sum_i^{n_1} M_{1i} [V_{O1}^2 + (\omega_{O1} \times r_{1i})^2 + 2V_{O1}(\omega_{O1} \times r_{1i})]; \\ T_2 = \frac{1}{2} \sum_i^{n_2} M_{2i} [V_{O2}^2 + (\omega_{O2} \times r_{2i})^2 + 2V_{O2}(\omega_{O2} \times r_{2i})]; \\ T_3 = \frac{1}{2} \sum_i^{n_3} M_{3i} [V_{O2}^2 + \omega_{O2} \times (O_2 O_3 + r_{3i}) + V_{O3} + \omega_{O3} \times r_{3i}] \quad 2$$

(სიდიდის გამო კვადრატული ფრჩხილი არ არის გასხნილი);

$$T_4 = \frac{1}{2} \sum_i^{n_4} M_{4i} [V_{O4}^2 + (\omega_{O4} \times r_{4i})^2 + 2V_{O4}(\omega_{O4} \times r_{4i})] \\ T_5 = \frac{1}{2} \sum_i^{n_5} M_{5i} [V_{O5}^2 + (\omega_{O5} \times r_{5i})^2 + 2V_{O5}(\omega_{O5} \times r_{5i})].$$

კინეტიკური ენერჯების მიღებული გამოსახულებების შეჯამებით მიიღება რელსური სისტემის მოძრაობის საერთო კინეტიკური ენერჯის გამოსახულება:

$$T = T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + T_5 .$$

ნახ. 2.3გ -ზე მოცემული სისტემის მოძრაობის დიფერენციალურ განტოლებათა ერთიანი (ურთიერთდაკავშირებული) სისტემის მისაღებად საჭიროა თითოეული მასის კინეტიკური ენერჯიის 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 ცხრ. 2.1 -ის საშუალებით.

ვინაიდან ეკიპაჟი გადაადგილდება რელსების მიმართ, სასურველია მთელი მოძრაობა განვიხილოთ ლიანდაგის მიმართ, ანუ მასების მოძრაობის გეგმილები დავიყვანოთ $Ox_2y_2z_2$ კოორდინატთა ღერძებზე.

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

ასეთი მიდგომით მიიღება კინეტიკური ენერჯიების შემდეგი ანალიტიკური გამოსახულებები [4]:

$$T_1 = \frac{1}{2} M_1 (\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2 + \dot{z}_1^2) + \frac{1}{2} (J_x \dot{\theta}_1^2 + J_y \dot{\psi}_1^2 + J_z \dot{\phi}_1^2) - (2.3)$$

$$- J_{xy} \dot{\theta}_1 \dot{\psi}_1 - J_{xz} \dot{\theta}_1 \dot{\phi}_1 - J_{yz} \dot{\psi}_1 \dot{\phi}_1 ;$$

$$\begin{aligned}
T_2 &= \frac{1}{2} M_2 (\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2 + \dot{z}_2^2) + \frac{1}{2} (J_x \dot{\theta}_2^2 + J_y \dot{\psi}_2^2 + J_z \dot{\varphi}_2^2) - \\
&\quad - J_{xy} \dot{\theta}_2 \dot{\psi}_2 - J_{xz} \dot{\theta}_2 \dot{\varphi}_2 - J_{yz} \dot{\psi}_2 \dot{\varphi}_2; \\
T_3 &= \frac{1}{2} M_3 (\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2 + \dot{z}_2^2) + M_3 (\dot{\theta}_2 \dot{z}_2 \dot{y}_3 + \dot{\psi}_2 \dot{x}_2 \dot{z}_3 - \dot{\psi}_2 \dot{z}_2 \dot{x}_3 - \\
&\quad - \dot{\varphi}_2 \dot{x}_2 \dot{y}_2 - \dot{\theta}_2 \dot{y}_2 \dot{z}_3 + \dot{\varphi}_2 \dot{y}_2 \dot{x}_3) + M_3 (\dot{x}_3 \dot{x}_2 - \dot{x}_3 \dot{z}_2 \dot{\psi}_2 - \\
&\quad - \dot{y}_3 \dot{x}_2 \dot{\varphi}_2 + \dot{y}_3 \dot{x}_2 \dot{\varphi}_2 + \dot{y}_3 \dot{z}_2 \dot{\theta}_2 + \dot{z}_3 \dot{x}_2 \dot{\psi}_2 + \dot{z}_3 \dot{z}_2 - \\
&\quad - \dot{x}_3 \dot{y}_2 \dot{\varphi}_2 + \dot{y}_3 \dot{y}_2 - \dot{z}_3 \dot{y}_2 \dot{\theta}_2) + \frac{1}{2} J_{ox} (\dot{\theta}_2^2 + 2 \dot{\theta}_2 \dot{\psi}_2 \dot{\varphi}_2) + \\
&\quad + \frac{1}{2} J_{oy} (\dot{\psi}_2^2 - 2 \dot{\psi}_2 \dot{\theta}_2 \dot{\varphi}_2) + \frac{1}{2} J_{oz} (\dot{\varphi}_2^2 - 2 \dot{\varphi}_2 \dot{\psi}_2 \dot{\theta}_2) - J_{oxy} (\dot{\theta}_2 \dot{\psi}_2 - \\
&\quad - \dot{\theta}_2 \dot{\varphi}_2 + \dot{\psi}_2 \dot{\varphi}_2) - J_{oxz} (\dot{\theta}_2 \dot{\varphi}_2 - \dot{\theta}_2 \dot{\psi}_2 \dot{\theta}_2 + \dot{\varphi}_2 \dot{\psi}_2 \dot{\varphi}_2) - \\
&\quad - J_{oyz} (\dot{\psi}_2 \dot{\varphi}_2 - \dot{\psi}_2 \dot{\theta}_2 + \dot{\varphi}_2 \dot{\theta}_2 \dot{\varphi}_2) + M_3 (\dot{\theta}_2 \dot{y}_3 \dot{z}_3 - \dot{\theta}_2 \dot{y}_3 \dot{z}_3 + \\
&\quad + \dot{\psi}_2 \dot{z}_3 \dot{x}_3 - \dot{\psi}_2 \dot{x}_3 \dot{z}_3 + \dot{\varphi}_2 \dot{x}_3 \dot{z}_3 - \dot{\varphi}_2 \dot{y}_3 \dot{x}_3) + \frac{1}{2} (J_x^o \dot{\theta}_2^2 + \\
&\quad + J_y^o \dot{\psi}_2^2 + J_z^o \dot{\varphi}_2^2) + (J_x^o - J_y^o) \dot{\psi}_2 \dot{\theta}_2 \dot{\varphi}_2 - J_z^o \dot{\varphi}_2 \dot{\psi}_2 \dot{\theta}_2 - J_{xy}^o \dot{\theta}_2 \dot{\psi}_2 + \\
&\quad + J_{xy}^o \dot{\theta}_2 \dot{\varphi}_2 - J_{xy}^o \dot{\psi}_2 \dot{\varphi}_2 - J_{xz}^o \dot{\theta}_2 \dot{\varphi}_2 + J_{xz}^o \dot{\theta}_2 \dot{\psi}_2 \dot{\theta}_2 - J_{xz}^o \dot{\psi}_2 \dot{\varphi}_2 \dot{\varphi}_2 - \\
&\quad - J_{yz}^o \dot{\psi}_2 \dot{\varphi}_2 - J_{yz}^o \dot{\psi}_2 \dot{\theta}_2 + J_{yz}^o \dot{\varphi}_2 \dot{\theta}_2 \dot{\varphi}_2 + J_y^o (\dot{\psi}_2 \dot{\psi}_3 - \dot{\theta}_2 \dot{\varphi}_2 \dot{\psi}_3 - \\
&\quad - \dot{\psi}_2 \dot{\varphi}_3 \dot{\theta}_3) + J_z^o (\dot{\varphi}_2 \dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2 \dot{\theta}_3 \dot{\psi}_3 - \dot{\psi}_2 \dot{\theta}_2 \dot{\varphi}_3) + J_x^o (\dot{\theta}_2 \dot{\theta}_3 + \\
&\quad + \dot{\psi}_2 \dot{\varphi}_2 \dot{\theta}_3 \dot{\psi}_3) - J_{yz}^o (\dot{\psi}_2 \dot{\varphi}_3 - \dot{\psi}_2 \dot{\theta}_3 \dot{\psi}_3 - \dot{\theta}_2 \dot{\varphi}_2 \dot{\varphi}_3 + \dot{\varphi}_2 \dot{\psi}_3 - \dot{\psi}_2 \dot{\theta}_2 \dot{\psi}_3 - \\
&\quad - \dot{\varphi}_2 \dot{\varphi}_3 \dot{\theta}_3) - J_{xz}^o (\dot{\varphi}_2 \dot{\theta}_3 - \dot{\psi}_2 \dot{\theta}_2 \dot{\theta}_3 - \dot{\varphi}_2 \dot{\varphi}_3 \dot{\psi}_3 - \dot{\theta}_2 \dot{\theta}_3 \dot{\psi}_3 + \dot{\theta}_2 \dot{\varphi}_3 + \\
&\quad + \dot{\psi}_2 \dot{\varphi}_2 \dot{\varphi}_3) - J_{xy}^o (\dot{\theta}_2 \dot{\psi}_3 + \dot{\psi}_2 \dot{\varphi}_2 \dot{\psi}_3 - \dot{\theta}_2 \dot{\varphi}_3 \dot{\theta}_3 + \dot{\psi}_2 \dot{\theta}_3 -
\end{aligned}$$

$$-\dot{\theta}_2 \dot{\varphi}_2 \dot{\theta}_3 + \dot{\psi}_2 \dot{\varphi}_3 \dot{\psi}_2) + \frac{1}{2} M_3 (\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2 + \dot{z}_3^2). \quad (2.5)$$

$$T_4 = \frac{1}{2} M_4 (\dot{x}_4^2 + \dot{y}_4^2 + \dot{z}_4^2) + \frac{1}{2} (J_x \dot{\theta}_4^2 + J_y \dot{\psi}_4^2 + J_z \dot{\varphi}_4^2) - J_{xy} \dot{\theta}_4 \dot{\psi}_4 - J_{xz} \dot{\theta}_4 \dot{\varphi}_4 - J_{yz} \dot{\psi}_4 \dot{\varphi}_4 \quad (2.6)$$

$$T_5 = \frac{1}{2} M_5 (\dot{x}_5^2 + \dot{y}_5^2 + \dot{z}_5^2) + \frac{1}{2} (J_x \dot{\theta}_5^2 + J_y \dot{\psi}_5^2 + J_z \dot{\varphi}_5^2) - J_{xy} \dot{\theta}_5 \dot{\psi}_5 - J_{xz} \dot{\theta}_5 \dot{\varphi}_5 - J_{yz} \dot{\psi}_5 \dot{\varphi}_5 \quad (2.7)$$

განტოლებების (2.3), . . . , (2.7) მიმართ ლაგრანჟის მე-2 რიგის განტოლების გამოყენებით მიიღება თითოეული მასის სივრცეში მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებები:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_1} \right) = Q_{q_1}, \quad q_1 = x_1, y_1, z_1, \theta_1, \psi_1, \varphi_1$$

$$m_1 \ddot{x}_1 = Q_{x_1} + Q'_{x_1}; \quad m_1 \ddot{y}_1 = Q_{y_1} + Q'_{y_1}; \quad m_1 \ddot{z}_1 = Q_{z_1} + Q'_{z_1}; \quad (2.8)$$

$$J_{x_1} \ddot{\theta}_1 = Q_{\theta_1} + Q'_{\theta_1}; \quad J_{y_1} \ddot{\psi}_1 = Q_{\psi_1} + Q'_{\psi_1}; \quad J_{z_1} \ddot{\varphi}_1 = Q_{\varphi_1} + Q'_{\varphi_1}$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_2} \right) = Q_{q_2}, \quad q_2 = x_2, y_2, z_2, \theta_2, \psi_2, \varphi_2$$

$$\begin{aligned}
& m_2 \ddot{x}_2 + m_3 \ddot{x}_2 + m_3 (\ddot{\psi}_2 z_3 + \dot{\psi}_2 \dot{z}_3 - \ddot{\varphi}_2 y_2 - \dot{\varphi}_2 \dot{y}_2 + \ddot{x}_3 - \\
& - \ddot{y}_3 \varphi_2 - \dot{y}_3 \dot{\varphi}_2 + \ddot{y}_3 \varphi_2 + \dot{y}_3 \dot{\varphi}_2 + \ddot{z}_3 \psi_2 + \dot{z}_3 \dot{\varphi}_2) = Q_{x_2} + Q'_{x_2} \\
& m_2 \ddot{y}_2 + m_3 \ddot{y}_2 + m_3 (\ddot{\varphi}_2 x_3 + \dot{\varphi}_2 \dot{x}_3 - \ddot{\theta}_2 z_3 - \dot{\theta}_2 \dot{z}_3 + \ddot{y}_3 - \\
& - \ddot{x}_3 \varphi_2 - \dot{x}_3 \dot{\varphi}_2 + \ddot{z}_3 \theta_2 - \dot{z}_3 \dot{\theta}_2) = Q_{y_2} + Q'_{y_2} \\
& m_2 \ddot{z}_2 + m_3 \ddot{z}_2 + m_3 (\ddot{\theta}_2 y_3 + \dot{\theta}_2 \dot{y}_3 - \ddot{\psi}_2 x_3 - \dot{\psi}_2 \dot{x}_3 - \ddot{x}_3 \psi_2 - \\
& - \dot{x}_3 \dot{\psi}_2 + \ddot{y}_3 \theta_2 + \dot{y}_3 \dot{\theta}_2 + \ddot{z}_3 \psi_2 + \dot{z}_3 \dot{\varphi}_2) = Q_{z_2} + Q'_{z_2} \\
& J_x \ddot{\theta}_2 + m_3 (\ddot{z}_2 y_3 + \dot{z}_2 \dot{y}_3 - \ddot{y} z_3 - \dot{y}_2 \dot{z}_3) + z_3 (\dot{y}_3 \dot{z}_3 + \\
& + y_3 \ddot{z}_3 - \ddot{y}_3 z_3 - \dot{y}_3 \dot{z}_3) + J_x^O \ddot{\theta}_2 + (J_x^O - J_y^O) (\ddot{\psi}_2 \varphi_2 + \\
& + \dot{\psi}_2 \dot{\varphi}_2) - J_y^O (\dot{\varphi}_2 \dot{\psi}_3 + \varphi_2 \ddot{\psi}_3) + J_x^O (\ddot{\theta}_2 + \dot{\varphi}_3 \dot{\psi}_3 + \\
& + \dot{\varphi}_3 \dot{\psi}_3) = M_\theta + M'_\theta \\
& J_y \ddot{\psi}_2 + M_3 (\ddot{x}_2 z_3 + \dot{x}_2 \dot{z}_3 - \ddot{z}_2 x_3 - \dot{z}_2 \dot{x}_3) + m_3 (\dot{z}_3 \dot{x}_3 + \\
& + z_3 \ddot{x}_3 - \dot{x}_3 \dot{z}_3 - x_3 \ddot{z}_3) + J_y^O \ddot{\psi}_2 + (J_x^O - J_y^O) (\ddot{\theta}_2 \varphi_2 + \dot{\theta}_2 \dot{\varphi}_2) - \\
& - J_z^O (\dot{\varphi}_2 \dot{\theta}_2 + \dot{\varphi} \dot{\theta}_2) + J_y^O (\ddot{\psi}_3 - \dot{\varphi}_3 \dot{\theta}_3 + \dot{\varphi}_3 \dot{\theta}_3) - J_z^O (\ddot{\theta}_2 \dot{\varphi}_3 + \\
& + \dot{\theta}_2 \dot{\varphi}_3) + J_x^O (\dot{\varphi}_2 \dot{\theta}_3 + \varphi_2 \ddot{\theta}_3) = M_\psi + M'_\psi \\
& J_z \ddot{\varphi}_2 + m_3 (\ddot{y}_2 x_3 + \dot{y}_2 \dot{x}_2 - \ddot{x}_2 y_2 - \dot{x}_2 \dot{y}_2 + \dot{y}_2 \dot{x}_3 + \ddot{y}_2 x_3) + \\
& + m_3 (\dot{z}_3 \dot{x}_3 + x_3 \ddot{z}_3 - \dot{y}_3 \dot{x}_3 + x_3 \ddot{z}_3) + J_z^O \ddot{\varphi}_2 - J_z^O (\ddot{\psi}_2 \theta_2 + \\
& + \dot{\psi}_2 \dot{\theta}_2) + J_z^O (\dot{\varphi}_3 - \dot{\theta}_3 \psi_3 - \dot{\psi}_3 \dot{\theta}_3) = M_\varphi + M'_\varphi \tag{2.9}
\end{aligned}$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_3} \right) = Q_{q_3}, \quad q_3 = x_3, y_3, z_3, \theta_3, \psi_3, \varphi_3;$$

$$m_3(\ddot{x}_2 - \ddot{z}_2 \psi_2 - \dot{\psi}_2 \dot{z}_2 - \ddot{y}_2 \varphi_2 - \dot{\varphi}_2 \dot{y}_2) + m_3(\ddot{x}_3 + \ddot{\psi}_2 z_3 - \\ - y_3 \ddot{\varphi}_2 - \dot{y}_3 \dot{\varphi}_2 + \dot{z}_3 \dot{\psi}_2) = Q_{x_3} + Q'_{x_3};$$

$$m_3(\ddot{y}_2 + \ddot{z}_2 \theta_2 + \dot{\theta}_2 \dot{z}_2 - \ddot{\theta} z_3 - \dot{\theta}_2 \dot{z}_3) + m_3 \ddot{y}_3 = Q_{y_3} + Q'_{y_3};$$

$$m_3(\ddot{z}_2 + \ddot{x}_2 \psi_2 + \dot{\psi}_2 \dot{x}_2 - \ddot{y}_2 \theta_2 - \dot{\theta}_2 \dot{y}_2 + \ddot{\theta}_2 y_3 + \dot{\theta}_2 \dot{y}_3 - \\ - \ddot{\psi}_2 x_3 - \dot{\psi}_2 \dot{x}_3 + \ddot{\varphi}_2 x_3 + \dot{\varphi}_2 \dot{x}_3) + m_3 \ddot{z}_3 = Q_{z_3} + Q'_{z_3};$$

$$J_{x_3}^{O_3}(\ddot{\theta}_2 + \ddot{\theta}_2 \psi_3 + \dot{\theta}_2 \dot{\psi}_3) - J_{z_3}^{O_3}(\ddot{\psi}_2 \theta_2 + \dot{\psi}_2 \dot{\theta}_2) = M_\theta + M'_\theta;$$

$$J_{y_3}^{O_3}(\ddot{\psi}_2 - \ddot{\theta}_2 \varphi_2 - \dot{\theta}_2 \dot{\varphi}_2) = M_\psi + M'_\psi;$$

$$J_{z_3}^{O_3}(\ddot{\varphi}_2 - \ddot{\psi}_2 \theta_2 - \dot{\psi}_2 \dot{\theta}_2) - J_{z_3}^{O_3}(\ddot{\psi}_2 \theta_3 + \dot{\psi}_2 \dot{\theta}_3) + \quad (2.10)$$

$$+ J_{x_3}^{O_3}(\ddot{\theta}_2 \psi_3 + \dot{\theta}_2 \dot{\psi}_3) = M_\varphi + M'_\varphi$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_4} \right) = Q_{q_4}, \quad q_4 = x_4, y_4, z_4, \theta_4, \psi_4, \varphi_4$$

$$m_4 \ddot{x}_4 = k_{x_4}(x_4 - x_3) + k_{x_5}(x_4 - x_5) + c_{x_4}(\dot{x}_4 - \dot{x}_3) + \\ + c_{x_5}(\dot{x}_4 - \dot{x}_5);$$

$$m_4 \ddot{y}_4 = k_{y_4}(y_4 - y_3) + k_{y_5}(y_4 - y_5) + c_{y_4}(\dot{y}_4 - \dot{y}_3) + \\ + c_{y_5}(\dot{y}_4 - \dot{y}_5);$$

$$m_4 \ddot{z}_4 = k_{z_4}(z_4 - z_3) + k_{z_5}(z_4 - z_5) + c_{z_4}(\dot{z}_4 - \dot{z}_3) + c_{z_5}(\dot{z}_4 - \dot{z}_5);$$

$$J_x \ddot{\theta}_4 = k_{\theta_4}(\theta_4 - \theta_3) + k_{\theta_5}(\theta_4 - \theta_5) + c_{\theta_4}(\dot{\theta}_4 - \dot{\theta}_3) +$$

$$\begin{aligned}
& + c_{\theta 5}(\dot{\theta}_4 - \dot{\theta}_5); \\
J_x \ddot{\psi}_4 & = k_{\psi 4}(\psi_4 - \psi_3) + k_{\psi 5}(\psi_4 - \psi_5) + c_{\psi 4}(\dot{\psi}_4 - \dot{\psi}_3) + \\
& + c_{\psi 5}(\dot{\psi}_4 - \dot{\psi}_5); \\
J_z \ddot{\varphi}_4 & = k_{\varphi 4}(\varphi_4 - \varphi_3) + k_{\varphi 5}(\varphi_4 - \varphi_5) + c_{\varphi 4}(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_3) + \\
& + c_{\varphi 5}(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5) \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_5} \right) & = Q_{q_5}, \quad q_5 = x_5, y_5, z_5, \theta_5, \psi_5, \varphi_5 \quad (2.11)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
m_5 \ddot{x}_5 & = k_{x4}(x_5 - x_4) + c_{x5}(\dot{x}_5 - \dot{x}_4) \\
m_5 \ddot{y}_5 & = k_{y4}(y_5 - y_4) + c_{y5}(\dot{y}_5 - \dot{y}_4) \\
m_5 \ddot{z}_5 & = k_{z4}(z_5 - z_4) + c_{z5}(\dot{z}_5 - \dot{z}_4) \\
J_x \ddot{\theta}_5 & = k_{\theta 4}(\theta_5 - \theta_4) + c_{\theta 5}(\dot{\theta}_5 - \dot{\theta}_4) \\
J_y \ddot{\psi}_5 & = k_{\psi 4}(\psi_5 - \psi_4) + c_{\psi 5}(\dot{\psi}_5 - \dot{\psi}_4) \\
J_z \ddot{\varphi}_5 & = k_{\varphi 4}(\varphi_5 - \varphi_4) + c_{\varphi 5}(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_4) \quad (2.12)
\end{aligned}$$

მიღებული განტოლებები შეიძლება გამარტივდეს ცალკეული მოძრაობის სიმცირის ხარისხის გათვალისწინებით.

2.3. ეკიპაჟის ვერტიკალური რხევები რესორული დაკიდებით

რესორული დაკიდების ეკიპაჟების რხევების თეორიულ გამოკვლევებში შეიძლება გამოყენებულ იქნას შემდეგი მიდგომები: 1. ეკიპაჟის, როგორც მუდმივ პარამეტრებიანი წრფივი სისტემის რხევების გამოკვლევა, დეტერმინირებულად მოცემული

ფუნქციებით. 2. ეკიპაჟის, როგორც მუდმივ პარამეტრებიანი წრფივი სისტემის რხევების გამოკვლევა, სტოხასტიკურად მოცემული ფუნქციებით. 3. ეკიპაჟის რხევების გაანგარიშება ექსპერიმენტალურად მიღებული შედეგების საფუძველზე.

განვიხილოთ დეტერმინირებული მეთოდი (ნახ. 2.2ა).

ამ მეთოდების მიზანია ეკიპაჟის რხევის ფუნქციის ანალიზური განსაზღვრა მასზე გზის მოცემული აღმგზნები ზემოქმედებით. ამასთან ცნობილი უნდა იყოს მისი ყველა მექანიკური და გეომეტრიული პარამეტრები, აგრეთვე ანალიზურად მოცემული აღმგზნები ფუნქცია; ასეთ აღმგზნებ ფუნქციას განეკუთვნება უსწორმასწორობები პროფილში და გეგმაში სარკინიგზო გზის თითოეულ რელსზე, უსწორობები ამ რელსების ურთიერთგანლაგებებზე, უსწორობები ბორბლების გორვის ზედაპირებზე, ბორბლების ექსცენტრიკული ან პარალელური ჩასმა ღერძებზე.

თუ ეკიპაჟზე იმპულსური ძალის მოქმედებით გამოვიყვანთ ძარას (ვაგონს) წონასწორობის მდგომარეობიდან, ეკიპაჟის ყველა ელემენტი დაიწყებს მიღვევადი რხევით მოძრაობას საკუთარი სიხშირით, რომლის მნიშვნელობა დამოკიდებული იქნება მასების სიდიდისა და განლაგებისაგან, ინერციის მომენტებისაგან, შესაბამისი კავშირების სიხისტეებისაგან და რხევების ჩამქრობების მახასიათებლებისაგან.

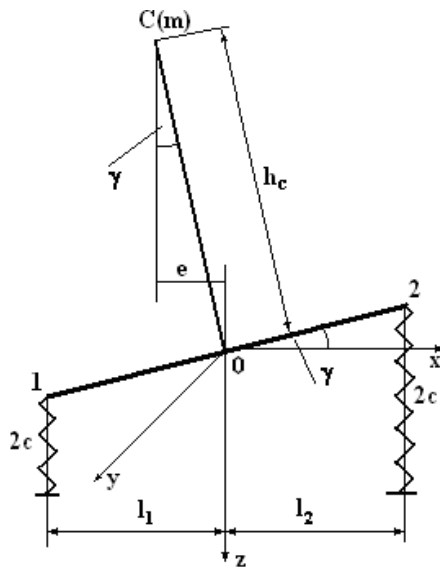
ეკიპაჟის რხევის საკუთარი სიხშირეების ცოდნა აუცილებელია გზისა და მოძრავი შემადგენლობის ურთიერთქმედების ნებისმიერი გამოკვლევისათვის. ელემენტარული მოსაზრებიდან გამომდინარეობს, რომ ეკიპაჟის ხტუნაობის საკუთარი სიხშირის

მნიშვნელობა ეკიპაჟის ერთსაფეხურიანი დაკიდებით ასე გამოისახება

$$\omega_z = \sqrt{\frac{\sum c_i}{m}} = \sqrt{\frac{g}{f_{სფ}}},$$

სადაც $\sum c_i$ - ეკიპაჟის ყველა რესორის ჯამური სიხისტე; m - რესორსზედა მოწყობილობის მასა; $f_{სფ}$ - რესორების სტატიკური გაღუნვა.

ძარის განივი რწვევისა და გალოპირების საკუთარი სიხშირეები ეკიპაჟის ერთსაფეხურიანი დაკიდებით შეიძლება გამოითვალოს დალამბერის პრინციპით. ნახ. 2.4-ზე გალოპირება აღიწერება განტოლებით:



ნახ. 2.4.

$$J_y \ddot{\gamma} + M = 0; \quad M_{\text{გარ}} = \gamma[2c + (l_1^2 + l_2^2) - mgh_c],$$

სადაც J_y - ვაგონის ინერციის პოლარული მომენტი მისი სიმძიმის ცენტრის მიმართ; $2c$ - ერთი ურიკის რესორების ჯამური სიხისტე; $M_{\text{გარ}}$ - გარე ძალის მომენტი; h_c - სიმაღლე რომელზეც მდებარეობს ძარის მასის სიმძიმის ცენტრი C ; γ - გალოპირების დროს ძარის (ვაგონის) მობრუნების კუთხე. შესაბამისად, გალოპირების საკუთარი რხევის სიხშირე იქნება

$$\omega_\gamma = \sqrt{\frac{2c (l_1^2 + l_2^2) m g h_c}{J_y}};$$

ამ ფორმულის გამოყენება შესაძლებელია ურიკის-თვისაც, მხოლოდ ამ შემთხვევაში m და J_y -განისაზღვრებიან ურიკის მონაცემებით.

ეკიპაჟის მოძრაობისას, როდესაც არის უსწორ-მასწორობები რელსის გასწვრივ ან ბორბლებზე, აღმოცენდებიან ბორბლების, ურიკების, რესორზედა მოწყობილობის და სარკინიგზო გზის რხევები. ასეთ შემთხვევაში დინამიკური პროცესების ანალიზისათვის გამოიყენებიან სისტემის წონასწორობის დიფერენციალური განტოლებები [12].

ეკიპაჟის ძარისთვის (ვაგონისთვის):

$$\frac{1}{2} m (\ddot{z}_1 + \ddot{z}_2) + m g + C'_{z1} + C'_{z2} + C''_{z1} + C''_{z2} = 0;$$

$$\frac{1}{2} m (\ddot{y}_1 + \ddot{y}_2) + C'_{y1} + C'_{y2} + C''_{y1} + C''_{y2} = 0;$$

$$J_x \ddot{\theta} + (C'_{z1} + C''_{z2})b_1 - (C'_{z1} + C''_{z2})b_2 + (C_{y1} + C_{y2} + C''_{y1} + C''_{y2})(h - h') = 0;$$

$$J_y \ddot{\psi} + (C'_{z1} + C'_{z2})a_1 - (C''_{z1} + C''_{z2})a_2 = 0;$$

$$J_z \ddot{\phi} + (C'_{y1} + C'_{y2})a_1 - (C''_{y1} + C''_{y2})a_2 = 0.$$

სადაც $-z_1, z_2, \dots$ - ძარას ვერტიკალური და განივი გადაადგილებები პირველი და მეორე ურიკების მიმართ; C'_{z1}, C'_{z2}, \dots - ვაგონის დრეკადობის და დემფირების ვერტიკალური და განივი ძალები ურიკების მიმართ; a_1, a_2, b_1, \dots - მანძილები დრეკდი სისტემებიდან ძარის სიმძიმის ცენტრის მიმართ გრძივი და განივი მიმართულებებით.

პირველი ურიკისთვის გვექნება:

$$-m_1 \ddot{z}_1 + m_1 g + C'_{z1} + C'_{z2} + Q_{11} + Q_{12} + Q_{21} + Q_{22} = 0;$$

$$-m_1 \ddot{y}_1 + Y_{11} + Y_{12} + Y_{21} + Y_{22} + C'_{y1} + C'_{y2} = 0;$$

$$J'_{x1} + (Q_{11} + Q_{21} - Q_{12} - Q_{22})s_1 + C'_{z1}b'_1 - C'_{z2}b'_2 = 0;$$

$$J'_{y1} + (Q_{11} + Q_{12} - Q_{21} - Q_{22})a_1 = 0;$$

$$J'_{z1} + (Y_{11} + Y_{12} - Y_{21} - Y_{22})a_1 = 0.$$

სადაც m_1 - პირველი ურიკას მასა; J'_{x1}, J'_{y1}, \dots - ურიკის ინერციის ძალების მომენტები x, y, z ღერძების მიმართ; C'_{z1}, C'_{z2}, \dots - დრეკადობის და დემფირების ვერტიკალური ძალები ძარასა და ურიკებს შორის; C'_{y1}, C'_{y2}, \dots - დრეკადობის და დემფირების პორიზონტალური ძალები წყვილ-თვალსა და

ურიკას და ურიკასა და ძარას შორის; Q_{11}, Q_{12}, \dots - ვერტიკალური დატვირთვები ბორბლებიდან რელსებზე; Y_{11}, Y_{21}, \dots - ბორბლებიდან რელსებზე გადაცემული გვერდითი ძალები; $2s_1$ - ბორბლების გორვის მთავარ წრეებს შორის მანძილი.

ანალოგიური განტოლებები მიიღება მეორე ურიკისთვისაც.

წარმოდგენილი განტოლებებიდან შეიძლება განისაზღვროს ინერციის ძალები და მათი მომენტები ძარის, ურიკისა და წყვილთვალის წრფივი და კუთხური გადაადგილებების და მათი წარმოებულების მიხედვით. თუ ვივარაუდებთ, რომ კავშირების დეფორმაციებსა და მათზე მოქმედ ძალებს შორის დამოკიდებულება წრფივია, მაშინ ბორბლებიდან რელსებზე გადაცემული არაინერციული ძალები ვერტიკალური და გვერდითი მიმართულებებით შეიძლება ასე წარმოვადგინოთ:

$$Q = -c_z z - k_z \dot{z};$$

$$Y = -c_y y - k_y \dot{y},$$

სადაც c_z, c_y - წყვილ თვალის რელსთან დრეკადი კავშირების სიხისტეები ვერტიკალური და განივი მიმართულებებით; k_z, k_y - ბლანტი ხახუნის კოეფიციენტები იგივე მიმართულებებით.

ანალოგიური ფორმით შეიძლება იქნან წარმოდგენილი რესორების მიერ ურიკიდან ძარისადმი გადაცემული რეაქციის ვერტიკალური და ჰორიზონტალური ძალები; აქ c_z, c_y, k_z, k_y განისაზღვრებიან წყვილთვალი - ურიკას შორის არსებული დრეკადი კავშირების მიხედვით.

თაზო 3

ამწვევი საშახტე დანადგარების დინამიკა

3. 1. ამწვევი დანადგარების დანიშნულება და გამოყენების სფეროები.

საშახტე საწარმოო პროცესების საერთო კომპლექსში მნიშვნელოვანი ადგილი უკავია ტრანსპორტს და აწევას, რომელიც ხორციელდება ამწვევი მანქანებითა და ჯალამბარებით. საშახტე ამწვევი მანქანები დანიშნულია შახტის ვერტიკალური და დახრილი ჭაურების საშახტე-ამწვევი დანადგარების აღჭურვისათვის, რომლებიც გამოიყენებიან: ქანებისა და სასარგებლო წიაღისეულის აწვევისას ამწვევი ჭურჭლის გადაადგილებისათვის, ადამიანების, მასალების, მოწყობილობის აწვევა-ჩამოშვებისათვის, ჭაურის რევიზიისა და დათვალიერებისათვის, ამწვევი და გამაწონასწორებელი ბაგირების დაკიდებისა და შეცვლისათვის.

დანიშნულების მიხედვით სამთო მანქანებს განასხვავებენ: ძირითადი (სასარგებლო წიაღისეულის, ქანების ამოსადებად); დამხმარე (ადამიანებისა და სხვადასხვა ტვირთების ჩასაშვებად და ამოსატანად); გვირაბგამყვანი (ჭაურების გაყვანისა და ჩაღრმავებისთვის); საინსპექციო ან ავარიული (ჭაურის შემოწმებისათვის და ავარიის შემთხვევაში ადამიანების ამოსაყვანად). ამწვევი ჭურჭლის ტიპის მიხედვით: გალური, სკიპური, ბადური. ამწვევი ბაგირების მასების გაწონასწორების მიხედვით: სისტემა გაუწონასწორებელია, სტატიკურად გაწონ-

ნასწორებულია, დინამიკურად გაწონასწორებულია. ამწვევი ბაგირის დამხვევი ორგანოს ტიპის მიხედვით: დახვევის მუდმივი რადიუსით (ცილინდრული დოლები, ხახუნის შკივები); დახვევის ცვლადი რადიუსით (ბიცილინდრულ-კონუსური).

ამწვევ მანქანებში ჩვეულებრივად გამოიყენებიან 5000 კვტ და მეტი სიმძლავრის ელექტროძრავები; მათგან ასინქრონული 2000 კვტ-მდე, ხოლო უფრო ზევით – მუდმივი დენის ელექტროძრავები [20].

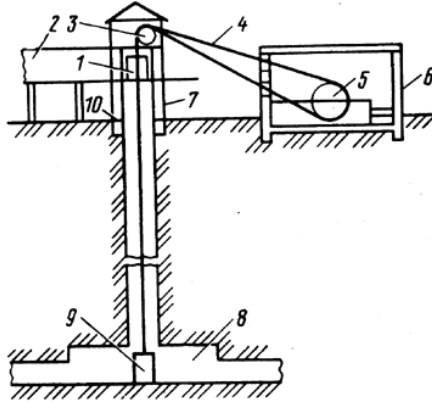
სამეცნიერო-ტექნიკური პროგრესის განვითარებასთან ერთად საშახტე მრეწველობაში დიდი მნიშვნელობა შეიძინეს ამწვევა მანქანებმა და ჯალამბრებმა.

მთელი სამთო-საშახტე მოწყობილობებიდან ამწვევ დანადგარებს უკავიათ განსაკუთრებული ადგილი, რადგან წარმოადგენენ ტრანსპორტის ძირითად სახეობას, რომელიც აკავშირებს მიწისქვეშა საშახტე გვირაბებს გარე ზედაპირთან. საშახტე ამწვევი ბაგირების გაანგარიშებისათვის ფართოდაა გავრცელებული ე.წ. გაანგარიშების სტატიკური მეთოდი. ამ მეთოდის არსი იმაშია, რომ ბაგირის ანგარიში ხდება უბრალო გაჭიმვაზე, როგორც ერთგვაროვანი დერო, დატვირთული მხოლოდ საკუთარი წონითა და ბოლოკიდული ტვირთის წონით. იმისათვის, რომ გათვალისწინებულ იქნას დანარჩენი ძალების გავლენა იყენებენ სიმტკიცის გაზრდილ მარაგს.

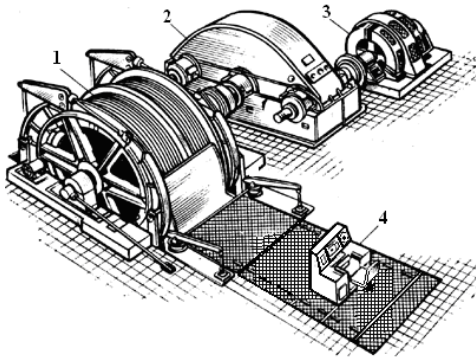
იგულისხმება, რომ ეს მარაგი ფარავს ბაგირში განვითარებულ ყველა ძალას, როგორც სტატიკურს, ისე დინამიკურს. ამ მარაგის სიდიდე დგინდება საორიენტაციოდ და ამიტომ არადამაკმაყოფილებლად ასახავს ბაგირში მიმდინარე რეალურ (ნამდვილ) პროცესებს. სიმტკიცის გაზრდილი მარაგის შედეგად იზრდება ბაგირის დიამეტრი,

შეივების, დოლების ზომები და ა.შ. საჭირო ხდება დიდი სიმძლავრის ძრავი.

აღნიშნულიდან ნათელი ხდება საშახტე ამწევი ბაგერის და მთლიანად სისტემის დინამიკური თეორიის მნიშვნელობა.



ნახ.3.1.



ნახ.3.2.

ნახ. 3.1-ზე ნაჩვენებია ამწევი დანადგარის სქემა: 1, 9 – კაბინები (ჭურჭლები), 2 – შახტსზემოთა სამთო კომპლექსი, 3 – მიმმართველი შეივები, 4 –

ამწვევი ბაგირები, 5 – ამწვევი მანქანა, 6 – ამწვევი მანქანის შენობა, 7 – საშახტე ურნალი, 8 – ჭაურმიმდებარე ეზო, 10 – ნულოვანი ჰორიზონტი.

ნახ. 3.2-ზე ნაჩვენებია ამწვევი დანადგარის ზედაპირული ნაწილი: 1- დოლი, 2- რედუქტორი, 3- ელექტროძრავი, 4- მართვის პულტი.

3.2. ამწვევი საშახტე დანადგარების მუშაობის პრინციპი და მოქმედი დატვირთვები.

ხახუნის შკივიანი როგორც მრავალბაგირიანი, ისე ერთბაგირიანი ამწვევი მანქანები დაფუძნებული არიან ხახუნის ძალის გამოყენებაზე, რომელიც ვითარდება ბაგირსა და წამყვანი შკივების ამონაგს შორის. განსხვავება მათ შორის ისაა, რომ ერთბაგირიან ამწვევ მანქანებში ტვირთს ამაგრებენ ერთ ბაგირზე, რომელიც გადადებულია ამწვევ მანქანის შკივზე, ხოლო მრავალბაგირიან მანქანებში – რამდენიმე ბაგირთან, რომლებიც გადადებულია საერთო მრავალდარიან ხახუნის შკივზე.

ხახუნის ძალა ბაგირსა და შკივს შორის შეიძლება განისაზღვროს ცნობილი დამოკიდებულებიდან, რომელიც ეილერმა დაადგინა მოქნილი ძაფისთვის:

$$F_{b,ab} = S_0(e^{f\alpha} - 1) \quad (3.1)$$

სადაც S_0 - ბაგირის დაჭიმულობა ცარიელი ჭურჭლის მხრიდან; e - ნატურალური ლოგარითმის ფუძე; f - ბაგირის შკივის ამონაგთან ხახუნის კოეფიციენტი; α - ბაგირის შკივზე შემოხვევის კუთხე.

როგორც ფორმულიდან (3.1) ჩანს ბაგირის ძალა ბაგირსა და შკივის ამონაგს შორის დამოკიდებულია ბაგირის დაჭიმულობაზე ცარიელ ჭურჭლის მხრიდან, ბაგირის შკივზე შემოხვევის კუთხეზე და ბაგირის შკივზე ხახუნის კოეფიციენტზე.

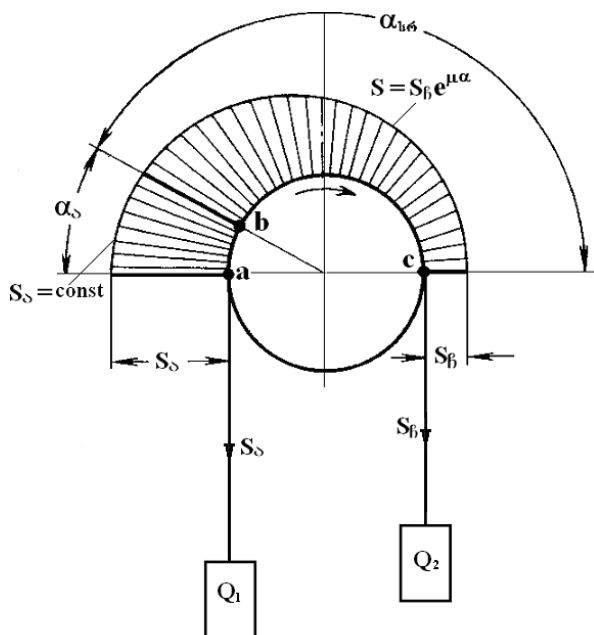
ამრიგად ხახუნის ამძრავ-შკივიან ამწვე მანქანებში, მამოძრავებელი ძალა შკივიდან ბაგირზე გადაეცემა მხოლოდ ხახუნის ძალის ზემოქმედებით, რომელიც აღმოცენდება შკივსა და ბაგირს შორის.

განვიხილოთ ბაგირის შკივზე მოძრაობის და ძაბვების განაწილების სქემა (ნახ.3.3).

ბაგირის შკივზე შესვლის წერტილიდან და შემდეგ რაღაც ნაწილზე შენარჩუნდება იგივე ძაბვა, რაც შესვლის წერტილში ჰქონდა ბაგირს ე.ი. $S=S_0=const.$ ამრიგად წერტილი საიდანაც იწყება ძაღვის შემცირება მდებარეობს შკივზე. b წერტილით შემოხვევის რკალი იყოფა ორ ნაწილად. რკალის bc ნაწილს ეწოდება სრიალის რკალი, რადგან მასზე ძაღვის ცვლილების შემდეგ ხდება ბაგირის დრეკადი ასრიალება შკივზე, ხოლო ab მონაკვეთს ეწოდება უძრაობის რკალი, რადგან აქ ბაგირის სრიალი არ ხდება. ამავალი ბაგირის დაჭიმულობის S_0 -ის გაზრდით სრიალის რკალი იზრდება უძრაობის რკალის შემცირების შედეგად; ზღვრულ შემთხვევაში $\alpha_{bc} = \alpha_0$, და მაშინ:

$$S_{0\max} = S_0 * e^{\mu\alpha} , \quad (3.2)$$

სადაც α_0 არის ბაგირის შკივზე შემოხვევის სრული კუთხე (რადიანებში). თუ სრიალის რკალი გაუტოლდა შემოხვევის ac რკალს, მოხდება მთელი ბაგირის ასრიალება შკივზე მისი ბრუნვის საწინააღმდეგო მიმართულებით. ასეთ შემთხვევაში



ნახ. 3.3

ამძრავი შკივის მუშაობა არამდგრადია და არ შეიძლება მისი გამოყენება.

ხახუნის ამძრავი შკივის საიმედო მუშაობისათვის უნდა იყოს უძრავობის რკალის რაღაც მცირე მონაკვეთი მაინც, როგორც ტვირთის აწევის, ისე დაშვების დროს. მხედველობაშია მისაღები, რომ უძრავობის რკალი ყოველთვის მდებარეობს ბაგირის შკივზე შემავალი შტოს მხარეს, სოლო სრიალის რკალი – შკივიდან გამომავალი შტოს მხარეს.

ხახუნის ძალის შემცირების შემთხვევაში წარმოიქმნება ბაგირის შკივზე ასრიალების საშიშროება, რამაც შეიძლება მძიმე შედეგი გამოიწვიოს.

ბაგირის შკივზე წონასწორობის პირობა განისაზღვრება ტოლობით:

$$S_{\infty} - S_f = S_f(e^{f\alpha} - 1) \quad (3.3)$$

სადაც S_{∞} და S_f – ამავალი და ჩამავალი შტოების დაჭიმულობებია. ამ ტოლობის მარცხენა მხარე შტოების დაჭიმულობათა სხვაობაა, რომელიც ცდილობს გამოიწვიოს ასრიალება, ხოლო მარჯვენა – ხახუნის ძალაა, რომელიც ცდილობს შეაკავოს ბაგირი შკივზე.

რომ არ მოხდეს ბაგირის შკივზე ასრიალება საჭიროა, რომ ხახუნის ძალა მეტი იყოს შტოების დაჭიმულობათა სხვაობაზე, ანუ ასრიალების საწინააღმდეგო უსაფრთხოების კოეფიციენტი δ , რომელიც ამ ძალების ფარდობის ტოლია მეტი უნდა იყოს ერთზე

$$\delta = S_f(e^{f\alpha} - 1) / S_{\infty} - S_f > 1 \quad (3.4)$$

უსაფრთხოების კოეფიციენტი წარმოადგენს მთელი ამწევი დანადგარის უსაფრთხოებისა და ეკონომიურობის ერთ-ერთ მთავარ განმსაზღვრელს.

იმის მიხედვით, თუ როგორია ხახუნის კოეფიციენტი (f) ასრიალების საწინააღმდეგო სტატიკური კოეფიციენტი შეიძლება იყოს $\delta_{სტ} \geq 1,5 - 2,3$.

უსაფრთხოების გაზრდის მიზნით $\delta_{სტ}$ უნდა იყოს რაც შეიძლება დიდი, ხოლო ამწევი დანადგარის ეკონომიურობის თვალსაზრისით $\delta_{სტ}$ უნდა იყოს რაც შეიძლება მცირე.

განასხვავებენ სტატიკურ და დინამიკურ ასრიალების საწინააღმდეგო უსაფრთხოების კოეფიციენტებს. პირველ შემთხვევაში მხედველობაში მიიღება მხოლოდ სტატიკური დაჭიმულობები, ხოლო მეორე შემთხვევაში გათვალისწინებული

უნდა იყოს დინამიკური მახასიათებელი, ანუ აჩქარებები გაშვებისა და შენელების დროს.

უნდა აღინიშნოს, რომ ასრიალების საწინააღმდეგო კოეფიციენტის განსაზღვრაში აჩქარებითა და შენელებით გამოწვეული დამატებითი დატვირთვების გარდა შესაძლებელია მონაწილეობდნენ ასევე ბაგირის რხევით გამოწვეული დატვირთვები.

3.3. დინამიკური დატვირთვები და მათი გამომწვევი მიზეზები.

ერთ-ერთი მნიშვნელოვანი პრობლემა საშახტე ამწევი დანადგარების მუშა პროცესების განხილვის დროს დაკავშირებულია ბაგირში დამატებითი დინამიკური პროცესების აღმოცენებასთან.

საშახტე ამწევის სპეციფიკა ისეთია, რომ მხოლოდ სტატიკური პროცესების განხილვა ან მრეწველობის სხვა რომელიმე სფეროში მიღებული კანონების აქ პირდაპირი გადმოტანა არ იქნება მართებული. მართლაც ტვირთამწევე მექანიზმებს შორის მხოლოდ საშახტე ამწევე მანქანებში გვხვდება: 1) ასეთი დიდი სიგრძის ბაგირები, 2) ჭურჭლის მოულოდნელი გაჩერება რაიმე წინააღმდეგობით, რომელთა დამყოლობის წინასწარ განსაზღვრა შეუძლებელია, 3) დანადგარის გაშვება შეჩერებული (გაჭედილი) ამწევი ჭურჭლის დროს, 4) მბრუნავი და მოძრავი ნაწილების ძალიან დიდი დატვირთვები, სიჩქარეები და დაყვანილი მასები.

ყოველი საშახტე ამწევი დანადგარი (განსაკუთრებით მრავალბაგირიანი) შეიცავს ერთმანეთთან დაკავშირებული მასების რთულ ელექტრომექანიკურ სისტემას, რომელთა გადაადგილებას და გაჩერებას თან სდევს მიღვეადი რხევითი პროცესები. აქედან

გამომდინარე, ამწვევი დანადგარების ბაგირებში ძაღვებს აქვთ რხევითი ხასიათი და წარმოადგენენ სტატიკური და დინამიკური მდგენელების ჯამს.

კვლევით მიღებული (არსებული) მეთოდები უმეტესწილად დინამიკური დატვირთვების შეფასებას ახდენენ დინამიკურობის კოეფიციენტით, რომელსაც დებულობენ ბაგირებში მაქსიმალური და სტატიკური დატვირთვების ფარდობით.

აღნიშნული კოეფიციენტის გამოყენება არ იძლევა ამწვევ მანქანებში დინამიკური დატვირთვების გაავლენის სრულფასოვანი ასახვის საშუალებას.

3.4. დინამიკური პროცესების კვლევის პრობლემები და ამოცანები.

დინამიკური პროცესების უფრო სრულფასოვანი აღწერა ხდება მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების საშუალებით, სადაც გათვალისწინებულია ამწვევი დანადგარის შემადგენელი ელემენტების ურთიერთგავლენა და სხვა კონსტრუქციული და დინამიკური პარამეტრები.

უნდა აღინიშნოს რომ ლიტერატურულ წყაროებში არსებული მოძრაობის განტოლებები ხშირ შემთხვევაში განიხილავენ ჭურჭლის (და შესაბამისად ბაგირების) გრძივი მიმართულებით მოძრაობას, მაშინ როდესაც ასეთ სისტემებს ახასიათებს, როგორც განივი ასევე ბრუნვითი მოძრაობები.

ამავე დროს აღნიშნული დინამიკური დატვირთვები ასრიალების საწინააღმდეგო უსაფრთხოების კოეფიციენტის გამოსახულებაში შეყავთ გამარტივებული სახით, რაც არ იძლევა რეალური დინამი-

კური პროცესის აღნიშნულ კოეფიციენტზე გავლენის შეფასების საშუალებას.

აღნიშნული ხარვეზების აღმოფხვრისა და აწვევის პროცესის სრულფასოვანი შეფასების მიზნით მიზანშეწონილია შემდეგი საკითხების განხილვა და დამუშავება:

1) დამუშავდეს ამწვევი საშახტე დანადგარის ზოგადი დინამიკური მოდელი, სადაც წარმოდგენილი იქნება დანადგარის შემადგენელი ნაწილების მოძრაობა სივრცეში.

2) მიღებული იქნას აღნიშნული დინამიკური მოდელის შესაბამისი მოძრაობის დიფერენციალურ განტოლებათა სისტემა, სადაც შევა, როგორც ამავე, ისე ჩამავალი ტვირთების და შკივის სივრცეში მოძრაობის განტოლებები მათი ურთიერთკავშირების გათვალისწინებით.

3) დამუშავდეს კომპიუტერული პროგრამა მიღებული მათემატიკური განტოლებებზე ციფრული ექსპერიმენტების ჩატარებისათვის.

4) ჩატარდეს ციფრული ამოხსნები (ექსპერიმენტები) კომპიუტერზე რომელიმე ამწვევი დანადგარის პარამეტრების მაგალითზე და მიღებულ იქნას, როგორც რიცხვითი ასევე გრაფიკული ამონახსნები.

5) განისაზღვროს ასრიალების საწინააღმდეგო კოეფიციენტის დამოკიდებულების გრაფიკები დატვირთვებისა და მოძრაობების შემდეგი შემთხვევებისაგან: 1) სტატიკური, 2) სტატიკური + თანაბარ აჩქარებული ან თანაბარშენელებული, 2) სტატიკური + თანაბრაჩქარებული ან თანაბარშენელებული + დინამიკური დატვირთვები.

ჩატარდეს მიღებული შედეგების ანალიზი და გაკეთდეს შესაბამისი დასკვნები.

ამ საკითხებს ჩვენ ქვემოთ დავუბრუნდებით.

3.5. ამწე მანქანის ჯალამბარის მოძრაობის ხასიათი ბაგირის სიხისტისგან დამოკიდებულებით

განვიხილოთ ჯალამბარის მოძრაობა ბაგირზე მოდებული ტვირთით. ბაგირის პარამეტრებისგან დამოკიდებულებით აქ შესაძლებელია სხვადასხვა დაშვებების განხილვა, რაზედაც დამოკიდებული იქნება მიღებული შედეგების სიზუსტე.

დაშვება I. ტვირთიანი ჯალამბარის მოძრაობა უსასრულო სიხისტის ბაგირით, როდესაც ბაგირის წონა გათანაბრებულია ნოლთან.

ამ შემთხვევაში ითვლება, რომ ტვირთის მოძრაობა ზუსტად თანხვედრა დოლის წრეზე წერტილის მოძრაობას.

ვინაიდან ბაგირი მიიღბა უსასრულო სიხისტის, ასაწევი ტვირთის მასა შეიძლება შევაჯამოთ ბაგირის დახვევის წრეზე დაყვანილი ჯალამბარის მასასთან. თუ განზოგადებულ კოორდინატად მივიღებთ დოლის მობრუნების კუთხეს φ , მივიღებთ შემდეგ განტოლებას

$$(m_1 + m_2)R^2 \ddot{\varphi} = -m_2 gR + M_1, \quad (3.5)$$

სადაც m_1 - ბაგირის დახვევის წრეზე დაყვანილი ჯალამბარის მოძრავი ნაწილების მასა; R - ბაგირის დოლზე დახვევის რადიუსი; M_1 - ამძრავის მიერ შექმნილი, დოლზე დაყვანილი მუდმივი მომენტი.

განტოლების (3.5) ამონახსნს აქვს შემდეგი სახე

$$x = \frac{P}{m_1 + m_2} \frac{t^2}{2} + v_1 t, \quad (3.6)$$

სადაც

$$P = \frac{M_1 - m_2 g R}{R}; \quad x = R\varphi \quad \text{ანუ} \quad \varphi = \frac{x}{R}; \quad \dot{\varphi}_{(x=0)} = \omega_1 = \frac{v_1}{R}$$

დაშვება II. ტვირთიანი ჯალამბარის მოძრაობა სასრული სიხისტის ბაგირით.

ამ შემთხვევაში, ნაცვლად ერთისა მივიღებთ ორ განზოგადოებულ კოორდინატს: დოლის მობრუნების კუთხე φ და ტვირთის გადაადგილება y . მოძრაობის განტოლებები მიიღებენ სახეს:

$$\begin{aligned} m_1 R^2 \ddot{\varphi} &= -kR(R\varphi - y + f_1) + M_1; \\ m_2 \ddot{y} &= k(R\varphi - y), \end{aligned}$$

სადაც $k = EF/l$ – ბაგირის სიხისტე, კგ/მ; E – ბაგირის დრეკადობის მოდული კგ/სმ²; F – ბაგირის კვეთის ფართი – სმ²; l – ბაგირის თავისუფალი სიგრძე, მ; f_1 – ასაწევი ტვირთისგან გამოწვეული ბაგირის საწეისი დეფორმაცია.

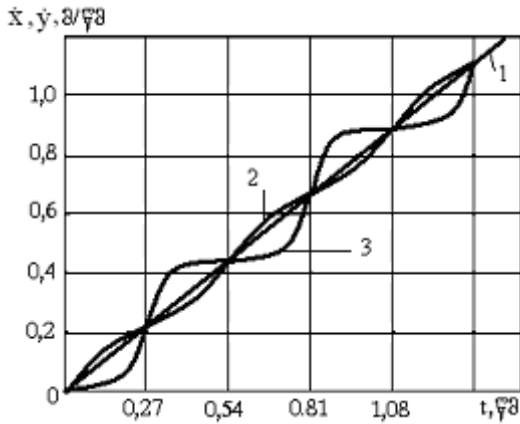
ეს განტოლებები შეიძლება შემდეგნაირად გადაიწეროს:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x} = -kx + ky + P, \\ m_2 \ddot{y} = kx - ky. \end{cases} \quad (3.7)$$

ამ განტოლებების ამოხსნის შედარება (3.6)-თან გვაჩვენებს, რომ (3.6) განტოლებაში აღწერილი

დოლისა და ტვირთის მოძრაობას ზედ ედება რხევები, რომლებიც ხასიათდებიან განსხვავებული ფაზით და ტოლი სიხშირეებით.

ნახ.3.4-ზე აგებულია სიჩქარეების მრუდები განხილული შემთხვევებისათვის შემდეგი მახასიათებლების პირობებში: $P=5500$ კგ ; $v_1=0$, $m_1=5000$ კგ $\text{წმ}^2/\text{მ}$; $m_2=500$ კგ $\text{წმ}^2/\text{მ}$; $k=60000$ კგ/მ.



ნახ.3.4

სწორი 1 განისაზღვრება (3.6) განტოლების გაწარმოებით დროით, როცა $v_1=0$ და ამ სწორს ედება სინუსოიდალური რხევები (მრუდი 2 - ბაგირის დახვევის წრეზე წერტილის მოძრაობა და მრუდი 3 - ტვირთის მოძრაობა).

როგორც გრაფიკებიდან ჩანს, ნორმალური მუშაობის პირობებში ამ რხევების ამპლიტუდები დიდი არაა; ამასთან თუ გავითვალისწინებთ ტვირთის რხევის ჩაქრობას ხახუნის ძალისა და ჰაერის წინააღმდეგობის შედეგად, ნათელი გახდება, რომ ბაგირის უსასრულო სიხისტის დაშვებით

სისტემის მოძრაობის კინემატიკაში დიდი შეცდომები არ მიიღება. იგივე არ შეიძლება ითქვას დინამიკის თვალსაზრისით, რაზედაც ქვემოთ გვექნება საუბარი.

3. 6. მანქანის მუშაობა დამუხრუჭების რეჟიმში მანქანის მქნევარული შენელებისას

მქნევარული შენელება წარმოადგენს შენელებას, რომლითაც მანქანა მოძრაობს ინერციით ძრავის გამორთვის შემდეგ. ასეთი შენელება იქმნება მუშა ორგანიზე სტატიკური წინააღმდეგობით და თვით მანქანის კონსტრუქციაში ხახუნის ძალებით. სხვა რაიმე სამუხრუჭე ძალები ამ დროს არ გამოიყენებიან.

მქნევარული შენელების დროს მანქანის მოძრაობის ხასიათის ასახსნელად ვისარგებლოთ ლაგრანჟის ფორმულით

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} - M_{\varphi}, \quad (3.8)$$

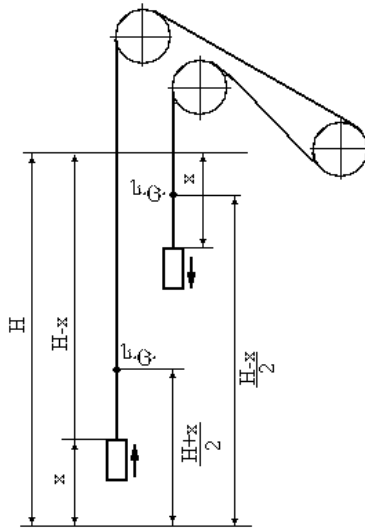
სადაც T – მანქანის კინეტიკური ენერგია; Π – მანქანის სისტემის პოტენციალური ენერგია; φ – როტორის მობრუნების კუთხე; $\dot{\varphi}$ – როტორის კუთხური სიჩქარე; M_{φ} – როტორის ლიღვზე გარე ძალების სტატიკური მომენტი. იმის გამო, რომ მქნევარული შენელების დროს ეს მომენტი ეწინააღმდეგება φ კოორდინატის გაზრდას, იგი აიღება “ - “ ნიშნით.

მანქანის კინეტიკური ენერგია

$$T = \frac{J \dot{\phi}^2}{2}$$

და შესაბამისად, $\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}} = j \ddot{\phi}$.

განვიხილოთ მქნევარული შენელების პროცესი საშახტე ამწევი მანქანის შემთხვევაში. ნახ. 3.5 –ზე მოცემული მანქანისთვის J და M_{ϕ} მუდმივებია, ხოლო პოტენციალური ენერგია – ცვლადი.



ნახ. 3.5.

ამავალი და ჩამავალი ჭურჭლების პოტენციალური ენერგიის ცვლილება იქნება

$$\Pi_Q = (Q_1 - Q_2)x = Qx, \quad (3.9)$$

სადაც Q_1 და Q_2 - შესაბამისად ამ ჭურჭლების მთლიანი წონებია; Q - მათი სხვაობა, რომელიც სასარგებლო ტვირთის წონის ტოლია.

ბაგირის პოტენციალური ენერჯიის ცვლილებას ვპოულობთ შემდეგი მოსაზრებიდან. x გზის გავლის შემდეგ ამაველი ბაგირის წონა ტოლია $p(H-x)$ (p - ბაგირის ერთი გრძივი მეტრის წონა), ხოლო მისი სიმძიმის ცენტრის მდებარეობა $I - I$ დონიდან განისაზღვრება კოორდინატით:

$$(H-x)/2 + x = (H+x)/2.$$

ჩამავალი ბაგირის წონა ტოლია px , ხოლო სიმძიმის ცენტრის კოორდინატა - $H = x/2$. შესაბამისად ბაგირის სრული პოტენციალური ენერჯია

$$\begin{aligned} \Pi_k &= p(H-x)\frac{H+x}{2} + px(H-\frac{x}{2}) = \\ &= \frac{p}{2}(H^2 - 2x^2) + pHx \end{aligned} \quad (3.10)$$

სტატიკური მომენტი M_ϕ იქმნება ხახუნის საკისრებში და ჰაერის წინააღმდეგობით. იმისათვის, რომ (3.9) და (3.10) ფორმულებში გადავიდეთ x კოორდინატიდან ϕ განზოგადოებულ კოორდინატზე, გამოვიყენოთ დამოკიდებულება $\phi/i = x/R$, სადაც i რედუქტორის გადაცემის რიცხვია; სისტემის ჯამური პოტენციალური ენერჯია იქნება

$$\Pi = \frac{Q\varphi R}{i} + \frac{p}{2} \left(H^2 - \frac{2\varphi^2 R^2}{i^2} \right) + pH \frac{\varphi R}{i} .$$

განტოლება (3.8) ახლა შეიძლება ასე გადავწეროთ

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} - M_0 ,$$

ანუ
$$J \ddot{\varphi} = - \frac{R}{i} [Q + p(H - \frac{2R\varphi}{i})] - M_0 . \quad (3.11)$$

გავაერთიანოთ სიმარტივისათვის მარჯვენა ნაწილის პირველი და ბოლო წევრები და ჩავწეროთ შემდეგი სახით

$$- \frac{RQ}{i} - M_0 = -kQ \frac{R}{i} ,$$

სადაც k კოეფიციენტი ითვალისწინებს დამატებით წინააღმდეგობას:

$$k = 1 + \frac{M_0 i}{QR} .$$

განტოლება (3.11) მიიღებს სახეს

$$J \ddot{\varphi} - \frac{2pR^2}{i^2} \varphi = - \frac{R}{i} (kQ + pH) ;$$

მისი ამონახსნი ტოლია:

$$\varphi = A \operatorname{sh} rt + B \operatorname{ch} rt + \frac{kQ + pH}{2pR} i ,$$

$$\text{სადაც } r = \frac{R}{i} \sqrt{\frac{2p}{J}}.$$

ინტეგრირების მუდმივები განისაზღვრება პირობიდან, რომ, როცა $t=0$ და $\varphi=0$, მაშინ $\dot{\varphi} = \omega_1$, სადაც ω_1 როტორის კუთხური სიჩქარეა ძრავის გამორთვის მომენტში. ამ შემთხვევაში მივიღებთ:

$$\begin{aligned} \varphi &= \frac{\omega_1}{r} shrt + \frac{i}{2pR} (kQ + pH)(1 - chrt); \\ \dot{\varphi} &= \omega_1 chrt - \frac{ri}{2pR} (kQ + pH)shrt. \end{aligned}$$

სისტემა იმოძრავებს t დროის განმავლობაში, ვიდრე კუთხური სიჩქარე არ შემცირდება ნულამდე. გამორბენის ხანგრძლივობა t_1 განისაზღვრება პირობიდან:

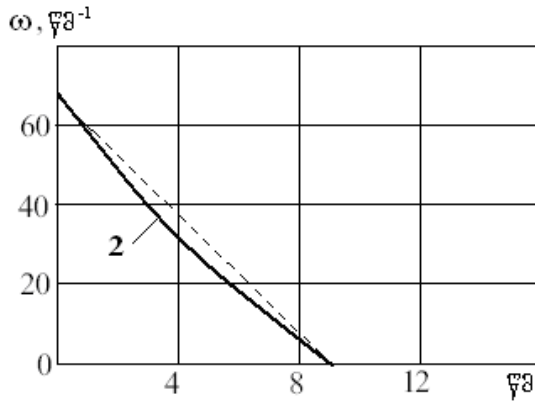
$$\omega_1 chrt = \frac{ri}{2pR} (kQ + pH)shrt_1,$$

საიდანაც მიიღება

$$thrt_1 = \frac{2p\omega_1 R}{ri(kQ + pH)} \quad (3.12)$$

ნახ. 3.6 –ზე მრუდი 2 გვიჩვენებს სიჩქარის ცვლილებას ამწევი მანქანის მქნევარული შენელებისას შემდეგი მონაცემების შემთხვევაში: ω_1

$\omega = 72 \text{ წმ}^{-1}$; $J = 44,5 \text{ კგმ.წმ}^2$; $Q = 400 \text{ კგ}$; $k = 11,15$; $p = 6 \text{ კგ/მ}$; $H = 200 \text{ მ}$; $I = 30 [13]$.



ნახ. 3.6

ფორმულა (3.12) – ის მიხედვით განისაზღვრება დრო $t = 8,7 \text{ წმ}$, რის შემდეგაც მანქანა გაჩერდება. სიჩქარის აგებული მრუდი უმნიშვნელოდ განსხვავდება სწორისაგან (შედარებისათვის, შესაბამისი სწორი აგებულია წყვეტილით).

3.7. ამწე საშახტე დანადგარის დინამიკური პროცესების მოდელირება.

3.7.1. სახუნის შკივიანი ამწევი საშახტე დანადგარის ზოგადი დინამიკური მოდელის დამუშავება.

როგორც აღინიშნა, სამთო მანქანებს და მათ შორის ამწევ დანადგარებს ბაგირთა სისტემებით

რთული დინამიკური პროცესების პირობებში უხდებოდათ მუშაობა. ბაგირებზე მოდებული მასები, გარდა ძირითადი (მუშა) გადაადგილებებისა, განიცდიან გარკვეულ თანამდევ მოძრაობებს, რომელთა გამომწვევი მიზეზი შეიძლება იყოს: ბაგირი-შკივის ხახუნის ზედაპირების უსწორ-მას-წორობები, ამძრავიდან შკივზე ბრუნვითი მოძრაობის არათანაბარი გადაცემა და სხვა. ნორმალური მუშაობის პირობებში ასეთი რხევების გავლენა უმნიშვნელოა, მაგრამ მათი გავლენა იზრდება დანადგარის გაშვებისა და დამუხრუჭების დროს და განსაკუთრებით შესაძლო წინააღმდეგობებისა და ავარიული შემთხვევების (დამუხრუჭების) პირობებში.

მნიშვნელოვანია დინამიკური დატვირთვების გავლენა ბაგირი-შკივის კვანძებში, სადაც ბაგირის დეფორმაციით გამოწვეული დინამიკური ძალები შესაძლოა მნიშვნელოვნად აღემატებოდეს სტატიკურ დატვირთვებს. შესაბამისად, დატვირთვების არათანაბრობის პირობებში ადგილი აქვს ბაგირი-შკივის წყვილის ურთიერთმოქმედების პროექტით განსაზღვრული კანონზომიერების დარღვევას აქედან გამომდინარე, ყველა შესაძლო უარყოფითი მოვლენებით.

აღნიშნულიდან გამომდინარე, დიდი მნიშვნელობა ენიჭება საშახტე ამწევი დანადგარის დინამიკური მოდელის შედგენას და მოძრაობის შესაბამისი მათემატიკური გამოსახულებების მიღებას მათი შემდგომი კვლევის მიზნით.

არსებული დინამიკური მოდელები და შესაბამისი გამოკვლევები [13] დაფუძნებულია ბაგირის დეფორმაციის განსაზღვრაზე სტატიკური დამოკიდებულებით, სადაც ბაგირის მასები გათვალისწინებულია რელების მეთოდით. წინააღმდეგობა გათვალისწინებულია კოეფიციენტით, რომელიც

ახასიათებს ჭურჭლის დამყოლობას და წინააღმდეგობებს შახტის ჭაურში. ასევე აღსანიშნავია, რომ არსებულ მოდელებში ჭურჭლის მოძრაობა განიხილება მხოლოდ გრძივი მიმართულებათ, მაშინ, როდესაც რეალურად მას შეიძლება ჰქონდეს განივი, ბრუნვითი და ა.შ. მოძრაობები (ნორმალური მუშაობის დროს, ასეთი მოძრაობის სიდიდე მცირეა).

აღნიშნულის გათვალისწინებით დამუშავებულ იქნა ზოგადი, სისტემურ მიდგომაზე დაფუძნებული სქემა. იგი ითვალისწინებს ამწევი დანადგარის “ამძრავი – ბაგირთა სისტემა – ტვირთები” შემადგენელი ნაწილების ბაგირთა დეფორმაციით გამოწვეულ შესაძლო მოძრაობებს სივრცეში და ამ მოძრაობების დიფერენციალურ განტოლებათა სისტემის მიღებას. სქემა საშუალებას მოგვცემს მიღებული და განხილული იქნას დანადგარის მოძრაობის ესა თუ ის კერძო შემთხვევა იმისდა მიხედვით თუ რა დაშვებები იქნება ამოცანის მოთხოვნებიდან და რეალური მდგომარეობიდან გამომდინარე.

განვიხილოთ ნახ. 3.7 ა-ზე მოცემული ამწევი დანადგარის ზოგადი სივრცით დინამიკური მოდელი, რომლის შესაბამისი კლასიკური მოდელი მოცემულია ნახ. 3.7 ბ-ზე.

მოცემულ ნახაზზე M_1 და M_2 ჭურჭლის მასებია (ტვირთთან ერთად ან მის გარეშე); M_3 – შკივზე დაყვანილი ამძრავი დანადგარის მასები; M_{β_1} , M_{β_2} – ბაგირების მასები; μ_1 და μ_2 კოეფიციენტებით გათვალისწინებულია M_{β_1} და M_{β_2} ბაგირების ის ე.წ. მისაერთებელი მასები (μ_1 , M_{β_1}) რომლებიც მონაწილეობას იღებენ M_1 , M_2 , M_3 მასების მოძრაობაში.

თითოეული მასის სივრცეში მოძრაობის მისაღებად საჭიროა ამ მასის თავისუფალი i წერტილის (ნაწილაკის) განხილვა. ასეთი წერტილებია A_i, B_i, C_i, D_i, E_i , რომელთაგან თითოეული მიერთებულია შესაბამისი მასების სიმძიმის ცენტრებთან r_i ვექტორებით, ამასთან D_i და E_i წერტილები ვექტორულად დაკავშირებული არიან აგრეთვე ჭურჭლების და შკივის დაყვანილი მასის სიმძიმის ცენტრებთან (R_i ვექტორებით).

მოცემულ სქემაში მასებთან M_1, M_2, M_3 უძრავად დაკავშირებულია კოორდინატა ღერძები $O_1x_1y_1z_1, O_2x_2y_2z_2, O_3x_3y_3z_3$, რომელთა მოძრაობა განიხილება $Oxyz$ ღერძების მიმართ. ბაგირის შეყურსული (მისაერთებელი) მასების μ_1M_b და μ_2M_b მოძრაობა M_1, M_2, M_3 მასების მიმართ განიხილება როგორც ფარდობითი და ბაგირების დეფორმაციების სიდიდეებით განისაზღვრება. ამრიგად, ადგილი ექნება M_1, M_2, M_3 მასების დამოუკიდებელ მოძრაობებს და μ_1M_b და μ_2M_b მასების ფარდობით მოძრაობებს M_1, M_2, M_3 მასების მიმართ [4].

თითოეული მასის თავისუფალი ნაწილაკის (წერტილის) მოძრაობის სიჩქარის ვექტორულ გამოსახულებებს ექნება ფორმა :

$$A_i \text{ წერტილისთვის} \\ V_{Ai} = V_{O1} + \omega \times r_{1i} \\ \dots \dots \dots (3.13)$$

E_i წერტილისთვის

$$V_{Ei} = V_{O3} + \omega_{O3} \times R'_{3i} + V_{O_2} + \omega_{O_2} \times r'_{2i}.$$

შესაბამისი კინეტიკური ენერგიების გამოსახულებები იქნება:

$$T_1^{O_1} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n M_{1i} V_{Ai}^2; \quad T_2^{O_1} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \mu M_{b1} V_{Di}^2;$$

$$T_3^{O_1} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \mu M_{b2} V_{Ei}^2; \quad (3.14)$$

თუ ჩავსვამთ გამოსახულებებში (3.14) სიჩქარეების მნიშვნელობებს გამოსახულებიდან (3.13) და მოვასდნთ მათ გაშლას შესაბამის კოორდინატთა ღერძებზე და გავითვალისწინებთ წრფივი კოორდინატების ნამრავლებს არა უმეტეს მე-2 რიგისა, მივიღებთ:

$$T_1^{O_1} = \frac{1}{2} M_1 (\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2 + \dot{z}_1^2), \text{ და ა.შ.}$$

$$T_3^{O_2} = \frac{1}{2} \mu M_{b2} (\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2 + \dot{z}_3^2) + \mu M_{b2} (\dot{x}_3 \dot{x}_2 + \dot{y}_3 \dot{y}_2 + \dot{z}_3 \dot{z}_2).$$

ლაგრანჟის განტოლების გამოყენებით კინეტიკური ენერჯიების გამოსახულებებიდან მიიღება თითოეული მასის (M_1 , M_2 , M_3) ინერციული ძალების გამოსახულებები $\mu_1 M_3$ და $\mu_2 M_3$ მასების ფარდობითი მოძრაობების გათვალისწინებით:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} \right) = (M_1 + \mu M_{b1}) \ddot{x}_1 + \mu M_{b1} \ddot{x}_3, \dots,$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{z}_3} \right) = (M_3 + \mu M_{b1} + \mu M_{b2}) \ddot{z}_3 + \mu M_{b1} \ddot{z}_1 + \mu M_{b2} \ddot{z}_2$$

ბაგირთა სისტემაში აღმოცენებული დრეკადი ძალების მიღებისათვის უნდა განისაზღვროს

ბაგირების მასებთან მოდების წერტილების კოორდინატები საწყის და დეფორმაციის შედეგად მიღებულ მდგომარეობებში და სხვაობები გამრავლდეს ბაგირის სისხისტის კოეფიციენტებზე.

მასების სივრცეში მოძრაობის შემთხვევაში ბაგირის შკივთან მოდების a წერტილის კოორდინატები $Oxyz$ ღერძების მიმართ განისაზღვრება გამოსახულებებით:

$$(x_a)_x = x_{o1} + x_a \alpha_{11} + y_a \alpha_{12} + z_a \alpha_{13},$$

$$(y_a)_y = y_{o1} + x_a \alpha_{21} + y_a \alpha_{22} + z_a \alpha_{23},$$

$$(z_a)_z = z_{o1} + x_a \alpha_{31} + y_a \alpha_{32} + z_a \alpha_{33},$$

სადაც $x_{o1}, y_{o1}, z_{o1} - M_1$ მასის O_1 ცენტრის ბაგირის დეფორმაციით გამოწვეული მოძრაობის კოორდინატებია, $x_a, y_a, z_a - a$ წერტილის კოორდინატები $Ox_1y_1z_1$ კოორდინატთა სისტემის ღერძების მიმართ; $\alpha_{11}, \alpha_{12}, \alpha_{13} - Ox_1y_1z_1$ ღერძების $Oxyz$ სისტემის მიმართ მობრუნების კუთხეების მიმართველი კოსინუსები [4].

ცხრილი 3.1

	x_1	y_1	z_1
x	α_{11}	α_{12}	α_{13}
y	α_{21}	α_{22}	α_{23}
z	α_{31}	α_{32}	α_{33}

ცხრილი 3.2

	x_1	y_1	z_1
x	1	φ_1	ψ_1
y	φ_1	1	$-\theta_1$
z	ψ_1	θ_1	1

ცხრილი 3.3

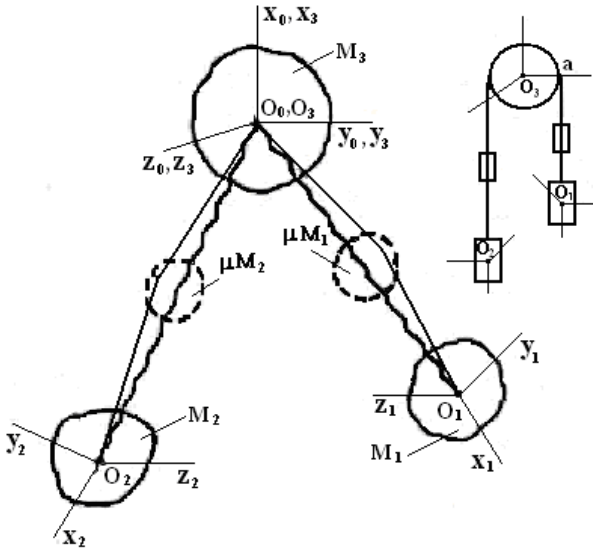
	x_1	y_1	z_1
x	1	0	0
y	0	0	0
z	0	0	0

ანალოგიური გამოსახულებები მიიღება M_2 და M_3 მასების მიმართაც.

იმის მიხედვით, თუ მასების რა სახის და რა სიდიდის სივრცით მოძრაობებს აქვს ადგილი რეალურად α_j მიმმართველი კოსინუსები ეილერის θ, ψ, φ კუთხეებისგან დამოკიდებულებით გამოისახებიან სხვადასხვა მიახლოებით. მაგალითად, თუ მიმმართველი კოსინუსების გაშლისას დავტოვებთ მხოლოდ პირველი რიგის წევრებს, ცხრ.3.1 M_1 მასის მიმართ მიიღებს ცხრ.3.2-ის სახეს, ხოლო, თუ მივიღებთ, რომ გადაადგილებები ხდება მხოლოდ $x_1, x_2,$ და x_3 ღერძების მიმართულებით და ადგილი არ აქვს განივ და ბრუნვით მოძრაობებს – მიიღება ცხრ.3.3. ამასთან უნდა აღინიშნოს, რომ წინააღმდეგობის ძალების გაუთვალისწინებლობა არ იძლევა რხევითი მოძრაობის რეალურ სურათს რხევის ჩაქრობის თვალსაზრისით, ვინაიდან მექანიკური (ლოკალური) წინააღმდეგობის აღმოფხვრის შემდეგ (ისევე როგორც გარდამავალ რეჟიმებში) სისტემა აგრძელებს მოძრაობას თანმდევ თავისუფალ რხევით რეჟიმში.

მნიშვნელოვან საკითხს წარმოადგენს გარეშე ძალის (ძრავის) ზემოქმედების გათვალისწინება რხევითი მოძრაობის პროცესში. ავარიულ რეჟიმში, როგორც წესი, ხდება დამუხრუჭება და ძრავის გამორთვა, ხოლო სისტემა განაგრძობს მოძრაობას თავისუფალი რხევის რეჟიმში მისი საბოლოოდ ჩაქრობამდე. გარდა გარდამავალი პროცესებისა და ავარიული შემთხვევებისა საბაგრო ამწევი დანადგარები, მათში არსებითად დრეკადი სისტემების არსებობის გამო, ნორმალურ სამუშაო პირობებშიც ხასიათდებიან თანმდევი რხევითი მოვლენებით. იგი შეიძლება მიმდინარეობდეს როგორც ტრანსმისიის კონსტრუქციაში კვანძებისა და გადამცემი მექანიზმების არაზუსტი ურთიერთ-

კავშირით, ასევე შკივისა და ბაგირის წყვილის ურთიერთმოხახუნე ზედაპირების არათანაბრობით და ა.შ.



ნახ. 3.7.

3.7.2. საშახტე ამწევი დანადგარის სივრცეში მოძრაობის განტოლებების მიღება.

განსაკუთრებულ ყურადღებას იმსახურებენ რხევითი პროცესები ბაგირის შკივზე ასრიალების თვალსაზრისით, რადგან ამ დროს შეიძლება მნიშვნელოვნად დაირღვეს თანაფარდობა ხახუნის ძალასა და ბაგირის დაჭიმულობებს შორის და მოხდეს მანქანის ანგარიშით გათვალისწინებული მუშა პროცესების დარღვევა.

კინეტიკური ენერგიების ლაგრანჟის განტოლებებში შეტანით და დრეკალი და წინააღმდეგობის

ძაღების სტანდარტული ფორმების გამოყენებით ამწვევი საბაგირო სისტემის რხევითი მოძრაობის განტოლებებს ექნებათ შემდეგი სახე [16]:

$$\begin{aligned}
 (M_1 + \mu_1 M_{r_1}) \ddot{x}_1 + \mu_1 M_{r_1} \ddot{x}_3 + k_1(x_1 - x_3) + h_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) &= 0; \\
 (M_2 + \mu_2 M_{r_2}) \ddot{x}_2 + \mu_2 M_{r_2} \ddot{x}_3 + k_2(x_2 - x_3) + h_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) &= 0; \\
 (M_3 + \mu_3 M_{r_1} + \mu_3 M_{r_2}) \ddot{x}_3 + \mu_3 M_{r_1} \ddot{x}_1 + \mu_3 M_{r_2} \ddot{x}_2 + k_1(x_3 - x_1) + \\
 + k_2(x_3 - x_2) + h_1(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) + h_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) &= Q + F_{fr}, \quad (3.15)
 \end{aligned}$$

მიღებული განტოლებები ასახავენ ამწვევი დანადგარის მოულოდნელი გაჩერების დროს განვითარებულ რხევით პროცესებს.

მნიშვნელოვანი როლი ნორმალური მუშა რეჟიმების განვითარებაში განეკუთვნება ხახუნის ძალას და მის დამოკიდებულებას ბაგირის შტოების დაჭიმულობათა სხვაობისაგან.

თუ დაირღვა თანაფარდობა ხახუნის ძალასა და დაჭიმულობებს შორის მოხდება ბაგირის შკივზე ასრიალება და შეიძლება აღმოცენდეს ავტორხევები (თუ ძრავმა გააგრძელა მუშაობა), რომლებიც თავის მხრივ განპირობებული იქნებიან ბაგირებში დრეკად ძალებსა (დაჭიმულობებს) და ხახუნის ძალებს შორის ცვლადი ურთიერთდამოკიდებულებით (ავტორხევების კლასიკური შემთხვევა).

თუ მოხდება ჭურჭლის გამოდება რაიმე დაბრკოლებაზე და ძრავის გაჩერება არ მოხერხდა სწრაფად, დაჭიმულობათა თანაფარდობის (სხვაობის) სიდიდე გადააჭარბებს ხახუნის ძალას და მოხდება ასრიალება (ნორმალურ რეჟიმში ხახუნის ძალა

ყოველთვის მეტია ბაგირების დაჭიმულობათა სხვაობაზე).

სახუნის ძალის დამოკიდებულებას ბაგირის დაჭიმულობისაგან განსაზღვრავენ შემდეგი გამოსახულებით [1]:

$$F_{b\&g} = S_{2b\&g} (e^{e^{\mu\alpha}} - 1) \quad (3.16)$$

სადაც $S_{2b\&g}$ – ბაგირის ჩამავალი შტოს სტატიკური დაჭიმულობა, μ – ბაგირის შკივის ღარის ზედაპირის მიმართ სახუნის კოეფიციენტი, α – ბაგირის წამყვანი შკივის მიმართ შემოხვევის კუთხე.

წონასწორობის მდგომარეობაში სახუნის ძალის დამოკიდებულებას ბაგირების შტოების დაჭიმულობათა სხვაობისაგან აქვს შემდეგი სახე:

$$S_{1b\&g} - S_{2b\&g} = F_{b\&g} \quad (3.17)$$

სადაც $S_{1b\&g}$ – ამავალი შტოს სტატიკური დაჭიმულობა.

ამრიგად, რომ არ მოხდეს ასრიალება სტატიკურ მდგომარეობაში, დაცული უნდა იქნას პირობა:

$$\frac{F_{b\&g}}{S_{1b\&g} - S_{2b\&g}} \geq 1 \quad \frac{F_{fr}}{S_{\circ} - S_{\text{ფ}}} \geq 1 \quad (3.18)$$

ბაგირის შტოებში სხვადასხვა მიზეზების გამო დეფორმაციის შემთხვევაში აღმოცენდება შესაბამისი დიანმიკური პროცესები, რასაც არსებითი გაგლენის მოხდენა შეუძლია (3.18) დამოკიდებულებაზე.

ამწვევი დანადგარის სტატიკური მდგომარეობის დროს დაჭიმულობები ბაგირების შტოებში განისაზღვრება შემდეგი გამოსახულებით:

$$S_{1b\delta} = P_1 + P_2 + P_{r1}; \quad S_{1b\delta} = P_1 + P_2; \quad (3.19)$$

სადაც P_1 – ასაწვევი ჭურჭლის წონა, P_2 – სასარგებლო ტვირთის წონა, $P_{\beta 1}$ – ამავე ბაგირის შტოს წონა, P_2 – ჩამავალი ჭურჭლის წონა, $P_{\beta 2}$ – ბაგირის ჩამავალი შტოს წონა, $P_{\beta 1} = PL_1$, $P_{\beta 2} = PL_2$, L_1 , L_2 შტოების თავისუფალი სიგრძეები, P – ბაგირის 1 გრძ. მეტრის წონა.

(3.15) და (3.19) გამოსახულებებიდან გამომდინარე სრული დაჭიმულობები ბაგირებში ასე გამოისახება:

$$S_1 = S_{1b\delta} - (a_{11} \ddot{X}_1 + a_{13} \ddot{X}_3); \quad S_2 = S_{2b\delta} - (a_{22} \ddot{X}_2 + a_{23} \ddot{X}_3);$$

განტოლება (3.18) შესაბამისად მიიღებს სახეს:

$$F_{b\alpha b} = S_2 (e^{\mu\alpha} - 1)$$

განტოლებები (3.15) საშუალებას იძლევიან განხილულ იქნას საბაგირო ამწვევი დანადგარის მოძრაობის თითქმის ყველა რეალური და თეორიული შემთხვევა. მათ შორის:

1) დანადგარის (ძრავის) მოულოდნელი გაჩერება ($Q_{dr} = 0$, $F_{b\alpha b} \geq S_1 + S_2$ - ასრიალების გარეშე) ამ დროს ტვრითები ინერციით განაგრძობენ მოძრაობას ($Q = Q_{მუს}$) და (3.14) განტოლებებიდან მოხდება პირველი ორის ამოხსნა $Q_{dr} = 0$ პირობის გათვალისწინებით.

2) თუ მოხდება ამავე ჭურჭლის რაიმე წინააღმდეგობის გამო გაჩერება, ბაგირის დაჭიმვა

და შემდეგ გაშვება, ამ შემთხვევაში განვითარდება რხევითი პროცესები (3.15) განტოლებათა სისტემის შესაბამისად (ასრიალების გარეშე).

3) თუ მოხდა ამაველი ჭურჭლის გაჭედვა შეიძლება განვიხილოთ ორი პერიოდი:

ა) გაჭედვიდან ძრავის გაჩერებამდე (დამუხრუჭების პარალელურად) – იმუშავენ II და III განტოლებები.

ბ) ძრავის გაჩერება ($Q_{ძრ}=0$, $Q=Q_{ჭყ}$) – იმუშავენ II განტოლება.

4) თუ მოხდა გაჭედვა, ხოლო ძრავის გაჩერება არ მოხერხდა დაჭიმულობათა სხვაობა გადააჭარბებს ხახუნის ძალას და მოხდება ასრიალება.

ამ დროს შიგნის მოძრაობა სრიალის ხახუნით უკავშირდება შტოების ტვირთების მოძრაობას და ადგილი ექნება შტოებში ავტორხევების აღმოცენებას (უკვე დამყარებული მოძრაობის დროს), რაც ძირითადად ხახუნის ძალისა და დაჭიმულობათა სხვაობის ურთიერთდამოკიდებულებით იქნება განპირობებული.

ცხრილი 3.1 და წარმოდგენილი პროცედურა საშუალებას იძლევა მიღებულ იქნას ამწევი დანადგარის სივრცითი მოძრაობის მთლიანი ანალიზური გამოსახულება (სიდიდის გამო არ არის წარმოდგენილი [16]). იგი შეიძლება დაყვანილ იქნა მოძრაობის კონკრეტულ შემთხვევაზე: სიბრტყეზე, ერთ რომელიმე ღერძზე და ა.შ.

კვლევის აღნიშნული მიდგომით შესაძლებელია რიცხვითი ექსპერიმენტების ფართო სპექტრის ჩატარება. ეს შეეხება როგორც სისტემაში აღმოცენებული დრეკადი დეფორმაციების და ხახუნის ძალების ურთიერთგავლენის, ასევე მასების მოძრაობის მუშა მიმართულებებიდან გადახრების გავლენის კვლევას მანქანის საექსპლუატაციო

პარამეტრებზე (სინქარე, ტვირთამწეობა, ასრიალება და ა.შ.).

3.7.3. სისტემის “შკივი-ბაგირი-ტვირთის” დინამიკური ურთიერთქმედების ციფრული გამოკვლევა

როგორც ცნობილია ასრიალების შესაძლებლობა დამოკიდებულია ხახუნის ძალასა და ბაგირის შტოების დაჭიმულობათა სხვაობის თანაფარდობაზე. განვიხილოთ აღნიშნული თანაფარდობების ჩამოყალიბების სხვადასხვა პირობები:

1. სტატიკური მდგომარეობა (უძრაობის ან თანაბარი მოძრაობის შემთხვევა);

2. გაშვების, გაჩერების ან დამუხრუჭების მდგომარეობა, როდესაც მოძრაობა თანაბარჩქარებულია ან თანაბარშენელებული.

3. როდესაც ვაგონის გადაადგილებას თანახლავს ბაგირის (შკივის) რხევითი მოძრაობები.

პირველ შემთხვევაში ასრიალების საწინააღმდეგო უსაფრთხოების კოეფიციენტი განისაზღვრება შემდეგი დამოკიდებულებით:

$$\delta_{\text{სტ}} = S_{\text{წ}}(e^{f\alpha} - 1) / (S_{\text{ა}} - S_{\text{წ}}) \quad (3.20)$$

სადაც $S_{\text{წ}}$ და $S_{\text{ა}}$ – ჩამავალი და ამავალი შტოების სტატიკური დაჭიმულობებია;

e – ნატურალური ლოგარითმის ფუძეა; f – ბაგირის შკივის ამონავთან ხახუნის კოეფიციენტი; α – ბაგირის შკივზე შემოხვევის კუთხეა.

იმისათვის, რომ ასრიალებას არ ჰქონდეს ადგილი უსაფრთხოების კოეფიციენტი მეტი უნდა იყოს ერთზე, $\delta_{\text{სტ}} > 1$.

მე-2 შემთხვევაში, ე.ი. როდესაც განვიხილავთ შეჩერების, გაშვების ან დამუხრუჭების პროცესებს, სტატიკურ დატვირთვებს დაემატება დინამიკური დატვირთვები და δ კოეფიციენტი გამოისახება შემდეგნაირად:

$$\delta_{\text{დინ}} = \frac{(S_{\text{ბ.სტ}} \pm m_{\text{ბ}} a)(e^{f\alpha} - 1)}{S_{\text{ა.სტ}} - S_{\text{ბ.სტ}} \pm a(m_{\text{ს}} + m_{\text{ბ}})} \quad (3.21)$$

სადაც a – მუდმივი შენელება ან აჩქარებაა, $m_{\text{ს}}$ – ამაველი ტვირთის, ხოლო $m_{\text{ბ}}$ – ჩამავალი ტვირთის მასა.

მე-3 შემთხვევაში განიხილება ვაგონის მოძრაობის ისეთი მდგომარეობა, როდესაც ადგილი აქვს ბაგირში დრეკად დეფორმაციებს (რხევებს), რაც შეიძლება გამოწვეული იქნას სხვადასხვა მიზეზებით (მანქანის გაშვება, გაჩერება, უეცარი დამუხრუჭება და ა.შ.).

ამ შემთხვევაში ასრიალების საწინააღდეგო უსაფრთხოების კოეფიციენტი მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$\delta_{\text{დინ}}^{\bullet} = \frac{S_{\text{ბ}} \pm m_{\text{ბ}} a + m_{\text{ბ}} \ddot{x}_2 (e^{f\alpha} - 1)}{S_{\text{ს}} - S_{\text{ბ}} \pm a(m_{\text{ს}} + m_{\text{ბ}}) + m_{\text{ს}} \ddot{x}_1 + m_{\text{ბ}} \ddot{x}_2} \quad (3.22)$$

სადაც x_1 და x_2 – ამაველი და ჩამავალი შტოების გადაადგილებებია.

განხილული მდგომარეობებიდან ინტერესს იწვევს და ნაკლებად არის შესწავლილი მე-3 შემთხვევა, ე.ი. როდესაც სტატიკურ და თანაბარაჩქარებით ან შენელებით გამოწვეულ დატვირთვებს ემატება რხევით გამოწვეული დინამიკური დეფორმაციები.

აღნიშნული პროცესების კომპიუტერული მოდელირებისათვის ვისარგებლოთ შემდეგი თანმიმდევრობით.

გაანგარიშების საფუძველზე უნდა განისაზღვროს განტოლებათა სისტემის კოეფიციენტები დანადგარის ძირითადი პარამეტრების მიხედვით. ასეთი მიდგომით აღნიშნული განტოლებები ფაქტიურად აღწერენ გარკვეული კონკრეტული მანქანის (ჩვენს შემთხვევაში ზემოთ შერჩეული მანქანის) მოძრაობის (დინამიკურ) პროცესს და შესაძლებელია პარამეტრების ცვლილებების საფუძველზე ჩატარდეს მუშა პროცესზე მათ გავლენის კვლევა.

კოეფიციენტების რიცხვითი მნიშვნელობების დადგენის შემდეგ დამუშავდება მიღებული განტოლებების კომპიუტერული მოდელირების პროგრამა. შეირჩევა დიფერენციალური განტოლებების ამოხსნის რიცხვითი მეთოდები მაგალითად, რუნგე კუტას მე-4 რიგის რიცხვითი მეთოდი.

ამჯერად ციფრული (კომპიუტერული) გამოკვლევების მთავარი მიზანია დადგინდეს ასრიალების საწინააღმდეგო კოეფიციენტის δ დამოკიდებულება დინამიკური დატვირთვებისაგან და ზემოთაღნიშნული შემთხვევების ურთიერთშედარება.

თითოეული შემთხვევისთვის გამოიყენება შესაბამისი განტოლებები:

1) სტატიკური დატვირთვების შემთხვევაში – განტოლება (3.20);

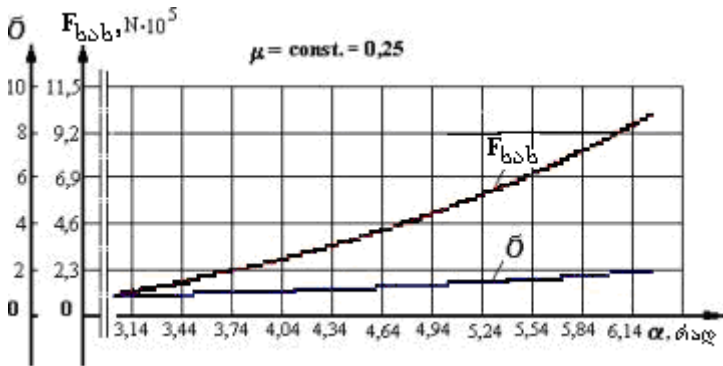
2) სტატიკური და ბაგირის მუდმივ აჩქარებული ან მუდმივი შენელებული მოძრაობების შემთხვევაში – განტოლება (3.21);

3) ბაგირის რხევითი მოძრაობის შემთხვევაში (სტატიკურ და მუდმივაჩქარებულ, მუდმივშენელებულ მოძრაობასთან ერთად) – განტოლება (3.22).

თითოეულ შემთხვევაში იცვლება შემოხვევის კუთხე და ბაგირის შიგნით ხახუნის კოეფიციენტი.

3.7.4. ციფრული ექსპერიმენტის ზოგიერთი გრაფიკული და რიცხვითი შედეგები

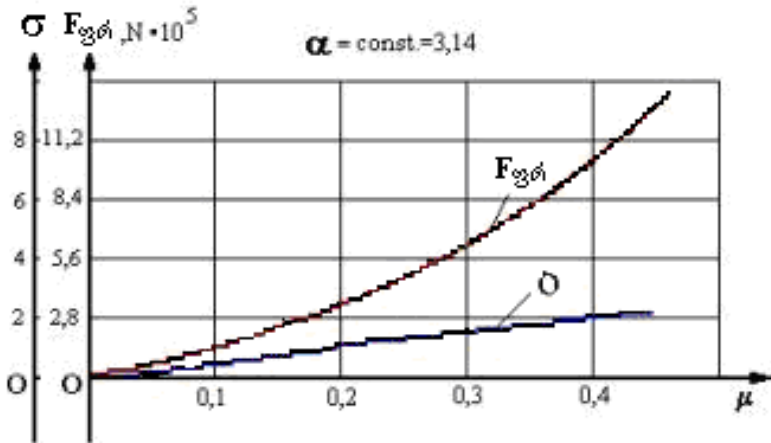
ნახ. 3.7 – ზე მოცემულია ხახუნის ძალისა და ასრიალების საწინააღმდეგო კოეფიციენტის დამოკიდებულება შემოხვევის კუთხეზე



ნახ. 3.7

ნახ. 3.8 – ზე მოცემულია ხახუნის ძალისა და ასრიალების საწინააღმდეგო უსაფრთხოების კოეფიციენტის დამოკიდებულება ხახუნის კოეფიციენტზე, როცა μ იცვლება 0–დან 0,5–მდე, ხოლო შემოხვევის კუთხე მუდმივი სიდიდისაა $\alpha = 3,14$.

ნახ. 3.9 – ზე წარმოდგენილია ხახუნის ძალისა და ასრიალების კოეფიციენტების ცვლილება დინამიკური დატვირთვების ზემოქმედების პირობებში. განტოლება (3.22) – ის მიხედვით. როგორც

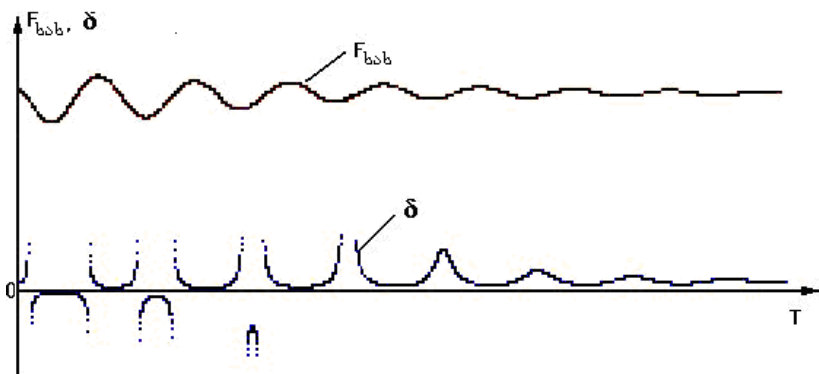


ნახ. 3.8

ნახაზიდან ჩანს დასაწეისში დიდი ამპლიტუდის რხევების დროს ასრიალების საწინააღმდეგო კოეფიციენტს აქვს არაწრფივი სახე და პერიოდული ასრიალების მდგომარეობა ბაგირის ცალკეულ მონაკვეთზე. ასეთი პროცესი ხასიათდება ფრიქციული ავტორხევის მსგავსი მოვლენებით, რაც არასასურველია, მაგრამ არ იწვევს საერთო ასრიალებას, თუ ჩაქრობას აქვს წრფივი ხასიათი და რხევის ამპლიტუდა არ არის მნიშვნელოვნად მაღალი. გარკვეული პერიოდის შემდეგ ხდება რხევების ჩაქრობა და პროცესი უბრუნდება ჩვეულებრივ (ნორმალურ) მდგომარეობას.

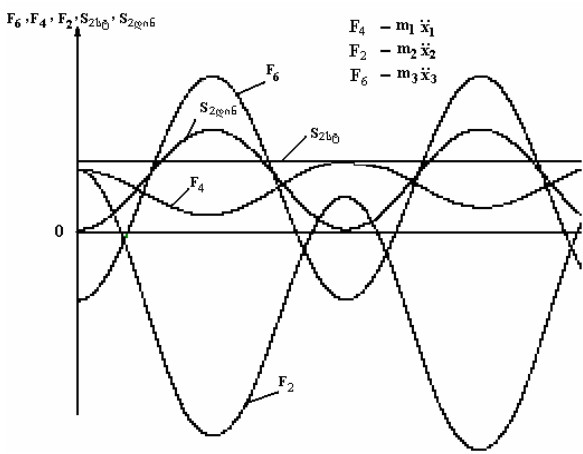
ნახ. 3.10 – ზე მოცემულია განტოლებათა სისტემის (3.15) ამოხსნის გრაფიკული გამოსახულებები დინამიკური (რხევის) პროცესების გათვალისწინებით. კერძოდ ხახუნის ძალები, ბაგირის შტოების დაჭიმულობები, დინამიკური დატვირთვები ბაგირზე და შკივზე (ინერციის ძალები:

$m_1 \ddot{x}_1, m_2 \ddot{x}_2, m_3 \ddot{x}_3$) განიცილიან რხევის შესაბამის



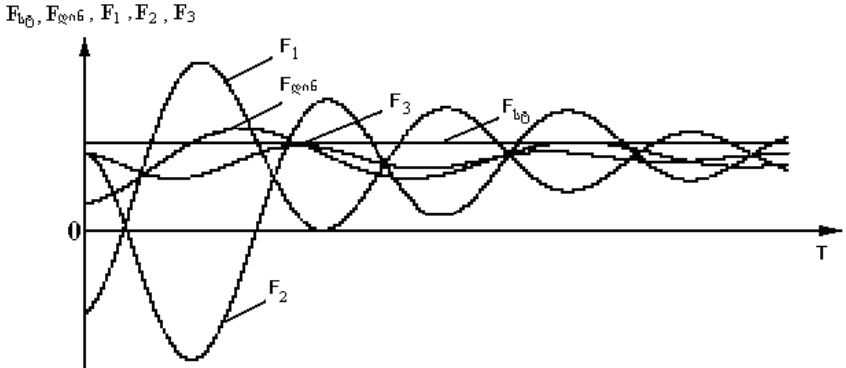
ნახ. 3.9

პერიოდულ ცვლილებებს.



ნახ.3.10.

მსგავსი პროცესი რხევის ჩაქრობის შემთხვევაში (როდესაც გათვალისწინებულია წინააღმდეგობის ძალები) მოცემულია ნახ. 3.11 – ზე.

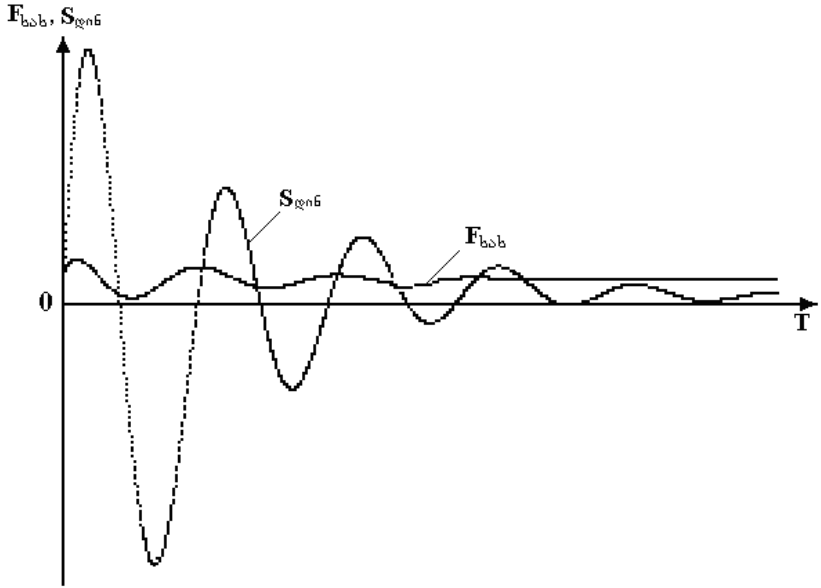


ნახ. 3.11.

ნორმალური მუშაობის შემთხვევაში დინამიკურ დატვირთვებს აქვს მიღვეადი ხასიათი და ვერ ახდენენ მნიშვნელოვან გავლენას მუშა პროცესზე, მაგრამ როგორც მიღებულმა გამოკვლევებმა გვიჩვენეს სხვადასხვა დარღვევების შემთხვევაში (უცარი გაჭედვა, უცარი დამუხრუჭება, გაწყვეტა, ცვეთით გამოწვეული დარღვევები, და ა.შ.) შესაძლებელია დინამიკური დატვირთვების პროცესი გაგრძელდეს დროში და გამოიწვიოს სერიოზული უარყოფითი შედეგები.

ნახ. 3.12-ზე მოცემულია ციფრული ექსპერიმენტის გრაფიკული ამონახსნი, სადაც ნაჩვენებია ხახუნის ძალისა და დაჭიმულობათა სხვაობის ცვლილების კანონზომიერების ხასიათი დინამიკური დატვირთვების (რხევების) პირობებში.

როგორც ნახაზიდან ჩანს დასაწყისში, როდესაც მოხდა რაღაც წინააღმდეგობასთან ტვირთის კონტაქტი და შემდეგ წინააღმდეგობის მოხსნა, განვითარდა რხევითი პროცესი, რომელიც გაგრძელდა რამდენიმე პერიოდის განმავლობაში და შემდეგ რეალურ სისტემაში არსებული წინააღმდეგობის



ნახ. 3.12.

გაველენით დაიწყო მიღება (ჩაქრობა). ბოლოს, როგორც ნახაზიდან ჩანს პროცესი დაუბრუნდა საწყის (ნორმალურ) მუშა მდგომარეობას.

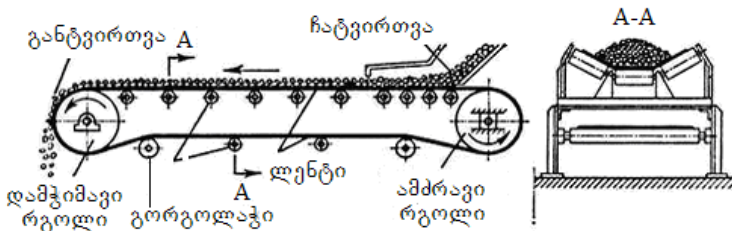
თავი 4 ლენტური კონვეიერების დინამიკა

4.1. კონვეიერების სახეები და გამოყენების სფეროები

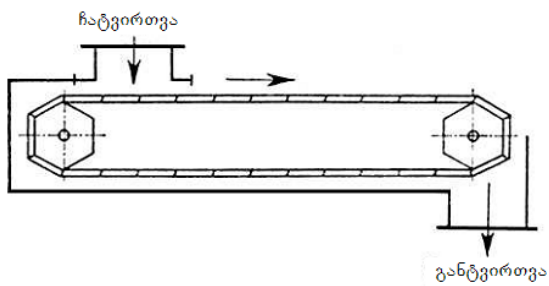
ლენტური კონვეიერები მასიური ტვირთების ტრანსპორტის განსაკუთრებული, მწარმოებლური და საიმედო სახეობაა. ისინი წარმოადგენენ უწყვეტი მოქმედების მანქანებს და გამოიყენებიან ფხვიერი, ნატეხი ან ერთეული მასალების გადატანისათვის. სამთო საწარმოების მწარმოებლობის ზრდას თან სდევს კონვეიერული დანადგარების სიმძლავრის, მწარმოებლობის, და სიგრძის ზრდა და მათ ფართო გავრცელება აქვთ მთელ მსოფლიოში.

კონვეიერები მწარმოებლობის (2000 ტ/სთ) და სიგრძის (11-13 კმ) ზრდასთან ერთად განსაკუთრებულ მნიშვნელობას იძენენ გაშვების დინამიკასთან დაკავშირებული საკითხები [1], რაც განპირობებულია ლენტის მუშაობის ხელსაყრელი პირობების შექმნის აუცილებლობით.

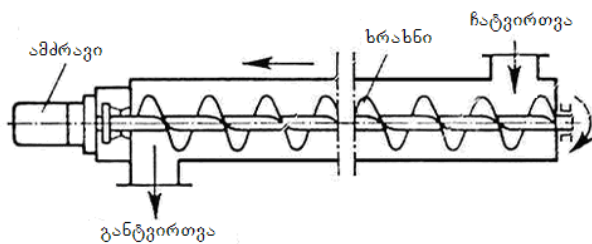
კონვეიერები ძირითადად განსხვავდებიან ერთმანეთისგან გამწევი და ტვირთგადამტანი ორგანოების ტიპების მიხედვით (ნახ. 4.1.,...,4.5) .



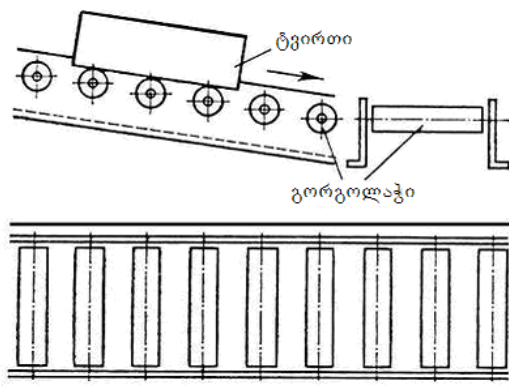
ნახ.4.1.



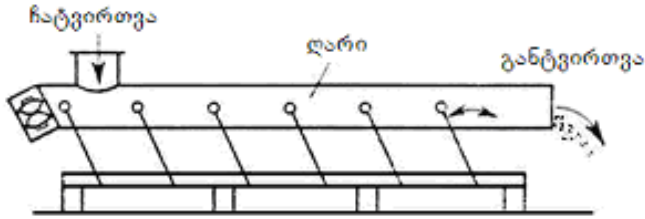
ნახ. 4.2.



ნახ. 4.3.



ნახ. 4.4.



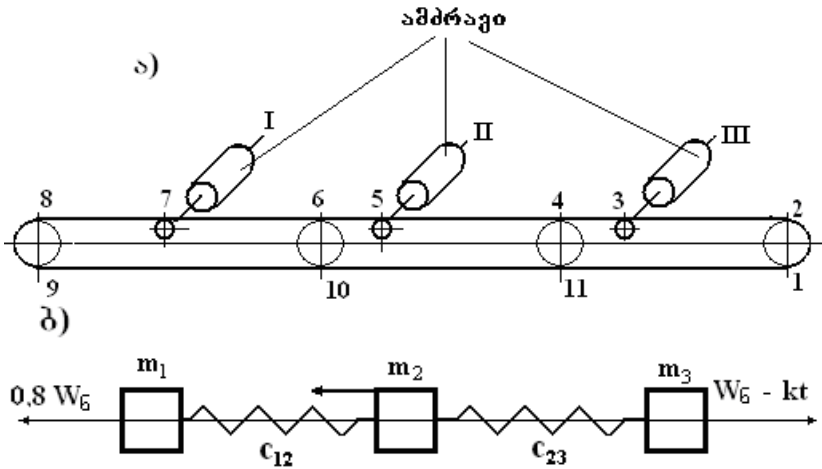
ნახ. 4.5.

განასხვავებენ კონვეიერებს გამწვევი ორგანოს მიხედვით: ლენტური (ნახ.4.1), ჯაჭვური, საბაგირო, და სხვა. გამწვევი და არაგამწვევი ორგანოთი: სრახნული (ნახ.4.3), ინერციული, ვიბრაციული (ნახ.4.5), გორგოლაჭოვანი (ნახ.4.4). ტვირთგადამტანი ორგანოთი: ლენტური, ფირფიტოვანი (ნახ.4.2), ხვეტია, საურიკო და სხვა.

ფირფიტოვანი და ლენტურ-ჯაჭვური კონვეიერები ჩვეულებრივად აღჭურვილი არიან რამდენიმე ამძრავით, რომლებიც განლაგებული არიან კონვეიერის ღვარის გასწვრივ და დაკავშირებული არიან ერთმანეთთან მხოლოდ დრეკადი გამწვევი ორგანოთი-კონვეიერით. ასეთი ამძრავების ფარდობითი რხევები კონვეიერის წრეზე ფრიად არასასურველია, რადგანაც აღმოცენებული დინამიკური ძალები ზრდიან დატვირთვებს გამწვევ ორგანოზე.

4.2. სამამძრავიანი კონვეიერის დინამიკა გაშვების პროცესში

განვიხილოთ სამამძრავიანი კონვეიერის (ნახ. 4.6 ა,ბ) მოძრაობის დინამიკური პროცესი გაშვების მომენტში.



ნახ. 4.6

ამძრავების მოძრაობის განტოლებებს აქვს სახე

$$\left. \begin{aligned}
 (m_1 + \frac{m_{12}}{3}) \ddot{x}_1 + \frac{m_{12}}{6} \ddot{x}_2 + c_{12} x_1 - c_{12} x_2 &= Q_1; \\
 (m_2 + \frac{m_{12}}{3} + \frac{m_{23}}{3}) \ddot{x}_2 + \frac{m_{12}}{6} \ddot{x}_1 + \frac{m_{23}}{6} \ddot{x}_3 - c_{12} x_1 + (c_{12} + \\
 + c_{23}) x_2 - c_{23} x_3 &= Q_2; \\
 (m_3 + \frac{m_{23}}{3}) \ddot{x}_3 + \frac{m_{23}}{6} \ddot{x}_2 - c_{23} x_2 + c_{23} x_3 &= Q_3,
 \end{aligned} \right\} (4.1)$$

სადაც m_1 - I ამძრავის მოძრავი ნაწილების დაყვანილი მასა + კონვეიერის უქმი შტო და მისი "7 - 8" დატვირთული უბანი; m_2 - II ამძრავის მოძრავი ნაწილების დაყვანილი მასა; m_3 - III ამძრავის მოძრავი ნაწილების დაყვანილი მასა + დატვირთული შტოს 2 - 3 უბანი; m_{12} და m_{23} - დატვირთული შტოს 3 - 5 და 5 - 7 უბნების მასები;

c_{12} და c_{23} - 3 - 5 და 5 - 7 უბნების სიხისტეები [13]; x_1, x_2, x_3 - განზოგადოებული კოორდინატები, რომელთა როლშიც მოცემულ შემთხვევაში შესაბამისი ამძრავების მუხლუხების მუშტების გადაადგილებები; Q_1, Q_2, Q_3 - შესაბამისი ამძრავების განზოგადოებული ძალები ($Q_1 = 0,8 W_6, Q_2 = 0,8 W_6, Q_3 = -W_6 + kt$, სადაც - W_6 - ერთი ამძრავის ნომინალური წვეის ძალა, k - III ამძრავის მწვეი ძალის ზრდადობის ინტენსივობის კოეფიციენტი).

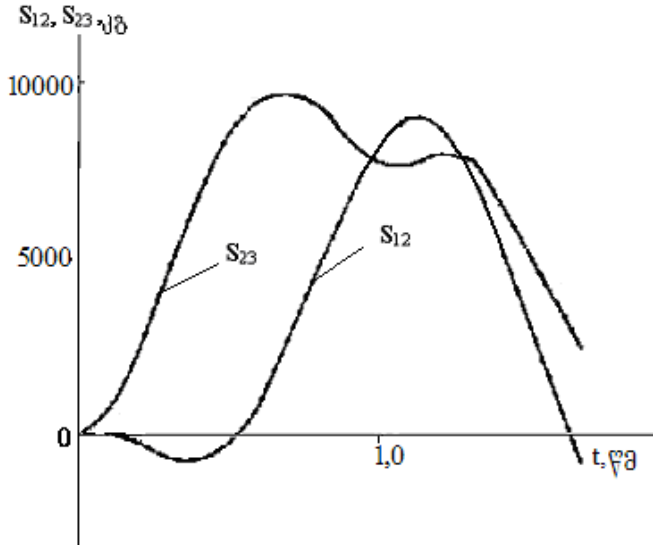
დინამიკური დატვირთვების განსაზღვრა დაიყვანება (4.1) სისტემის ამოხსნაზე და გამოსახულებების $S_{12} = c_{12}(x_1 - x_2)$ და $S_{23} = c_{23}(x_2 - x_3)$ გამოთვლაზე.

ნახ. 4.7 -ზე მოცემულია გამწვეი ორგანოს ძალების დროში ცვლილების გრაფიკები (S_{12} და S_{23} - ნახ. 4.6). როგორც ამ გრაფიკებიდან ჩანს კონვეიერის წრედში ძალა მაქსიმალურ სიდიდეს ($S_{max} = 10500 \text{კგ} = 1,65 W_6$) აღწევს 0,7 წამის შემდეგ მე-2 და მე-3 ამძრავებს შორის უბანზე მუხრუჭის გამორთვიდან. შემდგომში წრედში ვითარდება ქრობადი (მიღევადი) რხევები და დინამიკური ძალების ამპლიტუდები სწრაფად იწყებენ შემცირებას.

4.3. ორამძრავიანი ლენტური კონვეიერის მოძრაობის პროცესი რელეის მეთოდის გათვალისწინებით.

კონვეიერის ექვივალენტური სქემის შედგენისათვის უნდა გავითვალისწინოთ წრედის განაწილებული მასა რელეის მეთოდის მიხედვით.

ამისათვის საჭიროა წრედის სიგრძეზე სტატიკური დეფორმაციის განაწილების ცოდნა. თუ განვიხილავთ გაშვების მომენტს ძირითადი დატვირთვა



ნახ.4.7.

მოდებულია კონვეიერის წრედის საპირისპირო ბოლოებზე, შეიძლება მივიღოთ, რომ დეფორმაცია განაწილებულია ტრაპეციული კანონით. ამ შემთხვევაში კინეტიკური ენერგია განისაზღვრება გამოსახულებით

$$T_k = \frac{\mu L}{3} \cdot \frac{x_1^2 + x_1 x_2 + x_2^2}{2},$$

სადაც x_1, x_2 –შესაბამისი ამძრავების წრედების გადაადგილებებია; x_1, x_2 - წრედის ამ კვეთების წრფივი სიჩქარეებია; μ – წრედის 1 მ გრძივი მასა; L - კონვეიერის სიგრძე.

კინეტიკური ენერგიის გამოსახულების ლაგრანჟის განტოლებაში ჩასმით მივიღებთ:

$$(m_{\text{დაყ}} + \frac{\mu L}{3}) \ddot{x}_2 + \frac{\mu L}{6} \ddot{x}_1 + \frac{E_0}{L} x_2 - \frac{E_0}{L} x_1 = Q_2; \quad (\text{ა})$$

$$(m_{\text{დაყ}} + \frac{\mu L}{3}) \ddot{x}_1 + \frac{\mu L}{3} \ddot{x}_2 + \frac{E_0}{L} x_1 - \frac{E_0}{L} x_2 = 0,$$

სადაც $m_{\text{დაყ}}$ -ამძრავის წრედზე დაყვანილი მასა, E_0 -წრედის გრძივი სიხისტე; Q_2 - მე-2 ამძრავის გამწვევი ძალა, რომელიც გაშვების მომენტში შეიძლება ჩაითვალოს მუდმივად და ასე გამოისახოს

$$Q_2 = M_{\max} \frac{\eta \Omega_H}{V};$$

აქ M_{\max} - ქუროს მაქსიმალური მომენტი; Ω_H - მისი ტურბინის ბორბლის ნომინალური სიჩქარე; η - რედუქტორის და ჯაჭვური მოდების მ.ქ.კ.; V - ლენტის სიჩქარე.

(ა) სისტემაში პირველ განტოლებას თუ გამოვაკლებთ მე-2-ს მივიღებთ

$$(m_{\text{დაყ}} + \frac{\mu L}{6})(\ddot{x}_2 - \ddot{x}_1) + \frac{2E_0}{L}(x_2 - x_1) = Q;$$

ამ განტოლების ამოხსნა ლენტის დეფორმაციის $x_2 - x_1$ -ის მიმართ მოხდება საწყისი პირობებისათვის:

$$t=0, x_2=x_1; \quad \dot{x}_2=V, \quad \dot{x}_1=0.$$

თავი 5

საბაგირო გზის დინამიკა

მთიან და ძნელად მისასვლელ ადგილებში კიდული საბაგირო გზა წარმოადგენს სამგზავრო და სატვირთო ტრანსპორტის ერთ-ერთ ყველაზე ეკონომიურ და ეფექტურ სახეობას.

სატვირთო ბაგირგზები ძირითადად გამოიყენება ქვანახშირის და ქიმიური მრეწველობის საწარმოებში, სამთამადნო დამუშავებაში, კაშხლებისა და ელექტროსადგურების მშენებლობაში, მთიან რაიონებში ხე-ტყის გადასაზიდად და ა.შ. მათი ძირითადი თავისებურება იმაში მდგომარეობს, რომ სატვირთო საშუალებები – ვაგონეტები, კაბინები – გადაადგილდებიან გარკვეულ მანძილზე მიწის ზედაპირიდან ფოლადის ბაგირების საშუალებით.

5.1. ბაგირის საანგარიშო მოდელი

ვინაიდან ბაგირი ხასიათდება დიდი სიგრძით და მცირე სიხისტით, ღუნვისას იგი შეიძლება მივიჩნიოთ აბსოლუტურად მოქნილად და მისი გაანგარიშებისას გამოვიყენოთ მოქნილი ძაფის თეორია.

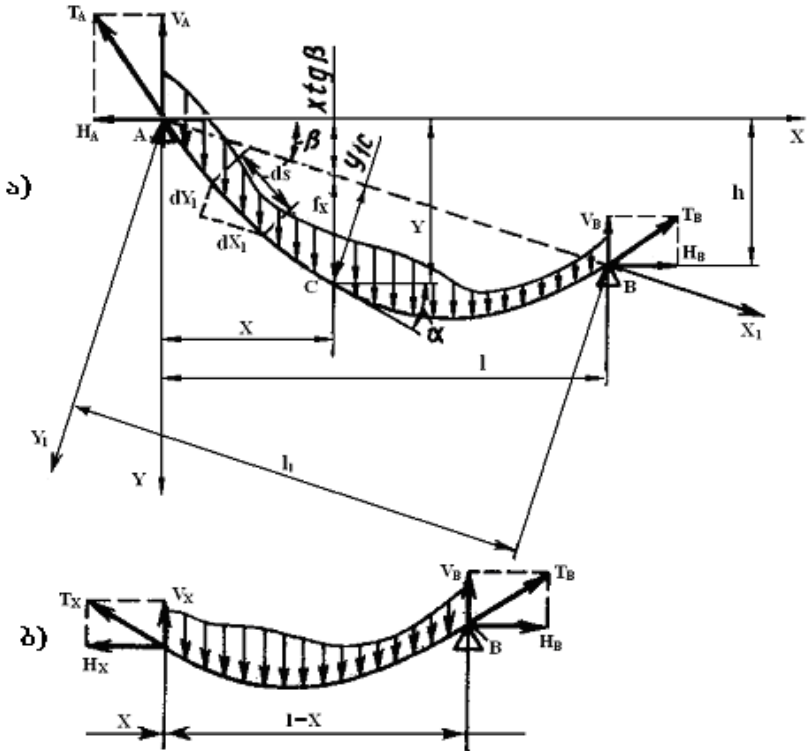
მოქნილი ძაფი წარმოადგენს ცვალებად სისტემას გრძივი მიმართულებით. გაანგარიშებას იხიცი აძნელებს, რომ მოქმედი დატვირთვისას უცნობია არა მარტო ძაღვები, არამედ ძაფის ფორმა და ზომებიც.

განვიხილოთ თავისუფალი ვერტიკალური ძალით დატვირთული მოქნილი ძაფი (ნახ. 5.1).

ძაფში წარმოქმნილი ძაღვების განსაზღვრისათვის წინასწარ პოულობენ საყრდენის T_A და T_B

რეაქციებს, რომლებიც იშლება ვერტიკალურ და ჰორიზონტალურ შემდგენებად. ეს ძალები სიდიდით A და B წერტილებში ძაფის დაჭიმულობის ტოლია, ხოლო მიმართულებით - საწინააღმდეგო.

სისტემის სტატიკური წონასწორობის პირობები ჩაიწერება შემდგენიარად:



ნახ.5.1.

$$\begin{aligned} \sum X &= -H_A + H_B = 0; & \sum M_B &= V_A l - \sum M_{B\beta} - H_A h = 0; \\ \sum M_A &= -V_B l - \sum M_{A\beta} - H_B h = 0; & & (5.1) \end{aligned}$$

სადაც M_{B_0} და M_{A_0} ძაფზე მოქმედი მოცემული გარე ძალების მომენტებია A და B წერტილების მიმართ.

(5.1) განტოლებიდან მიიღება

$$H_A = H_B. \quad (5.2)$$

ძაფის ნებისმიერ x კვეთში გაჭრით (ნახ.5.1ბ) და შემდეგ მოკვეთილი ნაწილის განხილვით მიიღება

$$\sum X = -H_x + H_B = 0.$$

(5.2)-ის გათვალისწინებით განისაზღვრება

$$H_x = H_B = H_A = H, \quad (5.3)$$

საიდანაც ჩანს, რომ ვერტიკალური ძალის მოქმედებით გამოწვეული ძაფის დაჭიმულობის ჰორიზონტალური შემდგენი ძაფის ყველა კვეთში ერთნაირია.

(5.1). . . (5.3) გამოსახულებებიდან მიიღება

$$\begin{aligned} V_A &= \sum M_{B_0} / l + H h / l; \\ V_B &= \sum M_{A_0} / l - H h / l. \end{aligned} \quad (5.4)$$

მიღებული ტოლობების მარჯვენა მხარის პირველი წევრები ძაფის მსგავსად დატვირთულ ორ საყრდენზე მდებარე კოჭის რეაქციის ძალებია (ნახ.5.2).

თუ ავლნიშნავთ კოჭის საყრდენის რეაქციებს

$$V_{A\beta} = M_{B\beta} / l, \quad V_{B\beta} = M_{A\beta} / l$$

და გავითვალისწინებთ, რომ $H / l = \operatorname{tg} \beta$, შეიძლება დაიწეროს:

$$V_A = V_{A\beta} + H \operatorname{tg} \beta; \quad (5.5)$$

$$V_B = V_{B\beta} - H \operatorname{tg} \beta. \quad (5.6)$$

განვიხილოთ ძაფის თავისუფალი კვეთი (C წერტილი) მარცხენა საყრდენიდან x მანძილზე. თუ გავითვალისწინებთ, რომ ძაფი აბსოლუტურად მოქნილია, მღუნავი მომენტის ნულთან ტოლობის პირობა განსახილველ კვეთში ჩაიწერება შემდეგი სახით:

$$\sum M_C = 0; \quad V_A x - H y - \sum M_{x_0} = 0,$$

სადაც $\sum M_{x_0}$ ყველა გარე ძალის მომენტების ჯამია (საყრდენის რეაქციის მომენტის გარდა), რომლებიც მოქმედებენ ძაფის AC უბანზე. V_A და $y = x \operatorname{tg} \beta + f_x$ მნიშვნელობების ჩასმით მიიღება

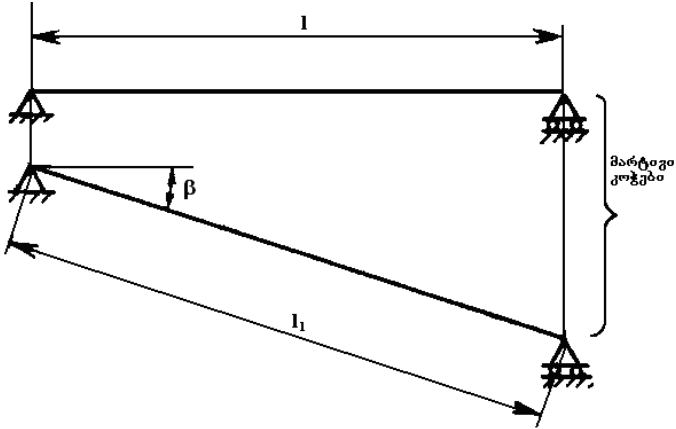
$$V_{A\beta} x - H f_x - \sum M_{x_0} = 0,$$

საიდანაც

$$f_x = (V_{A\beta} x - \sum M_{x_0}) / H = M_x / H;$$

აქ f_x ძაფის ჩაზნექაა C კვეთში; M_x - ძაფის ანალოგიურად დატვირთული კოჭის მღუნავი მომენტი x კვეთში.

ამრიგად, ნებისმიერი ვერტიკალური ტვირთით დატვირთული ძაფის ჩაზნექა (ჩაკიდულობა) x კოორდინატის მქონე მის რომელიმე წერტილში,



ნახ. 5.2

ჩვეულებრივი კოჭის იგივე კვეთში ანალოგიური ტვირთით გამოწვეული მღუნავი მომენტის ძაფის დაჭიმულობის ჰორიზონტალურ შემდგენთან ფარდობის ტოლია.

ძაფის ჩაზნექის მრუდის განტოლებას კოორდინატთა სათავის მიმართ (ზედა A საყრდენი) აქვს სახე

$$y = x \operatorname{tg} \beta + f_x = x \operatorname{tg} \beta + M_x / H,$$

ხოლო მრუდის მხების დახრის კუთხეს – სახე

$$\operatorname{tg} \alpha = dy/dx = \operatorname{tg} \beta + (dM_x / dx)H.$$

ღუნვის თეორიიდან ცნობილია, რომ $dM_x / dx = Q_x$, ამიტომ

$$dy/dx = \operatorname{tg} \beta + Q_x / H,$$

სადაც Q_x მარტივი კოჭის x კვეთში x ღერძისადმი ნორმალური გადამჭრელი ძალაა, ე.ი. ძაფის ანალოგიურად დატვირთული მარტივი ჰორიზონტალური კოჭის გადამჭრელი ძალა x კვეთში.

5.2. საბაგრო გზის დინამიკური მოდელის შედგენა

საბაგრო გზის მუშაობის პროცესში ბაგირზე მოქმედი დატვირთვები გამოწვეულია ვაგონის, მასში მოთავსებული ტვირთის და თვით ბაგირის წონებით, რაც განაპირობებს მის სტატიკურ დატვირთვებს; აღნიშნული დატვირთვების გარდა, დინამიკური დატვირთვები, ბაგირის დეფორმაციის გათვალისწინებით, შესაძლებელია აღმოცენდეს შემდეგი მიზეზებით: 1) გარდამავალი პროცესები ბაგირგზის გაშვებისა და გაჩერების პერიოდში, 2) ვაგონის ბაგირზე მოძრაობის წინაღმდეგობის ძალების ცვლილებები, 3) ვაგონის მოულოდნელი დამუხრუჭება, 4) ქარის წინააღმდეგობა, 5) ვაგონის დატვირთვისა და განტვირთვის პროცესები და ა.შ.

სისტემის “ბაგირი – ურიკა – ვაგონი” დინამიკური მოდელი, მისი მოულოდნელი დამუხრუჭების პროცესში, წარმოდგენილია ნახ. 5.3 – ზე. ვაგონის ψ კუთხით გადახრის შედეგად ბაგირის სტატიკური გაღუნვა $f_{სტ}$ შეიცვლება გამოსახულებით – $f_{სტ} + f_{დინ}$, სადაც $f_{დინ}$ მოულოდნელი გაჩერების შედეგად გამოწვეული ბაგირის დეფორმაციაა.

m_2 მასის (ვაგონის) აბსოლუტური გადაადგილება – $S_{აბ}$ შედგება შემდეგი კომპონენტებისგან: ბაგირის გადახრა – $S_{ბაგ}$, ვაგონის გადაადგილება ურიკასთან ერთად – S_1 , ვაგონის მოძრაობა ურიკასთან მიმართებაში – S_2 ,

$$S_{\text{ახს}} = S_{\text{ბავ}} + S_1 + S_2.$$

ერთიანი სისტემის მოძრაობის განსაზღვრისათვის საჭიროა განისაზღვროს: 1) სისტემის კინეტიკური ენერჯია, 2) – პოტენციალური ენერჯია, 3) სისტემაზე მოქმედი აქტიური ძალები.

m_1 და m_2 მასების მდგომარეობები განისაზღვრებიან x, y და \dot{x}, \dot{y}, ψ - კოორდინატებით, შესაბამისად.

სისტემაზე მოქმედ განზოგადებულ ძალას ექნება შემდეგი სახე:

$$Q = F_{\varphi} + F_{\text{ბახ}} + F_{\text{მუხ}} + Mg,$$

სადაც F_{φ} წინააღმდეგობის ძალაა, $F_{\text{ბახ}}$ - ხახუნის ძალა, $F_{\text{მუხ}}$ - დამუხრუჭების ძალა, $M = m_1 + m_2 + m_{\delta}$, m_1 - ვაგონის მასა, m_2 - ურიკის მასა, m_{δ} - ბაგირის მასის ნაწილი ვაგონის მასასთან მიმართებაში, g - თავისუფალი ვარდნის აჩქარება.

კინეტიკური ენერჯიის ზოგადი გამოსახულების მისაღებად ვისარგებლოთ კლასიკური მეთოდით და განვსაზღვროთ m_2 მასის B_i თავისუფალი წერტილის მოძრაობის აბსოლუტური სიჩქარის ვექტორული გამოსახულება [4, 21]:

$$V_{B_i} = V_O + \omega_O \times OO_1 + \omega_O \times r_i + V_{O_1} + \omega_{O_1} \times r_i,$$

სადაც V_O არის m_1 მასის წრფივი სიჩქარე, $\omega_O - m_1$ მასის ბრუნვითი სიჩქარე O წერტილის ირგვლივ, $V_{O_1} - m_2$ მასის მოძრაობის წრფივი სიჩქარე, $\omega_{O_1} - m_2$ მასის ბრუნვითი სიჩქარე.

თუ m_1 არ ასრულებს ბრუნვით მოძრაობას $O_1x_1y_1z_1$ დერძების მიმართ, მაშინ ეს ვექტორული გამოსახულება ასე ჩაიწერება:

$$V_{B_i} = V_o + V_{o_i} + \omega_{o_i} \times r_i.$$

ვაგონის კინეტიკური ენერჯიის ვექტორულ გამოსახულებას ექნება სახე:

$$K_2 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n m_{2i} (V_{B_i})^2 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n m_{2i} (V_o + V_{o_i} + \omega_{o_i} \times r_i)^2. \quad (5.7)$$

მიღებული გამოსახულების მიმმართველი კოსინუსების გამოყენებით $O_1x_1y_1z_1$ კოორდინატთა დერძებზე გაშლისა და ლაგრანჟის მე-2 რიგის განტოლების გამოყენებით შესაძლებელია მიღებულ იქნას საბაგრო გზის წარმოდგენილი მოდელის სივრცეში მოძრაობის განზოგადოებული დიფერენციალური განტოლებები ხაზოვანი და ბრუნვითი მიმართულებებით ($x, y, z, \theta, \psi, \varphi$) [4, 21]. მათი საშუალებით შესაძლებელი იქნება გამოკვლევულ იქნას როგორც სივრცითი მოძრაობა მთლიანად, ასევე მისი კერძო შემთხვევები – ამა თუ იმ ცალკეული მიმართულებით.

განვიხილოთ ნახ. 5.3 – ზე მოცემული მოდელის მოძრაობის კერძო შემთხვევა – მოძრაობა xOy სიბრტყეში. ასეთ შემთხვევაში ურიკის (m_1) კინეტიკური ენერჯია იქნება

$$K_1 = \frac{1}{2} m_1 (\dot{x}^2 + \dot{z}^2).$$

განტოლების (5.7) $O_1x_1y_1z_1$ დერძებზე გაშლისას მივიღოთ შემდეგი დაშვებები: 1) მასა m_2 არ

ასრულებს მოძრაობას საკუთარი ($O_1x_1y_1z_1$) დერძების ირგვლივ; 2) მასის m_2 მობრუნება ხდება O წერტილის მიმართ Oy დერძის პარალელური წრფის ირგვლივ; 3) მასის m_1 (ურიკა) მოძრაობა ხორციელდება x და y დერძების მიმართულებით; 4) O_2 წერტილის (მასა m_2) გრძივი მიმართულებით მოძრაობა განისაზღვრება x და y ცვლადებისგან დამოკიდებულებით (ნახ. 5.3):

$$X = x + L\sin(\alpha + \psi), \quad Z = z + L\cos(\alpha + \psi); \quad (5.8)$$

გამოსახულების (5.7) გაშლისა და მიღებული დაშვებების გათვალისწინებით, სისტემის საერთო კინეტიკური ენერჯის გამოსახულება მიიღებს სახეს:

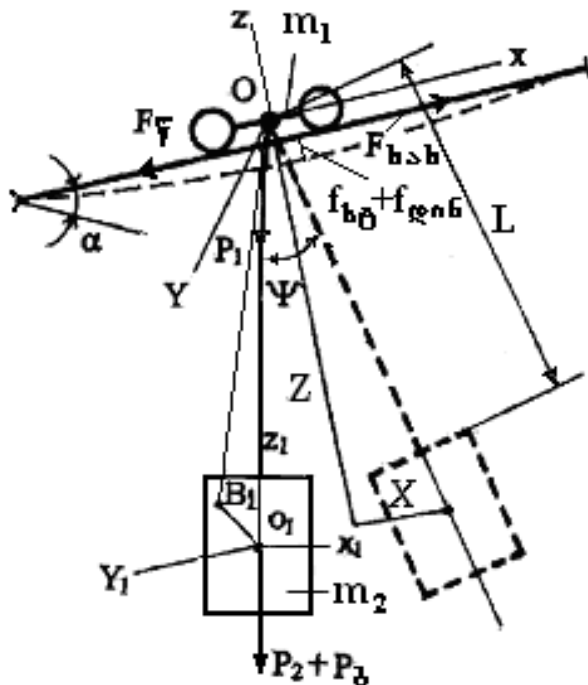
$$K = K_1 + K_2 = \frac{1}{2}(m_1 + m_2)(\dot{x}_1 + \dot{z}_1)^2 + m_2(\dot{x}\dot{X} + \dot{z}\dot{Z}) + \frac{1}{2}(J_{O_y} + J_{y_1}^O)\dot{\psi}^2 + \frac{1}{2}m_2(\dot{X}^2 + \dot{Y}^2) \quad (5.9)$$

სადაც J_{O_y} , $J_{y_1}^O$ მასის m_2 ინერციის მომენტებია OY და O_1y_1 დერძების მიმართ.

გავაწარმოთ გამოსახულებები (5.8):

$$\dot{X} = \dot{x} + \dot{\psi}L\cos(\alpha + \psi); \quad \dot{Z} = \dot{z} - \dot{\psi}L\sin(\alpha + \psi); \quad (5.10)$$

თუ ჩავსვამთ გამოსახულებებს (5.10) (5.9)-ში, მივიღებთ მხედველობაში, რომ მასა m_1 არ ახორციელებს ბრუნვით მოძრაობებს საკუთარი დერძების $O_1x_1y_1z_1$ - ის მიმართ (ამ შემთხვევაში $J_{y_1}^O=0$) და გამოვიყენებთ ლაგრანჟის მე-2 რიგის



ნახ. 5.3

განტოლებას, მივიღებთ მოძრაობის განტოლებებს x , z , ψ მიმართულებებით:

$$(m_1 + 4m_2) \ddot{x} + m_2 [\ddot{\psi} L \cos(\alpha + \psi) - \dot{\psi}^2 L \sin(\alpha + \psi)] = F_{b\>b} - F_{\varphi} - F_{\text{ფეხ}} + g(m_1 + m_2) \sin \alpha;$$

$$(m_1 + 4m_2) \ddot{z} - m_2 [\ddot{\psi} L \sin(\alpha + \psi) + \dot{\psi}^2 L \cos(\alpha + \psi)] + k z = g(m_1 + m_2) \cos \alpha;$$

$$m_2 L [\ddot{x} \cos(\alpha + \psi) - \dot{x} \dot{\psi} \sin(\alpha + \psi) - \ddot{z} \sin(\alpha + \psi) - \dot{z} \dot{\psi} \cos(\alpha + \psi) + L \ddot{\psi}] + J_y \ddot{\psi} + m_2 g L \sin \psi = 0; \quad (5.11)$$

$$Q_x = F_{\text{ხახ}} - F_{\psi} - F_{\text{მუხ}} - g (m_1 + m_2) \sin \alpha;$$

$$Q_z = g (m_1 + m_2) \cos \alpha;$$

$$Q_{\psi} = -m_2 g L \sin \psi.$$

მიღებული დიფერენციალური განტოლებები აღწერენ საბაგირო გზის ვაგონის მოძრაობას მოძრაობისადმი გრძივ ვერტიკალურ სიბრტყეში მობრუნების გათვალისწინებით.

განტოლებები (5.11), ცნობილი განტოლებებისაგან [22] განსხვავებით, აღწერენ აგრეთვე ვაგონის და ურიკას რხევით მოძრაობას z ღერძის მიმართულებით (მე-2 განტოლება). ამასთან, პირველი განტოლება აღწერს ვაგონის და ურიკას სწორხაზოვან მოძრაობას x ღერძის მიმართულებით რხევითი მოძრაობის გარეშე.

განტოლებების (5.11) ამოხსნა შესაძლებელია კომპიუტერზე შესაბამისი პროგრამის საფუძველზე. ამოხსნები, ე.ი. ციფრული ექსპერიმენტები შესაძლებლობას მოგვცემს გამოვიკვლიოთ საბაგირო გზის კვანძებზე და მუშა პროცესებზე დინამიკური დატვირთვების გავლენის შემდეგი ასპექტები: 1) დინამიკური დატვირთვების გავლენა საბაგირო გზის ამძრავზე; 2) დინამიკური დატვირთვების გავლენა ბაგირის დაჭიმულობაზე; 3) როგორც სტატიკური ისე დინამიკური დაჭიმულობების შედარება კრიტიკულ მდგომარეობასთან და მათ შორის კორელაცია; 4) დინამიკური დატვირთვების გავლენა გარდამავალ პროცესებზე; 5) დინამიკური დატვირთვების გავლენა ასრიალების შესაძლებლობაზე.

თავი 6 ვიბრაციული სატრანსპორტო- ტექნოლოგიური მანქანების დინამიკა

6.1. ვიბრაციული ტექნოლოგიური მანქანების მუშაობის არსი და გამოყენება

ვიბრაციული სატრანსპორტო-ტექნოლოგიური მანქანები გამოიყენებიან წარმოების სხვადასხვა სფეროში სხვადასხვა მასალისა და ნაკეთობის ტრანსპორტირებისა და დამუშავებისათვის. მოქმედების პრინციპი მდგომარეობს ტვირთის მიმართულ მოძრაობაში ინერციული ძალებისა და ტვირთის ტრანსპორტირების ზედაპირთან ხახუნის ძალების საშუალებით. ვიბრაციული მანქანის მუშა ორგანო, რომელიც შეიძლება იყოს ღარის ფორმის სიბრტყე, მილი და სხვა, ასრულებს ციკლურ მოძრაობას, ხოლო მასზე მდებარე მასალა ყოველი ციკლის ბოლოს გარკვეული მიმართულებით გადაადგილდება.

მუშა ორგანოს პერიოდული მოძრაობა ხორციელდება ვიბრაციის საშუალებით, რისთვისაც მანქანას აქვს ვიბროამძრავი, რომელიც წარმოქმნის მარტივ ჰარმონიულ ან რთულ კომბინაციურ რხევებს.

მუშა ორგანო ვიბროამძრავთან დაკავშირებულია დრეკადი სისტემით, რომელიც შეიძლება წარმოადგენდეს ზამბარებს, რესორებს, პნევმატიკურ ან ჰიდრავლიკურ ელემენტებს. რხევითი რეჟიმები შეიძლება იყოს რეზონანსული ან არარეზონანსული (იძულებითი). პირველ შემთხვევაში მანქანის კონსტრუქცია ისეა აწყობილი, რომ იძულებითი და

საკუთარი რხევების სიხშირე ერთნაირია, ხოლო მეორე შემთხვევაში აღნიშნული სიხშირეები განსხვავდებიან ერთმანეთისაგან.

იძულებით რხევებზე მომუშავე მანქანების ექსპლოატაცია გაადვილებულია, მაგრამ საჭიროებენ დიდ სიმძლავრეს და გაბარიტებს. რეზონანსული მანქანები სიმძლავრის და გაბარიტების თვალსაზრისით უფრო ეკონომიურია, მაგრამ საჭიროებენ მანქანის ზუსტ აწყობას, რაც გარკვეულ სირთულეს წარმოადგენს.

ვიბრაციული მანქანები შესასრულებელი სამუშაოს ხასიათის და გარე წინააღმდეგობის და მოწყობილობის მიხედვით შეიძლება დაიყოს რამდენიმე თანრიგად: ა) ვიბრაციის გადაცემა თავისუფალ მდგომარეობაში მყოფი სხვადასხვა გარემოსთვის, ფხვიერი მასალებისა და დისპერსიული სისტემებისათვის; ბ) ვიბრაციული ელემენტების შეჭრა გრუნტში, ქანში; ბ) ქანების, გრუნტის, ლითონის ვიბროჭრა და ვიბრორღვევა; გ) სხვადასხვა მასალების ვიბრომსხვრევა და ვიბროდაქუცმაცება.

6.2. ნაწილაკის გადაადგილება ჰარმონიულად მერხვე სიბრტყეზე.

განვიხილოთ მასალის ვიბრაციული გადაადგილების პრინციპი.

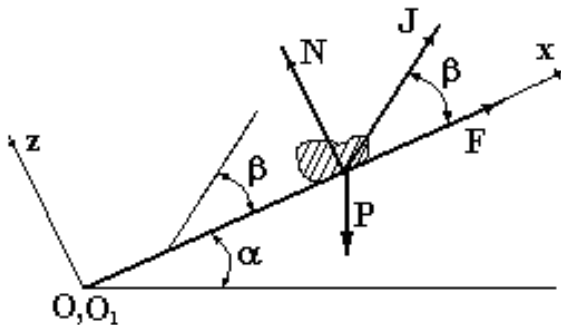
განვიხილოთ ჰორიზონტის მიმართ α კუთხით დახრილი სიბრტყე (ნახ.6.1), რომელიც ასრულებს ჰარმონიულ რხევებს სიბრტყისადმი β კუთხით.

შემოვიტანოთ მოძრავი კოორდინატთა სისტემა xOz , რომელიც უძრავადაა დაკავშირებული სიბრტყესთან და Ox ღერძი თანხვედება სიბრტყის

მიმართულებას. შემოვიტანოთ აგრეთვე უძრავი კოორდინატა სისტემა $\xi O_1 \zeta$, რომლის ღერძები საწყის მდგომარეობაში თანხვედა xOz სისტემის ღერძებს.

სიბრტყის მოძრაობის გეგმილები უძრავ კოორდინატა სისტემაში ($\xi O_1 \zeta$) იქნება

$$\xi = A \cos \beta \sin \omega t; \quad \zeta = A \sin \beta \sin \omega t, \quad (6.1)$$



ნახ. 6.1

სადაც A - სიბრტყის რხევის ამპლიტუდა, ხოლო ω რხევის სიხშირეა; α და β კუთხეების ცვლილების ზღვრებია:

$$-\pi/2 \leq \alpha \leq \pi/2; \quad 0 \leq \beta \leq \pi/2. \quad (6.2)$$

განვიხილოთ ვიბრაციულ სიბრტყეზე m მასის მატერიალური წერტილის მოძრაობა (მასალის ბრტყელი ნაწილაკი).

მოცემულ ნაწილაკზე მოქმედებენ სიმძიმის ძალა $P = mg$; მშრალი ხახუნის ძალა F და ნორმალური რეაქციის ძალა N ; ამიტომ ნაწილაკის ფარდობითი

მოდრაობის განტოლებები მოძრავ კოორდინატთა სისტემაში ჩაიწერება შემდეგი სახით:

$$m\ddot{x} = -m\ddot{\xi} - mg \sin \alpha + F;$$

$$m\ddot{z} = -m\ddot{\eta} - mg \cos \alpha + N.$$

თუ გამოვიყენებთ ტოლობებს (6.1), მივიღებთ

$$m\ddot{x} = mA\omega^2 \cos \beta \sin \omega t - mg \sin \alpha + F;$$

$$m\ddot{z} = mA\omega^2 \sin \beta \sin \omega t - mg \cos \alpha + N. \quad (6.3)$$

როდესაც ნაწილაკი გადაადგილდება სიბრტყეზე, $z=0$, ხოლო ხახუნის ძალა განისაზღვრება ფარდობებით

$$F = \begin{cases} -fN, & \text{როცა } \dot{x} > 0; \\ +fN, & \text{როცა } \dot{x} < 0, \end{cases} \quad (6.4)$$

სადაც f - სრიალის ხახუნის კოეფიციენტი. აღნიშნული პირობის დროს ($z=0$), ნორმალური რეაქცია $N = N(t)$ განისაზღვრება (6.3) - დან

$$N = N(t) = mg \cos \alpha - mA\omega^2 \sin \beta \sin \omega t \quad (6.5)$$

ნაწილაკი ვიბრაციულ სიბრტყეს არ მოწყდება მხოლოდ N -ის დადებითი მნიშვნელობისათვის. ეს პირობა (6.5) გამოსახულებიდან გვაძლევს შემდეგ თანაფარდობას

$$\sin \omega t < \frac{g}{A\omega^2} \frac{\cos \alpha}{\sin \beta} = z_0 \quad (6.6)$$

ნაწილაკის ფარდობითი უძრაობის დროს, როდესაც $x=0, z=0$, მშრალი ხახუნის ძალა და მისი მნიშვნელობა განისაზღვრება (6.3) სისტემის პირველი განტოლებიდან

$$F_0 = F_0(t) = mg \sin \alpha - mA\omega^2 \cos \beta \sin \omega t. \quad (6.7)$$

ნაწილაკი ფარდობით უძრაობაში დარჩება მხოლოდ იმ შემთხვევაში, თუ ხახუნის ძალა (6.7) აბსოლუტური მნიშვნელობით არ აღემატება სტატიკური ხახუნის ძალის ზღვრულ მნიშვნელობას

$$F_{\max} = f_1 N,$$

სადაც f_1 -უძრაობის ხახუნის კოეფიციენტი). ეს პირობა შეიძლება ასე ჩაიწეროს

$$-f_1 N(t) < F_0(t) < f_1 N(t);$$

თუ ჩავსვამთ ხახუნის ძალის (6.4) გამოსახულებას (6.3)-ის პირველ განტოლებაში და გავითვალისწინებთ (6.5)-ს მივიღებთ ნაწილაკის მოძრაობის განტოლებას ვიბრაციულ სიბრტყეზე

$$\ddot{x} = -g \frac{\sin(\alpha \pm \rho)}{\cos \rho} + A\omega^2 \frac{\cos(\beta \mp \rho)}{\cos \rho} \sin \omega t. \quad (6.8)$$

აქ $\rho = \arctg f$ აღნიშნულია სრიალის ხახუნის კუთხე; ზედა ნიშნები შეესაბამებიან ნაწილაკების სრიალს წინ ($x > 0$), ქვედა ნიშნები - სრიალს უკან ($x < 0$).

განტოლება (6.8) სამართლიანია მხოლოდ, როცა $z \equiv 0$ და $x \neq 0$, ე.ი. დროის იმ მომენტში, როცა ნაწილაკი სრიალებს სიბრტყეზე მისგან მოუწყვეტლად. (6.5) და (6.6) ფარდობებიდან გამომდინარეობს, რომ როდესაც დაცულია პირობა

$$z_0 = \frac{g \cos \alpha}{A \omega^2 \sin \beta} \geq 1 \quad (6.9)$$

ნორმალური რეაქცია $N(t)$ დროის ნებისმიერ მომენტში დადებითია და ნაწილაკი რჩება სიბრტყეზე; თუ (6.9) პირობა არ არის შესრულებული ე.ი. $z_0 < 0$, მაშინ განტოლებიდან

$$\sin \omega t_0 = z_0 \quad (6.10)$$

გამოითვლება დროის ის t_0 მომენტი, როდესაც ნორმალური რეაქცია $N(t)$ გახდება ნოლის ტოლი და ნაწილაკი მოწყდება სიბრტყეს (დაიწყება ფრენის სტადია).

ნაწილაკის სიბრტყის მიმართ ფრენის დიფერენციალური განტოლებები მიიღება (6.3)-დან, როდესაც $F = N = 0$

$$\begin{cases} \ddot{x} = A \omega^2 \cos \beta \sin \omega t - g \sin \alpha, \\ \ddot{z} = A \omega^2 \sin \beta \sin \omega t - g \cos \alpha. \end{cases} \quad (6.11)$$

ნაწილაკის გადაადგილებისას ფრენის რეჟიმებში ადგილი აქვს შეჯახებას სიბრტყესა და ნაწილაკს

შორის, რის შემდეგ იცვლება x და z სიჩქარეები; ამიტომ განტოლებების პრაქტიკული გამოყენებისათვის წინასწარ საჭიროა სიჩქარის გრძივი და განივი შემდგენების ცვალებადობის კანონების განსაზღვრა დარტყმის შემდეგ, ე.ი. სიჩქარეების ადდგენის კოეფიციენტების განსაზღვრა[5].

ნაწილაკების ვიბრაციული გადაადგილების პროცესების შესწავლისას მნიშვნელობა ენიჭება მასალის ფორმასა და ფიზიკურ თვისებებს, მუშა ორგანოს ზედაპირის სიმქისეს, ჰაერის წინაღობას და სხვა ფაქტორებს [5].

საწარმოო დანიშნულების მიხედვით ვიბრაციული მანქანები შეიძლება დაიყოს: სატრანსპორტო, სატრანსპორტო-ტექნოლოგიური, ჩამტვირთავი, ბუნკერული; მანქანები მსხვრევისათვის, დაქუცმაცებისათვის, ფხვიერი და მრავალფაზური მასიური მასალების დაყოფისათვის – ცხავები, საცრები; მრავალფაზური მასალების შერევისათვის – ბეტონი, საკვები მასალები და ა.შ.; მასალების ჭრისა და ქანების რღვევისათვის.

მადნის საბადოების მიწისქვეშა დამუშავებისას ვიბროსატრანსპორტო მანქანები გამოიყენებიან ისეთი ძირითადი სამუშაოებისათვის, როგორცაა მადნის ჩამოშვება (ჩამოტვირთვა) ხერელებიდან, აფეთქებული მადნის გამოზიდვა და ჩატვირთვა. ამასთან, არსებითად იზრდება ამ პროცესების მწარმოებლობა, იზრდება მუშაობის უსაფრთხოება, უმჯობესდება მადნის ხარისხი და ადვილდება არაგაბარიტული ნაჭრების განცალკევება (დაყოფა).

რღვევისა და დაქუცმაცებისათვის, გრუნტებისა და სამთო ქანების ჭრისათვის გამოიყენებას

პოულობენ სამსხვრეველები, რანდები (სამთო), ექსკავატორების ციციხეები ვიბრაციული კბილებით, სახვრეტელები, სოლები, ჩამტვირთავები, უროები, საბურღი დანადგარები.

ვიბრაციული მოწყობილობები გამოიყენებიან მეტალურგიაში სხმულის ხარისხის გაუმჯობესებისათვის, ლითონის წნევით დამუშავებისათვის (ვიბრაციული დაპრესვა, ადიღვა, გლინვა).

დამხმარე ვიბრაციულ მოწყობილობებს განეკუთვნებიან: დოზატორები, ბუნკერების და ღარების აღმგზნებები, ფხვიერი ტვირთებისა და სხვადასხვა ტექნოლოგიური ნარევის შემამჭიდროველები (გამამკვრიველები), სარკინიგზო ვაგონების განმტვირთველები, სატვირთო ვაგონებისა და სამადნე ვაგონების, ასევე კონვეიერული ლენტების გამასუფთავებლები.

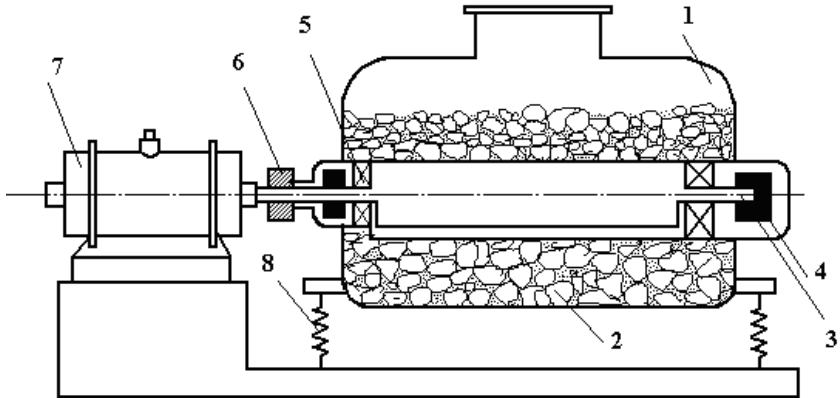
ვიბრაციულ მანქანაში მნიშვნელოვან როლს წარმოადგენს ვიბროაღმგზნები (ვიბრატორი).

ვიბროაღმგზნები გადასცემს მოძრაობას რხევით სისტემას და ქმნის აღმგზნებ ძალას, რომელიც აუცილებელია შინაგანი და გარეგანი წინააღმდეგობების გადასალახავად. განიხილავენ ვიბროაღმგზნებების შემდეგ ძირითად ტიპებს: ინერციული, ექსცენტრიკული, ელექტრომაგნიტური, ჰიდრაულიკური, პნევმატიკური. მოქმედების ხასიათის მიხედვით ვიბროაღმგზნებები შეიძლება დაიყოს შემდეგ სახეობებად: ძალური, კინემატიკური, დარტყმითი [23].

6.3. ზოგიერთი ვიბრაციული დანადგარის და მოწყობილობის პრინციპული სქემები.

ვიბრაციული წისქვილი (ნახ.6.2). ვიბრაციულ წისქვილებში ხორციელდება დაქუცმაცება დამქუც-

მაცვებელი სხეულების გარემოში. მარტივი, ერთდო-
ლიანი ვიბრაციული წისქვილის სქემა დებალანსური
ინერციული ამძრავით მოცემულია ნახ. 6.2-ზე. იგი



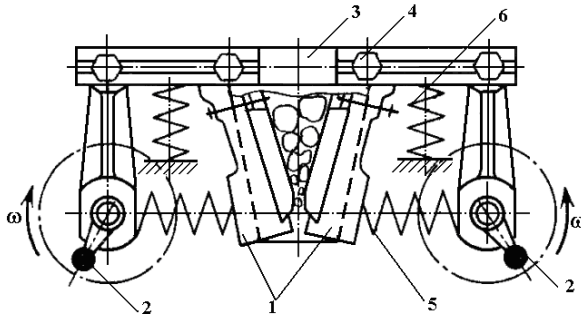
ნახ. 6.2.

შედგება: კონტეინერისაგან 1, რომელიც შევსებულია
დამქუცმაცებელი სხეულებით 2, რომელთა სახითაც
ხშირად ინერციული ბურთულები გამოიყენებიან;
ექსცენტრიკული ლილვის 3 ბოლოებზე განლაგე-
ბულია დებალანსები 4, რომლებიც თავის მხრივ
საკისრებით მიერთებულია კონტეინერთან.

ინერციული ვიბრატორის ლილვის ბრუნვა
ხორციელდება ელასტიკური ქუროს 6-ის საშუა-
ლებით 7 ელექტროამძრავიდან; კონტეინერი იდგმება
ჩარჩოზე დრეკადი ელემენტებით 8. ინერციული
ვიბრატორის ლილვის ბრუნვით კონტეინერი მოდის
რხევით მოძრაობაში, ამასთან რხევის ფორმა
არსებითად დამოკიდებულია დრეკადი სისტემის
პარამეტრებისაგან. კონტეინერის ვიბრაციის
გავლენით ბურთულები მოდიან სწრაფ რხევით
მოძრაობაში და ერთდროულად მთელი დამფქვავი

სხეულებისა და დასაფქვავი პროდუქტის მასები ასრულებენ შენელებულ წრიულ გადაადგილებას. პროდუქტის რღვევა (დაფქვა) მიიღწევა დამფქვავი სხეულების და დასაფქვავი მასალის ურთიერთ-ფარდობითი გადაადგილებით დარტყმებისა, გაჭყლეტისა და ცვეთის შედეგად.

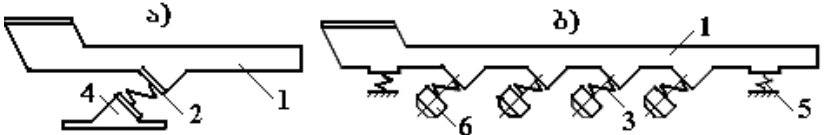
ნახ. 6.3-ზე ნაჩვენებია სამსხვრეველას სქემა ორი მოძრავი ყბით-1, რომლებიც დაკიდებულია ჩარჩო 3-ზე. ყბები მოძრაობაში მოდიან 2 დებალანსური ვიბრამძრავებით; ქანის მსხვრევა ხორციელდება მოძრავ ყბებს შორის; 4 - ტორსული დრეკადი ელემენტები; 5-ზამბარული დრეკადი ელემენტები; 6-ვიბროსაიზოლაციო საყრდენები.



ნახ. 6.3

ვიბრაციული სატრანსპორტო მანქანები ფართოდ გამოიყენებიან ფხვიერი და ცალობითი ტვირთების გადაადგილებისათვის წარმოების სხვადასხვა სფეროში. ასევე არანაკლები განვითარება აქვს სატრანსპორტო-ტექნოლოგიურ მანქანებს, რომლებიც ტრანსპორტირებასთან ერთად ახორციელებენ აგრეთვე ტექნოლოგიურ დამუშავებას (შრობა გაუმტვერულება, კლასიფიკაცია, გრანულირება, გაუწყლოება და ა.შ.). ნახ. 6.4-ზე წარმოდგენილია

ორმასიანი და მრავალმასიანი ელექტრომაგნიტური ვიბრაციული სატრანსპორტო მანქანები.



ნახ. 6.4 ა,ბ.

ორმასიანი მანქანის (ნახ. 6.4ა) ძირითადი კვანძებია: ტვირთის გადამტანი ორგანო 1, რომელთანაც მიმაგრებულია ელექტრომაგნიტური ვიბრატორი აქტიური 2 და რეაქტიული 4 ნაწილებით და მათში ჩაშენებული დრეკადი კავშირებით 3.

ნახ. 6.4 ბ-ზე წარმოდგენილ მრავალამძრავიან და მრავალმასიან მანქანას აქვს ტვირთის გადამტანი ორგანო 1, რომელზედაც დამაგრებულია რამდენიმე ელექტრომაგნიტური ვიბროამძრავი 6, დრეკადი კავშირებით 3; საყრდენი კონსტრუქციებისგან მანქანის იზოლაცია ხდება ამორტიზატორებით 5.

6.4. ვიბრაციული მანქანები სამთო ტექნოლოგიურ პროცესებში

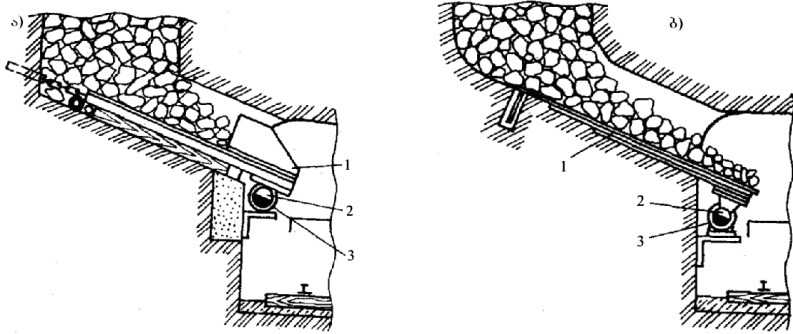
მძლავრი, ვიბრაციული სატრანსპორტო-ტექნოლოგიური მანქანები (მსტმ) დახრილი და ჰორიზონტალური მუშა ზედაპირებით ფართოდ გამოიყენებიან გამონგრეული სამთო მასების ჩამოშვებისა და გამოზიდვისათვის სასარგებლო წიაღისეულის საბადოების მიწისქვეშა დამუშავებისას; მათი საშუალებით არსებითად მცირდება სამთო

სამუშაოების შრომატევადობა, აღმოიფხვრება მადნის ჩაკიდება და მისი განმეორებითი მსხვრევის და გვირახის შემდგომი განიავეების აუცილებლობა; იზრდება მადაროებში სამთო სამუშაოების უსაფრთხოება.

მადნის საბადოს მიწისქვეშა დამუშავების ეფექტურობის გაზრდა შეიძლება მიიღწიოს აგრეთვე მადნის ჩამოშვებისა და გამოზიდვის ნაკადური ტექნოლოგიის შექმნით გამწმენდი ბლოკის ფარგლებში შემდეგი სქემით: “ვიბრომიმწოდებელი – გამოშხიდავი ვიბროკონვეიერი – ჩამტვირთავი ვიბრომიმწოდებელი – ვაგონი [8]. ასეთი ტექნოლოგიური სქემის გამოყენებით გამოშვება-გამოზიდვის მწარმოებლობა მნიშვნელოვნად იზრდება, ხოლო მადნის თვითღირებულება სკრეპერულ გამოზიდვასთან შედარებით მცირდება [9].

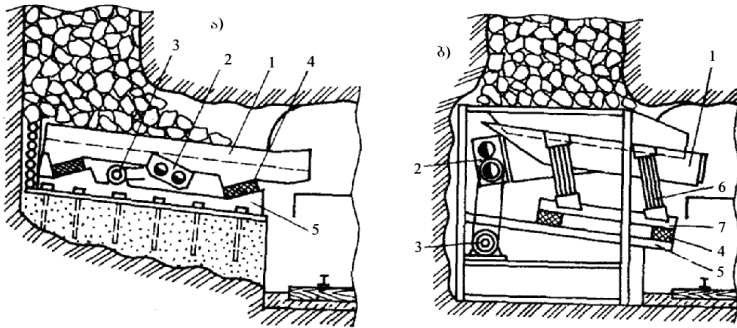
ამჟამად შექმნილია სხვადასხვა ტიპის ვიბრაციული მიმწოდებლები, ბაქნები, კონვეიერები, აგრეთვე მათი კომპლექსები, რომლებიც მათი სამთო მასებზე ზემოქმედების სახისა და ფუნქციონირების პირობების მიხედვით შეიძლება დაიყოს შემდეგ ჯგუფებად:

1) **ვსტმ**, რომლებშიც ვიბრაცია გამოიყენება მხოლოდ შიგა ხახუნის შესამცირებლად ფხვიერ მასებში, მისი გამოდინების პირობების გასაუმჯობესებლად და თვითდინების კუთხის შესამცირებლად – ვიბრობაქნები და ვიბროლენტები (ნახ. 6.5 ა, ბ: 1-მუშა ორგანო, 2-ვიბროლამპირავი, 3-ელექტროძრავი); 2) **ვსტმ**, რომლებშიც ვიბრაცია არა მარტო ამცირებს შიგა ხახუნის ძალებს გამოდინებისას, აგრეთვე უზრუნველყოფს გამოშვებული სამთო მასების იძულებით ვიბროგადაადგილებას



ნახ. 6.5.

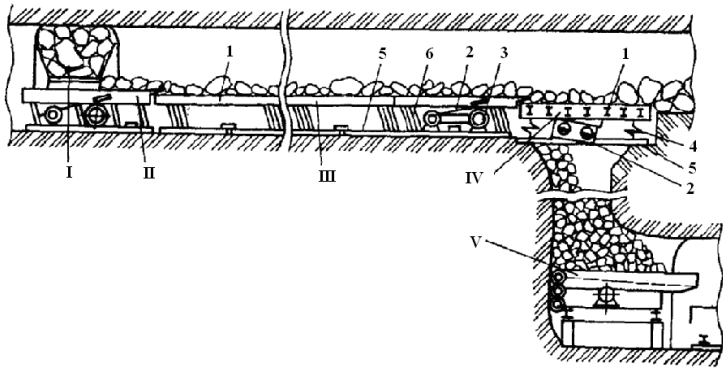
მუშა ორგანოზე – ვიბრომიმწოდებლები, ვიბროლუკები (ნახ. 6.6ა,ბ: 1- მუშა ორგანო; 2- ვიბროამძრავი; 3- ელექტროძრავი; 4- დრეკადი ელემენტები; 5- საყრდენი ჩარჩო; 6- რესორები; 7- გამაწონასწორებელი ჩარჩო);



ნახ. 6.6:

3) **ვსტმ**, რომლებშიც ვიბრაცია უზრუნველყოფს გვირაბში სამთო მასების ფენების იძულებით მიმართულ გადაადგილებას – გამომზიდავი ვიბროკონვეიერები (ნახ. 6.7 - მიწისქვეშა სამუშაოების **ვსტ** ხაზის პრინციპული სქემა: I- ვიბრობაქანი; II- ვიბრო-

მკვებავი; III- გადამზიდი ვიბროკონვეიერი; IV- ვიბროსაცერი; V- ვიბროლუკი.).



ნახ. 6.7.

ვსტმ-ის პირველი ორი ჯგუფის განმასხვავებელ თავისებურებას წარმოადგენს მათი მუშაობა ფხვიერი ტვირთის ჩამონაქცევი სვეტის ქვეშ. ამასთან მუშა ორგანო ჩამონაქცევის ზონაში განიცილის დაწნევას 45 - 60 კპა-ის ფარგლებში. ვიბრაციული მიმწოდებლები (მკვებავები) ასევე ფართოდ გამოიყენებიან ბუნკერქვეშა მოწყობილობის სახით მრეწველობის სხვადასხვა სფეროებში ფხვიერი ტვირთის გამოშვებისათვის.

მე-3 ჯგუფის **ვსტმ**-ში კორიზონტალური ან დახრილი დაყენებით ხდება რეგულარული ვიბროგადაადგილების რეჟიმების რეალიზაცია მიკროგადასროლებით, რაც განაპირობებს ინტენსიურ, დინამიკურ ურთიერთმოქმედებას ფენებსა და მუშა ორგანოს ზედაპირს შორის.

დინამიკური სქემის ტიპის მიხედვით განხილული **ვსტმ** მიწისქვეშა სამთო სამუშაოებისათვის იყოფა

ერთმასიანად (ნახ. 6.5 ა,ბ; ნახ. 6.6ა; ნახ. 6.7) და ორმასიანად (ნახ. 6.6 ბ).

დრეკადი სისტემის სახით გამოიყენებიან რეზინის და რეზინმეტალის ელემენტები, აგრეთვე რესორების პაკეტები.

ვიბროამძრავების სახით ძირითადად გამოიყენებიან ინერციული დებალანსური ან თვითბალანსური ვიბროაღმგზნებები. გადამზიდ ვიბროკონვეიერებში გამოიყენებიან აგრეთვე ექსცენტრიკული და პნევმატიკური ვიბროაღმგზნებები.

აღნიშნული **მსტმ**-ის მუშა ორგანოები პირობითად შეიძლება დაიყოს: ხისტად და დრეკადად. სტრუქტურულად ანალოგიური მძლავრი ერთმასიანი ვიბრომიმწოდებლები და ცხავი-მიმწოდებლები 3-4 ათასი ტ/სთ მწარმოებლობით გამოიყენებიან სამთო მასების ტრანსპორტირებისა და კლასიფიკაციისათვის (დახარისხებისათვის) სამთო საწარმოებში, რომლებიც ახორციელებენ სასარგებლო წიაღისეულის საბადოს ღია დამუშავებას.

6.5. დინამიკური პროცესები ვიბრაციულ მანქანებში.

ვიბრაციული მანქანა მუშაობის ხასიათით შეიძლება დაიყოს შემდეგ საკვანძო მდგენელებად: შემსრულებელი (მუშა) ორგანო, ვიბროაღმგზნები (ვიბროამძრავი), ტექნოლოგიური დატვირთვა (დასამუშავებელი მასალა). მდგენელები როგორც სტატიკურ, ისე დინამიკურ მდგომარეობაში დაკავშირებული არიან ერთმანეთთან. ვიბროამძრავის ან შემსრულებელი ორგანოს მოძრაობის დარღვევა (გადახრა კანონზომიერებიდან) იწვევს მთელი სის-

ტემის მოძრაობის (მუშა პროცესის) კანონზომიერების დარღვევას..

ენერგია შემსრულებელ ორგანოს გადაცემა დრეკადი ელემენტებით, რომელთა სწორ მოძრაობაზე ბევრად არის დამოკიდებული მუშა ორგანოს ზუსტი მუშაობა. დრეკადი ელემენტები (განსაკუთრებით ზამბარები) ხასიათდებიან სივრცითი ტოლსიხისტეებით და სივრცეში რხევის უნარით მათზე დამაგრებულ მასებთან ერთად, მაშინაც კი, როდესაც მათზე მოდებულია ერთი მიმართულების ძალები. ჩვეულებრივად ასეთი რხევები მცირეა, მაგრამ ზოგიერთ შემთხვევაში შეიძლება გაიზარდონ და დაარღვიონ მუშაობის ნორმალური რეჟიმი. ამიტომ დიდი მნიშვნელობა ენიჭება განზოგადებული სივრცითი დინამიკური მოდელების დამუშავებას და გამოკვლევას[4].

ნახ.6.8 -ზე მოცემული სქემა წარმოადგენს ელექტრომაგნიტური ვიბრაციული მანქანის ზოგად სივრცით სქემას, სადაც m_1 და m_2 აქტიური და რეაქტიული მასებია, ხოლო m_3 – გადასაადგილებელი ტვირთის მასა, ე.ი. შეიძლება განვიხილოთ როგორც სამმასიანი რხევითი სისტემა; ძირითადი დრეკადი სისტემა 1 გადასცემს ენერგიას ვიბროამძრავიდან მუშა ორგანოს; 2 არის პირობითი დრეკადი სისტემა, რომელიც აღწერს ფხვიერი მასალის შიგა ფენებს და ნაწილაკებს შორის, ასევე მუშა ზედაპირებთან მათ ურთიერთქმედებას; 3 არის ამორტიზატორები ვიბრომანქანის საყრდენებთან იზოლირებისათვის. m_1, m_2, m_3 მასების მოძრაობა განიხილება $Oxyz$ უძრავ კოორდინატთა სისტემის მიმართ; ამავე დროს, მასა m_3 (ტვირთი) ახორციელებს ფარდობით მოძრაობას მუშა ორგანოს ანუ $O_1x_1y_1z_1$ კოორდინატთა სისტემის მიმართ; α და β არიან მუშა ორგანოს დახრის და

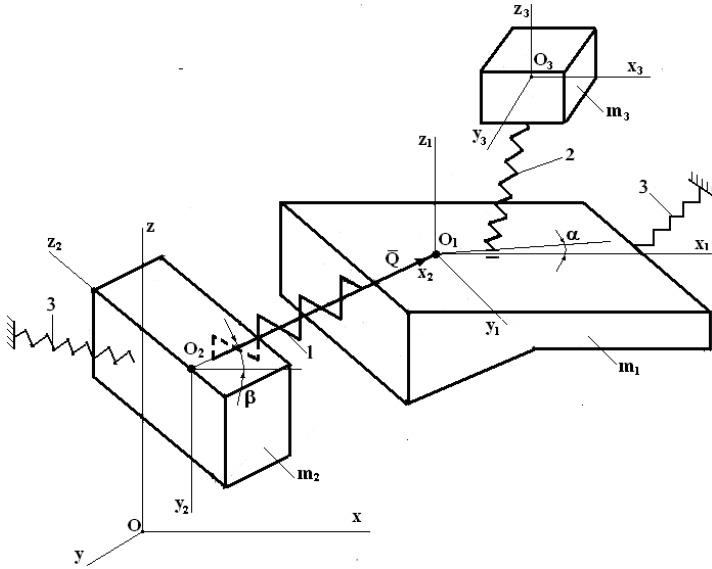
ვიბრაციის გადაცემის კუთხეები შესაბამისად. განსაკუთრებულ რგოლს წარმოადგენს m_3 მასა (ტვირთი), რომელიც დაკავშირებული m_1 მასასთან (მუშა ორგანო) ცალმხრივი დრეკადი კავშირებით (წერტილი A); იგი ახორციელებს მოძრაობას m_1 მასის ინერციის გადატანითი ძალებით და ამიტომ მისი მოძრაობის ხასიათი მთლიანად განპირობებულია m_1 მასის მოძრაობის ხასიათით; თავის მხრივ, m_1 მასის მოძრაობის ხასიათზე გავლენას ახდენს m_3 მასის მოძრაობა, რომლის წნევა მუშა ორგანოზე ზოგჯერ შეიძლება Q აღმგზნები ძალის თანაზომვადი გახდეს.

ურთიერთქმედებისა და კავშირების საფუძველზე ერთი მასის დინამიკური მდგომარეობის ცვლილება უშუალოდ არის დაკავშირებული მეორე მასის ცვალებადობასთან და შესაბამისად, ერთ-ერთი მათგანის რხევა სივრცეში გამოიწვევს მთელი სისტემის შესაბამის მოძრაობას.

ნახ. 6.8-ზე წარმოდგენილი სამმასიანი სისტემის, ანუ დატვირთული ვიბრაციული სატრანსპორტო-ტექნოლოგიური მანქანის დინამიკური მდგომარეობა აღიწერება აღმგზნები, ინერციული, დრეკადი და წინააღმდეგობის ძალების ურთიერთკავშირით, რაც შეიძლება დალამბერის პრინციპის საფუძველზე შემდეგნაირად გამოისახოს

$$J_{m_1q} + J_{m_2q} + J_{m_3q} + P_1 + P_2 + P_3 + Q_1 + Q_2 + Q_3 + F_{fr} = F_{exc}, \quad (6.12)$$

სადაც $J_{m_1q}, J_{m_2q}, J_{m_3q}$ - m_1, m_2, m_3 მასების ინერციული ძალებია q დერძების მიმართ ($q = x_1, x_2, x_3, y_1, y_2, y_3, z_1, z_2, z_3$), P_1, P_2, P_3 - 1, 2, 3 დრეკადი



ნახ. 6.8

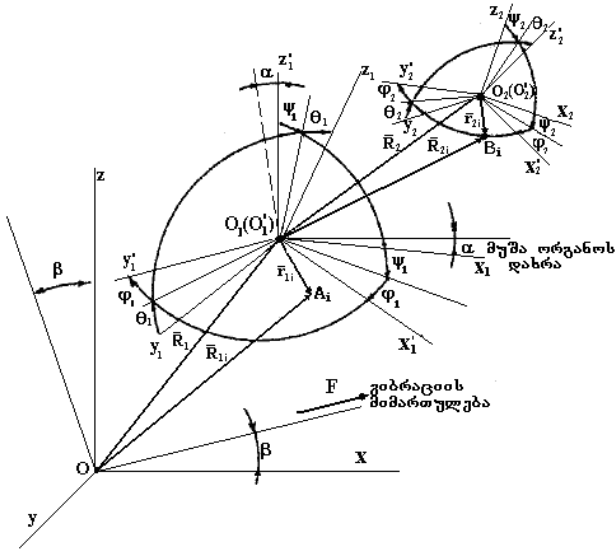
ელემენტების დრეკადობის ძალები; Q_1, Q_2, Q_3 - იგივე ელემენტების წინააღმდეგობის ძალები; $F_{ბსბ}$ - ხახუნის ძალა; $F_{ვობ}$ - ვიბროამძრავის აღმგზნები ძალა. მასის m_3 მოძრაობის ფორმები (გრძივი მიმართულებით, სიბრტყეში, სივრცეში) განისაზღვრება m_1 და m_2 მასების მოძრაობის ფორმებისაგან დამოკიდებულებით (სწორხაზოვანი, ბრუნვითი, სიბრტყეში, სივრცეში). განტოლების (6.12) გაშლა ანალიზური ფორმით მოყვანილია [4] -ში; აქვე არის ამოხსნის კომპიუტერული პროგრამა; მათი საშუალებით შესაძლებელია გამოკვლეული და განსაზღვრული იქნას გადასაადგილებელი მასალის მოძრაობის დამოკიდებულება სისტემის “ვიბროამძრავი - მუშა ორგანო - ტექნოლოგიური ტვირთი”

ნებისმიერი პარამეტრის (კონსტრუქციული, დინამიკური) ცვლილებისაგან; ამასთან, იმის მიხედვით, თუ მანქანის სივრცითი მოძრაობის რომელი მიმართულებაა მნიშვნელოვანი (მასალის მოძრაობაზე გავლენის მიხედვით), ზოგიერთი საკოორდინატო დერძის მიმართულებით მოძრაობა შეიძლება უგულებელყოფილ იქნას და განტოლებათა სისტემაში მიიღოს გამარტივებული ფორმა.

6.6. ვიბრაციული მანქანის მუშა ორგანოს სივრცითი რეზონანსული რხევების გავლენა ფხვიერი ტექნოლოგიური ტვირთის ქცევაზე.

ზამბარებზე დაკიდებულ რხევით სისტემებს მთავარი რხევების გარდა ყოველთვის თან სდევნ როგორც ხაზოვანი, ისე ბრუნვითი ხასიათის სივრცითი რხევები. ეს განპირობებულია დრეკადი ელემენტების სპეციფიკით – განახორციელონ რხევები არა მარტო ძალის მოქმედების, არამედ სხვა მიმართულებებითაც [4]. გარდა ამისა, მანქანის კონსტრუქციული ელემენტების და კვანძების დამზადებისა და მონტაჟის ცდომილებებისა და გადახრების შედეგად, ფორმირდება ჯამური გადახრების ორი მიმართულება, რომელთა დახმარებითაც უნდა მოხდეს რხევითი სისტემის საანგარიშო (თეორიული) სივრცითი მოდელის კორექტირება; ეს მიმართულებებია: 1) შესაბამის მასებთან (მანქანის ნაწილებთან) უძრავად დაკავშირებული კოორდინატთა დერძების გადახრა საანგარიშო (ნომინალური) მდგომარეობიდან, 2) აღმზნები ძალის გადახრა საპროექტო მიმართულებიდან.

განვიხილოთ ამ თვალსაზრისით ვიბრაციული რეზონანსული მანქანის (ნახ. 6.8) და შესაბამისი სივრცითი დინამიკური მოდელის (ნახ. 6.9) მოძრაობა.



ნახ. 6.9.

ამ მოდელის საფუძველზე მიიღებთან m_1 და m_2 მასების ურთიერთდაკავშირებული მოძრაობის განტოლებები ინერციული და დრეკადი ხასიათის არაწრფივი წევრებით, იმის მიხედვით, თუ რა მიახლოებით აიღება ეილერის კუთხეებით გამოხატული მიმმართველი კოსინუსები (წრფივით ან გარკვეული რიგის არაწრფივით [4]).

საზოგანი და ბრუნვითი მოძრაობის განტოლებები მიიღებთან კინეტიკური ენერჯიის გამოსახულებებში m_1 და m_2 მასების თავისუფალი წერტილების (A_i, B_i) სიჩქარეების ჩასმით, ამასთან m_1 ახორციელებს გადატანით, ხოლო m_2 ფარდობით მოძრაობას (იხ. თავი 2), ე.ი.

$$\begin{aligned}
 V_{A_i} &= V_{O_1} + \omega_{O_1} \times r_{1i} ; \\
 V_{B_i} &= V_{O_1} + \omega_{O_1} \times R_{2i} + V_{O_2} + \omega_{O_2} \times r_{2i} . \quad (6.13)
 \end{aligned}$$

n მასიანი სივრცითი ურთიერთდაკავშირებული რხევითი სისტემის მდგომარეობა განისაზღვრება მასების სიმძიმის ცენტრების კოორდინატებით, დრეკადი ელემენტების დამაგრების წერტილებით და მათი დაყვანით რომელიმე განსაზღვრულ კოორდინატთა სისტემაში მიმმართველი კოსინუსების გამოყენებით (ცხრ.6.1)

ცხრილი 6.1

	x_i	y_i	z_i
x	$(\alpha_i)_{11}$	$(\alpha_i)_{12}$	$(\alpha_i)_{13}$
y	$(\alpha_i)_{21}$	$(\alpha_i)_{22}$	$(\alpha_i)_{23}$

მაგალითისათვის, მოვიყვანოთ მთავარი დრეკადი სისტემის დამაგრების A წერტილის კოორდინატების გამოსახულებები $Oxyz$ კოორდინატთა სისტემაში დინამიკური გადაადგილების პროცესში

$$\begin{aligned}
 x_A &= x_{O_1} + x_{1A}\alpha_{11} + y_{1A}\alpha_{12} + z_{1A}\alpha_{13} \\
 y_A &= y_{O_1} + x_{1A}\alpha_{21} + y_{1A}\alpha_{22} + z_{1A}\alpha_{23} \\
 z_A &= z_{O_1} + x_{1A}\alpha_{31} + y_{1A}\alpha_{32} + z_{1A}\alpha_{33} , \quad (6.14)
 \end{aligned}$$

სადაც $x_{O_1}, y_{O_1}, z_{O_1}$ წერტილის O_1 კოორდინატები $Oxyz$ სისტემაში; x_{1A}, y_{1A}, z_{1A} - A წერტილის კოორდინატები $O_1x_1y_1z_1$ სისტემაში; $\alpha_{11}, \dots, \alpha_{33}$ - ცხრ. 6.1 - ით განსაზღვრული მიმმართველი კოსინუსები.

ამ მოდელით მიიღება m_1 და m_2 მასების

მოძრაობის ურთიერთდაკავშირებული განტოლებები ინერციული და დრეკადი ხასიათის არაწრფივი წვევრებით მიმმართველი კოსინუსების ეილერის კუთხეების გაშლის მიახლოებისაგან დამოკიდებულებით (გაწრფივებული თუ არაწრფივი).

წარმოვადგინოთ ცხრ.6.1-ით განსზღვრული მიმმართველი კოსინუსები ეილერი-კრილოვის კუთხეების ფორმით [4] და მათი გაშლისას გავითვალისწინოთ არა უმეტეს მეორე რიგის სიმცირის ნამრავლები. ავლნიშნოთ საწყისი გადახრები კუთხეებით $\theta_{oi}, \psi_{oi}, \varphi_{oi}$ ხოლო მუშა ორგანოს დინამიკური მდგომარეობის განსაზღვრისათვის ვისარგებლოთ შემდეგი გამოსახულებით მიღებული მიმმართველი კოსინუსებით

$$|\lambda_{ij}| = |\alpha_{ij}| |\alpha'_{ij}|, \quad (6.15)$$

სადაც α_{ij} მიმმართველი კოსინუსები განპირობებულია კონსტრუქციის საწყისი არასრულყოფილებით (ცდომილებებით) - $\theta_{oi}, \psi_{oi}, \varphi_{oi}$, ხოლო α'_{ij} - დინამიკური მოძრაობით - $\theta_i, \psi_i, \varphi_i$; გამოსახულების (6.15) გახსნა სრულდება პირველი მსაზღვრელის სტროფების გადამრავლებით მეორე მსაზღვრელის სვეტებზე

$$\begin{aligned} \lambda_{11} &= \alpha_{11}\alpha'_{11} + \alpha_{12}\alpha'_{21} + \alpha_{13}\alpha'_{31}, \\ \lambda_{12} &= \alpha_{11}\alpha'_{12} + \alpha_{12}\alpha'_{22} + \alpha_{13}\alpha'_{32} \end{aligned} \quad (6.16)$$

და ა.შ. ასეთ შემთხვევაში $O_1''x_1''y_1''z_1''$ კოორდინატთა სისტემის მდებარეობა $O_1x_1y_1z_1$ სისტემის მიმართ განისაზღვრება ცხრილი 6.2 -ის საშუალებით,

სადაც გათვალისწინებულია მუშა ორგანოს დახრისა და ვიბრაციის კუთხეები (ამ შემთხვევაში მოყვანილია სრული ცხრილის ფრაგმენტი – მხოლოდ x_1 მიმართულებით; კოორდინატთა სხვა ღერძების მობრუნებები განისაზღვრება შესაბამისად.

ცხრილი 6.2

	x_1''	y_1''	z_1''
x_1	$(1-\psi_1^2/2-\varphi_1^2/2-$ $-\varphi_{o1}^2/2-\psi_{o1}^2/2-$ $-\varphi_1\varphi_{o1}-\psi_1\psi_{o1})\times$ $\times \cos\alpha+(\varphi_{o1}\theta_{o1}-$ $-\psi_{o1}+\varphi_1\theta_{o1}-\psi_1-$ $\varphi_1\theta_1)\sin\alpha$	$(\psi_1\theta_1-\varphi_1-\varphi_{o1}+$ $+\psi_{o1}\theta_{o1}+\theta_1\psi_{o1})\times$ $\times \cos\alpha+(\varphi_1\psi_{o1}+$ $+\varphi_{o1}\psi_{o1}+\theta_{o1}-$ $-\varphi_1\psi_1+\theta_1)\sin\alpha$	$(\psi_{o1}-\theta_1\varphi_{o1}+\psi_{o1})\times$ $\times \cos\alpha+(1-\psi_1\psi_{o1}-$ $-\theta_1\theta_{o1}-\psi_1^2/2-$ $-\theta_1^2/2-\psi_{o1}^2/2-$ $-\theta_{o1}^2/2)\sin\alpha$

სიჩქარეების (6.13) და ცხრ. 6.2-ით მოცემული მიმართველი კოსინუსების გათვალისწინებით m_1 და m_2 მასების მოძრაობის კინეტიკური ენერჯია გაიშლება $O_1x_1y_1z_1$ კოორდინატთა ღერძების მიმართ.

მთავარი განსხვავება წარმოდგენილი სისტემისა კლასიკური n – მასიანი სივრცითი სისტემისაგან მდგომარეობს შემდეგში: ა) მასის m_2 სპეციფიკა (სხვადასხვა სახის და შედგენილობის მასალები, რომლებიც ცალმხრივად არიან მიერთებული m_1 მასასთან), ბ) მასების m_1 და m_2 გარკვეული საწყისი განლაგება (α და β კუთხეები, საწყისი კუთხური გადახრები $\theta_{oi}, \psi_{oi}, \varphi_{oi}$, აღმზნები ძალის გადაცემის ექსცენტრისიტეტები e_x, e_y, e_z), რაც ასიმეტრიულს ხდის მათემატიკური მოდელის დამუშავების თანმიმდევრობას, გ) m_1 და m_2 , როგორც ერთმა-

ნეთთან პირობითი დრეკადი ელემენტებით დაკავშირებული მასების ურთიერთმოქმედების სპეციფიკურობა, რაც ყოველ კონკრეტულ შემთხვევაში განპირობებულია ტექნოლოგიური დატვირთვის მახასიათებლებით და თვისებებით, დ) დრეკადი კავშირების გადახრის გათვალისწინება არადეფორმირებადი მდგომარეობიდან (დიდი დეფორმაციების შემთხვევაში).

ქვემოთ წარმოდგენილია m_1 და m_2 მასების სივრცითი მოძრაობის ლაგრანჟის მეთოდის გამოყენებით მიღებული განტოლებები [4].

მუშა ორგანოსათვის (m_1) (მოყვანილია ხაზოვანი და ბრუნვითი მოძრაობების თითო-თითო განტოლებას):

$$\begin{aligned}
 & (m_1 + m_2) \dot{x}_1 + m_2 [(\ddot{\psi}_1 z_2 + 2 \dot{\psi}_1 \dot{z}_2 - \ddot{\phi}_1 y_2 - \\
 & - 2 \dot{\phi}_1 \dot{y}_2 - \ddot{y} \phi_1 + \ddot{z}_2 \psi_1) \cos \alpha_1 + (\cos \alpha_1 + \\
 & + \psi_{01} \sin \alpha_1) \ddot{x} - (\phi_{01} \cos \alpha - \theta_{01} \sin \alpha) \ddot{y}_2 + (\psi_{01} \times \quad (6.17) \\
 & \times \cos \alpha + \sin \alpha) \ddot{z} + (\dot{\theta}_1 y_2 + \dot{x}_2 \psi_1 - 2 \dot{\theta} \dot{y}_2 - \\
 & - 2 \dot{x}_2 \dot{\psi}_1 - \ddot{\psi} x_2 + \dot{y}_2 \theta_1) \sin \alpha_1] = Q_{x_1} + Q'_{x_1}; \\
 & A_{1\theta} \ddot{\theta}_1 + A_{2\theta} \ddot{\psi}_1 \phi_1 + A_{3\theta} \dot{\phi}_1 \dot{\psi}_1 + m_2 (\dot{z}_1 y_2 \cos \alpha_1 + \\
 & + \dot{x}_1 y_2 - \dot{y}_1 z_2 + y_2 \dot{z}_2 - z_2 \dot{y}_2) + A_{4\theta} \ddot{\psi}_2 \phi_1 + A_{5\theta} \dot{\phi}_3 \dot{\psi}_1 + \\
 & + A_{6\theta} \ddot{\phi}_2 \psi_1 + A_{z\theta} \ddot{\psi}_2 \dot{\phi}_1 + A_{8\theta} (\ddot{\theta}_2 + \ddot{\psi}_2 \phi_{01} + \ddot{\phi}_2 \psi_2 - \\
 & - \ddot{\phi}_2 \psi_{01} - \ddot{\phi}_2 \psi_1) = M_{x_1} - M'_{x_1}.
 \end{aligned}$$

სადაც Q_q და M_q - დრეკადი ხასიათის, ხოლო Q'_q და M'_q - არადრეკადი ხასიათის ძალები და

მომენტები; კოეფიციენტები $A_{1\theta}$, $A_{2\theta}$, $A_{3\theta}$ – და ა. შ. წარმოადგენენ მასების შესაბამისი ღერძების მიმართ ინერციის მომენტების ფუნქციებს, ასე მაგალითად,

$$A_{1\theta} = J_{x_1}^{O_1} + J_{x_2}^{O_2}; \quad A_{2\theta} = J_{x_1} - J_{y_1} + J_{z_2} - J_{y_2};$$

$$A_{3\theta} = J_{x_1} - J_{y_1} + J_{z_2} - J_{y_2} + J_{z_1} + J_{z_2} \quad \text{და ა.შ.} \quad (6.18)$$

განტოლების (6.17) მარცხენა ნაწილის მდგენელები შეიცავენ ინერციულ ძალებს, რომელთა აღმოცენება გამოწვეულია m_1 , m_2 მასების ურთიერთქმედებით; ამასთან პირველ განტოლებაში არაწრფივი წევრები (ნამრავლები) გამოჩნდნენ m_2 მასის ფარდობით მოძრაობისა და რეალური მანქანის დამზადებისა და აწეობის ცდომილებების ($\theta_{01}, \psi_{01}, \varphi_{01}$ და ა.შ.) ხარჯზე. იმ შემთხვევაში, თუ $m_2 = 0$ განტოლების ეს წევრები ქრებიან.

შემდეგ განტოლებაში (ბრუნვითი მოძრაობა) არიან არაწრფივი მდგენელები, რომლებიც გამოწვეულია როგორც m_2 მასის ბრუნვითი მოძრაობით, ისე m_1 მასის საკუთარი მოძრაობით, რაც გამომდინარეობს მყარი სხეულის მოძრაობის მათემატიკური გამოსახულების მიღების ზოგადი წესიდან.

ტექნოლოგიური ტვირთის (m_2), რომელიც ახორციელებს ფარდობით მოძრაობას კოორდინატთა $O_1x_1y_1z_1$ სისტემაში და აბსოლუტურ მოძრაობას $Oxyz$ სისტემაში, მოძრაობის დიფერენციალურ განტოლებებს ექნებათ სახე (წარმოდგენილია ხაზოვანი და ბრუნვითი მოძრაობის თითო-თითო განტოლება):

$$m_2[\ddot{x}_2 + (\ddot{x}_1 - \ddot{z}_1 \varphi_{01} - \ddot{z}_1 \psi_1) \cos \alpha_1 - (\ddot{x}_1 \psi_{01} + \ddot{x}_1 \psi_1 +$$

$$\begin{aligned}
& + \ddot{z}_1) \sin \alpha_1 + \ddot{y}_1 \varphi_{01} + \ddot{y}_1 \varphi_1 + \ddot{\psi}_1 z_2 - \\
& - 2 \dot{\psi}_1 \dot{z}_2 - \dot{\varphi}_1 \dot{y}_2 - 2 \dot{\varphi}_1 \dot{y}_2] = Q_{x_2} + Q'_{x_2}; \tag{6.19}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& C_{1\theta}(\ddot{\theta}_2 + \ddot{\theta}_1) + C_{2\theta} \ddot{\psi}_2 \varphi_{01} + C_{3\theta} \ddot{\psi}_2 \varphi_1 + C_{4\theta} \dot{\varphi}_1 \dot{\psi}_2 - \\
& - C_{5\theta} \ddot{\varphi}_2 \psi_2 + C_{6\theta} \dot{\varphi}_2 \dot{\psi}_2 + C_{7\theta} \ddot{\varphi}_2 \psi_{01} + C_{8\theta} \ddot{\varphi}_2 \psi_1 + \\
& + C_{9\theta} \dot{\psi}_1 \dot{\varphi}_2 + C_{10\theta} \ddot{\psi}_1 \varphi_1 + C_{11\theta} \ddot{\varphi}_1 \psi_1 - C_{12\theta} \ddot{\psi}_1 \varphi_{01} + \\
& + C_{13\theta}(\ddot{\varphi}_1 \psi_1 - \ddot{\varphi}_1 \psi_{01} - \ddot{\varphi}_1 \psi_2) = M_{x_2} + M'_{x_2}.
\end{aligned}$$

წინა განტოლებების მსგავსად, C_{iq} კოეფიციენტები წარმოადგენენ მასების ინერციის მომენტების ფუნქციებს.

განტოლებები (6.17) და (6.19) ურთიერთდაკავშირებულია პოტენციალური და ინერციული ხასიათის არაწრფივი მდგენელებით, ხოლო კავშირების ფორმა განტოლებათა ორივე სისტემისთვის ანალოგიურია; განსხვავება მდგომარეობს სისტემა (6.17)-ში m_1 და m_2 , მასების ჯამის არსებობაში, მაშინ როდესაც (6.19) – ში ფიგურირებს მხოლოდ ერთი მასა m_2 . დამოკიდებულების სწორედ ასეთ ფორმაში მდგომარეობს ერთი სხეულის მეორის მიმართ ვიბრაციული გადაადგილების პრინციპი.

უნდა აღინიშნოს, რომ სისტემები (6.17) და (6.19) აღწერენ m_2 მასის მოძრაობას m_1 მასის მიმართ მათი მუდმივი ურთიერთკავშირის პირობებში; პოტენციალური ძალები Q_q სახით – ეს არის m_2 მასის დრეკად – დემპფერული მახასიათებელი (ფხვიერი მასალის შემთხვევაში) და მისი ტიპისა და $m_1 - os$ მიმართ მდებარეობისგან დამოკიდებულებით Q_q -ს

მახასიათებლები მიიღებენ სხვადასხვა მნიშვნელობებს. ამას გარდა, m_1 და m_2 -ს დინამიკური დამოკიდებულება შეიძლება იყოს ხტომითი ხასიათის – ასეთ შემთხვევაში განტოლებები (6.17) და (6.19) შესაბამისი კორექტირების გარეშე ვეღარ იქნებიან სამართლიანი.

ძალები Q_q არ არიან დაკავშირებული დრეკადი სისტემის დეფორმაციასთან ანდა განსახილველი რხევითი სისტემის ინერციულობასთან. ისინი წარმოადგენენ გარეშე ძალებს, სიმძიმის ძალებს, გარე ხახუნის ტიპის წინააღმდეგობის ძალებს. განვიხილოთ მათი გაშლა კოორდინატთა ღერძებზე მანქანის დამზადებისა და მონტაჟის საწყისი კუთხური გადახრებისა $\theta_{oi}, \psi_{oi}, \varphi_{oi}$ და აღმგზნები ძალების მოდების შესაბამისი ექსცენტრისიტეტების e_x, e_y, e_z გათვალისწინებით (ნახ.6.11).

მუშა ორგანოსა (მწ) და ტექნოლოგიურ დატვირთვას (ტდ) შორის ხახუნის ძალის აღწერისათვის გამოიყენება სხვადასხვა მიდგომები, რომელთა არსი მდგომარეობს იმაში, რომ ტდ – ს რეაქცია მწ –ზე ტდ –ის სიჩქარისა და დეფორმაციის პროპორციულია; ამასთან გათვალისწინებულია როგორც შინაგანი ისე იმ გარემოს წინააღმდეგობა, რომელშიც ხორციელდება მოძრაობა

$$N_q = f(q, \dot{q}). \quad (6.20)$$

ტდ-ის სივრცითი მოძრაობისას (ხაზოვანი ან ბრუნვითი), ნორმალურ რეაქციებთან ერთად, როგორც შედეგი, აღიძვრებიან ამ ძალების მომენტები

$$(F_{mp})_q = fN_q; \quad (M_{mp})_q = (F_{mp})_q \cdot r_q, \quad (6.21)$$

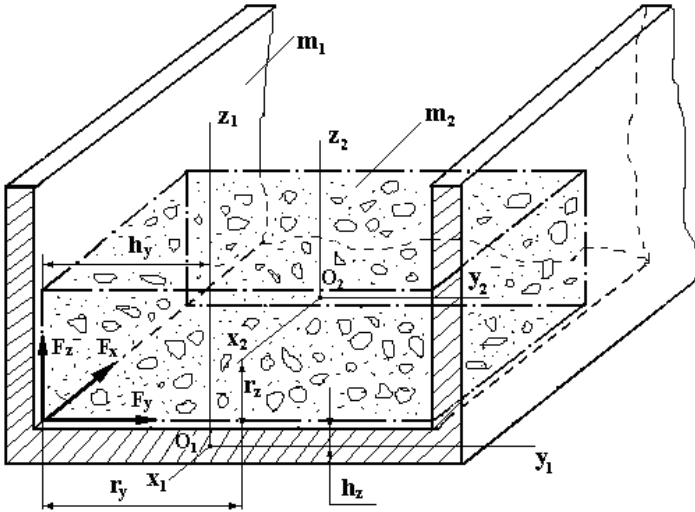
სადაც f - ტლ -ის ხახუნის კოეფიციენტია მლ-ს ზედაპირზე (f ჩვეულებრივად მიიღება, როგორც ცვლადი, მოძრაობის ყოველ ციკლში ტლ-ის დინამიკური მდგომარეობის მიხედვით: სრიალი ზედაპირზე, გაჩერებები და ა.შ.); r_q - მანძილი ხახუნის ზედაპირიდან ტლ -ის სიმძიმის ცენტრამდე შესაბამისი კოორდინატის მიმართულებით (ნახ. 6.10-ტლ -ის (m_2) მოდელის განლაგება ვიბრაციული მანქანის მუშა (m_1) ორგანოზე); ხახუნის ძალის მდგენელები შეიძლება შემდეგნაირად გამოისახოს:

$$\begin{aligned} F_{x_2} &= f_x N_z \text{sign}(x_2); & F_{y_2} &= f_y N_y \text{sign}(y_2); \\ F_{z_2} &= f_z N_z \text{sign}(z_2), \end{aligned} \quad (6.22)$$

სადაც f_x, f_y, f_z - ტლ და მლ-ს შორის ხახუნის კოეფიციენტებია x, y, z მიმართულებებით; N_y - ტვირთის ნორმალური რეაქცია გვერდით ზედაპირებზე; N_z - ტვირთის ნორმალური რეაქცია მლ-ს ფსკერზე; sign წარმოადგენს არაწრფივ ფუნქციას და განისაზღვრება სიჩქარის V ნიშნისაგან დამოკიდებულებით: $\text{sign} = 1$ როცა $V < 1$ და $\text{sign} = -1$ როცა $V > 0$.

ხახუნის ძალის მომენტებს კოორდინატთა ღერძების $O_2 x_2 y_2 z_2$ მიმართ აქვთ სახე:

$$\begin{aligned} (M_{mp})_{x_2} &= (F_{z_2} r_y - F_{y_2} r_z) \text{sign}(\theta_2); & (M_{mp})_{y_2} &= F_{x_2} r_z \text{sign}(\psi_2); \\ (M_{mp})_{z_2} &= F_{x_2} r_y \text{sign}(\phi_2), \end{aligned} \quad (6.23)$$



ნახ. 6.10..

სადაც r_y, r_z - მანძილები ხახუნის ზედაპირებიდან სისტემის $O_2x_2y_2z_2$ ღერძებამდე.

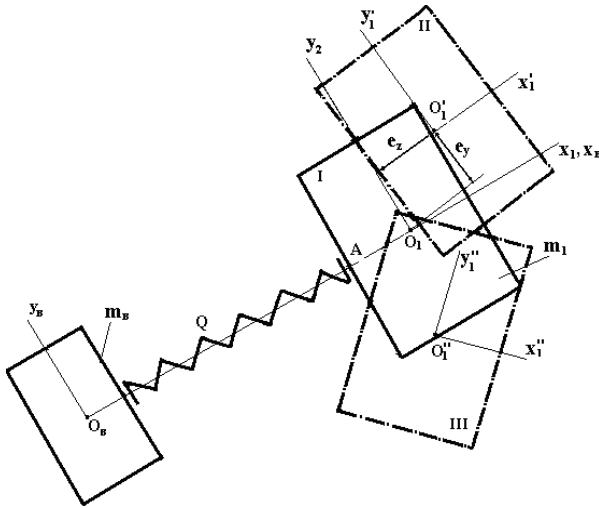
კოორდინატთა სისტემის $O_1x_1y_1z_1$ ღერძების მიმართ (მ \mathcal{O} -ს ღერძები) ხახუნის ძალის მომენტებს აქვთ სახე:

$$\begin{aligned}
 (M_{mp})_{x_1} &= (F_{z_2} h_y - F_{y_2} h_z); & (M_{mp})_{y_1} &= F_{x_2} h_z; \\
 (M_{mp})_{z_1} &= F_{x_2} h_y, & & (6.24)
 \end{aligned}$$

სადაც h_y, h_z - მანძილები ხახუნის ზედაპირებიდან სისტემის $O_1x_1y_1z_1$ ღერძებამდე.

განსახილველ შემთხვევაში მ \mathcal{O} შემოსაზღვრულია ორი მხრიდან ($O_1x_1y_1$ და $O_1z_1x_1$ სიბრტყეებიდან) ხოლო O_1x_1 მიმართულებით იგი ღიაა; ამ შემთხვევაში, ზედაპირზე $O_1x_1y_1$ ხახუნის ძალა არ არსებობს და შესაბამისად, (6.23) და (6.24)

გამოსახულებებში შემავალი წევრები მამრავლებით r_x, h_x , აგრეთვე არ არსებობენ.



ნახ.6.11

ნახ. 6.11-ზე მკ წარმოდგენილია სამ სხვადასხვა მდგომარეობაში: I - საწყისი (იდეალური) მდგომარეობა, როდესაც Q -ს მიმართულება თანხვედრა არადეფორმირებადი ზამბარის ღერძს და გაღის მკ - ს სიმძიმის ცენტრზე O_1 ; II- შეესაბამება რეალურ მდგომარეობას, ე, ი, გადახრების გათვალისწინებით, რომლებიც განპირობებულია მანქანის დამზადებასა და მონტაჟზე დაშვებებით და ძალის Q გადაცემის ექსცენტრისიტეტებით; III - შეესაბამება დინამიკური გადაადგილების მდგომარეობას.

აღნიშნული საწყისი და დინამიკური გადახრების გათვალისწინებით, სისტემის $O_1x_1y_1z_1$ კოორდინატთა ღერძებზე Q ძალის გეგმილებს ექნებათ სახე:

$$\left. \begin{aligned} Q_{x_1} &= Q[(\psi_{01} + \psi_1) \sin \alpha_1 + \cos \alpha_1; \\ Q_{y_1} &= -Q[(\theta_{01} + \theta_1) \sin \alpha_1 + (\varphi_{01} + \varphi_1) \cos \alpha_1]; \\ Q_{z_1} &= Q[(\psi_{01} + \psi_1) \cos \alpha_1 + \sin \alpha_1]. \end{aligned} \right\} \quad (6.25)$$

Q ძალის მომენტები განისაზღვრებიან ვექტორული აღგებრის თეორიით; თუ დადგინდება წერტილის O_1'' კოორდინატები, რომელზედაც რეალურად გადის Q ძალის ვექტორი, მაშინ ამ ვექტორის მომენტებს, სისტემის $O_1x_1y_1z_1$ ღერძების მიმართ ექნებათ სახე:

$$\begin{aligned} M_{x_1} &= e_{y_1} Q_{z_1} - e_{z_1} Q_{y_1}; & M_{y_1} &= e_{z_1} Q_{x_1} - e_{x_1} Q_{z_1}; \\ M_{z_1} &= e_{x_1} Q_{y_1} - e_{y_1} Q_{x_1}. \end{aligned} \quad (6.26)$$

განტოლებები (6.17) და (6.19) (6.24), (6.25) და (6.26)-ის გათვალისწინებით იძლევიან ტექნოლოგიური ვაბრაციული პროცესის სრულფასოვანი (კომპლექსური) გამოკვლევის შესაძლებლობას.

კერძოდ, მანქანის მუშა ორგანოს სივრცითი რხევების გავლენის შესწავლა ვიბროტრანსპორტირების პროცესზე განხორციელდება ამა თუ იმ სივრცითი რხევის რეზონირებით, სხვა პარამეტრების ფიქსირებული მდგომარეობის პირობებში.

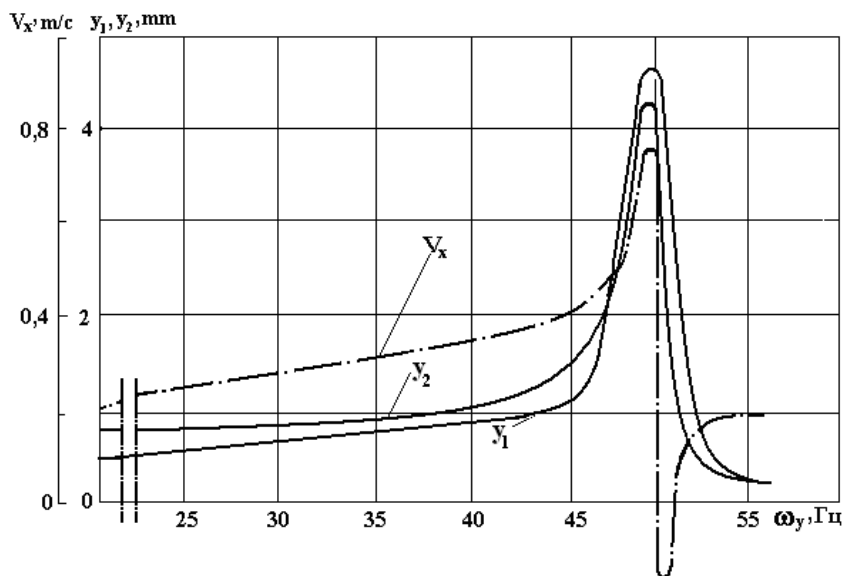
ნახ. 6.12, 6.13, 6.14 –ზე წარმოდგენილია ფხვიერი ტვირთის გადაადგილების სიჩქარის დამოკიდებულება რეზონანსული ვიბრომანქანის ცალკეული სივრცითი რხევების სიხშირეებისგან (ამპლიტუდებისგან), რომლებიც მიღებულია კომპიუტერული გამოკვლევით. კერძოდ, ნახ. 6.12-ზე მოცემულია ტფ-ის მოძრაობის სიჩქარისა (V_x) და ტრაექტორიის (Y_2) დამოკიდებულება ვიბრომანქანის მ(რ)-ს განივი

რეზონანსული რხევისაგან (y_1), ნახ. 6.13-ზე - ტღ-ის მოძრაობის სიჩქარის (V_x) დამოკიდებულება მღ-ს ბრუნვითი რხევისაგან (ψ), ნახ.6.14-ზე- ტღ-ის გრძივი (V_x) და განივი (V_y) მოძრაობის სიჩქარეების დამოკიდებულება ვიბრომანქანის მღ-ს ბრუნვითი რეზონანსული რხევისაგან (φ). როგორც მოცემული დამოკიდებულებები გვიჩვენებენ, მღ-ს ამა თუ იმ სივრცითი (არამუშა) რხევის ამპლიტუდის გადიდებით გარკვეული სიდიდის ზევით, ტღ-ის ძირითადი (გრძივი) გადაადგილების სიჩქარე არსებითად იცვლება ან შემცირების, ან გადიდების მიმართულებით; ეს განსაკუთრებით შესამჩნევია რეზონანსის ($\omega = 50$ ჰც) გავლისას, როდესაც ხდება რხევის ფაზის ცვლილება საწინააღმდეგოდ.

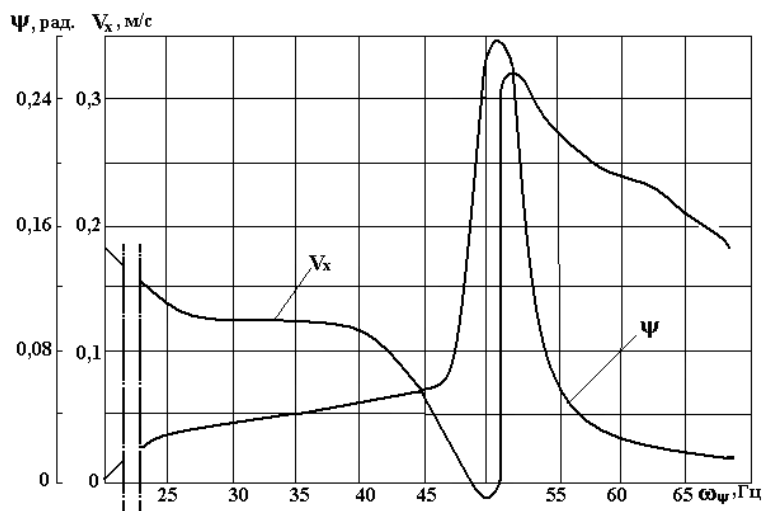
უნდა აღინიშნოს, რომ ყველა შემთხვევაში მანქანის მუშა რეჟიმი იყო ერთნაირი ($\omega = 50$ ჰც) და დამატებითი რეზონანსული რხევები პროცესში ერთგებოდნენ ძირითად რეჟიმთან ერთდროულად.

მოყვანილი დამოკიდებულებები გვიჩვენებენ, რომ რეზონანსულ ვიბრაციულ მანქანებში სივრცითი რხევები, რომლებიც თან სდევნენ ძირითად მუშა რეჟიმს, არღვევენ ფხვიერი მასალის ვიბრაციული გადაადგილების კანონზომიერებას. ამასთან, რეზონანსზე გავლისას გადაადგილების სიჩქარე მკვეთრად იცვლება და სისწირის (ამპლიტუდის) ზოგიერთ ზონებში სიჩქარის ცვლილება თანაზომგადია მის საანგარიშო სიდიდესთან.

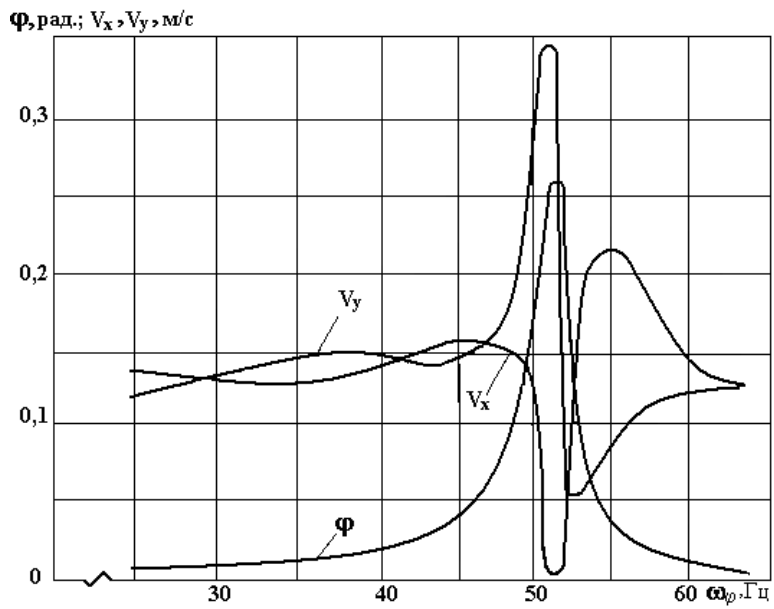
შეიძლება დავასკვნათ, რომ მოყვანილი მათემატიკური აპარატის გამოყენებით (კერძოდ მღ-ს კომბინაციური რხევების რეალიზებით) შესაძლებელია ვიბრაციული ტექნოლოგიური პროცესის მართვა და მისი ოპტიმიზაცია.



б.б. 6.12.



б.б. 6.13.



б.б. 6.14.

თავი 7

გამოყენებითი მექანიკის ელემენტები

7.1. სამთო მანქანების და მოწყობილობების საიმედოობა.

სამთო საწარმოებში პროცესების კომპლექსური მექანიზაცია ითვალისწინებს რთული სტრუქტურის მქონე სხვადასხვა ტექნიკური საშუალებების ერთდროულ მუშაობას და ურთიერთმოქმედებას.

ამის შედეგად, ცალკეული მანქანებისა და მექანიზმების არასაკმარისი საიმედოობა იწვევს მთელი კომპლექსის მწარმოებლობის არსებითად შემცირებას.

არასაკმარისი საიმედოობის გამო მოწყობილობის რემონტზე ყოველწლიურად იხარჯება მნიშვნელოვანი სახსრები, ხოლო დანახარჯები რემონტზე მუშაობის მთელი დროის განმავლობაში რამდენიმეჯერ აღემატება მის საწყის ღირებულებას.

აღნიშნულიდან გამომდინარე, სამთო ინჟინრებს და სპეციალისტებს უნდა ჰქონდეთ გარკვეული ცოდნა, როგორც ზოგადად, ისე კერძოდ სამთო მანქანებისა და მოწყობილობების საიმედოობაზე.

ტექნიკური ნაკეთობის საიმედოობა წარმოადგენს მისი ხარისხის უმნიშვნელოვანეს ელემენტს. მაღალი საიმედოობის გარეშე არ შეიძლება იყოს მაღალი ხარისხის ნაკეთობა. საიმედოობა გულისხმობს სისტემის თვისებას შეასრულოს მოცემული ფუნქცია დროის განსაზღვრულ ინტერვალში და ამასთან შეინარჩუნოს საწარმოო მახასიათებლების დადგენილი მნიშვნელობები მოცემულ ზღვრებში

ექსპლოატაციის, რემონტის, შენახვისა და ტრანსპორტირების შესაბამის პირობებში.

ობიექტების მუშაობის ეფექტურობის უზრუნველყოფის მეთოდები ექსპლოატაციის პირობებში მუშავდება და შეისწავლება **საიმედოობის თეორიის** საშუალებით. სამთო მანქანათმშენებლობაში საიმედოობის თეორია დაფუძნებულია ძირითადად დეტალების სიმტკიცეზე და ცვეთამედეგობაზე, ასევე პროექტირებისა და გაანგარიშების მეთოდებზე.

საიმედოობის განსაზღვრისათვის მნიშვნელოვანია **ობიექტის მდგომარეობის** შეფასება.

ობიექტის მდგომარეობის დასახასიათებლად გამოიყენებიან შემდეგი მცნებები:

- **ვარგისიანობა** – ობიექტის მდგომარეობა, რომლის დროსაც იგი შეესაბამება ყველა მოთხოვნებს, რომლებიც დადგენილია ნორმატიულ-ტექნიკური მოთხოვნებით.

- **უწყესივრობა** – ობიექტის მდგომარეობა, რომლის დროსაც იგი არ შეესაბამება ნორმატიულ-ტექნიკური დოკუმენტაციის ერთ მოთხოვნას მაინც.

- **მუშაუნარიანობა** – ობიექტის მდგომარეობა, რომლის დროსაც მას უნარი აქვს შეასრულოს მოცემული ფუნქციები და ამ დროს შეინარჩუნოს ყველა ძირითადი პარამეტრების ნორმით დადგენილი მნიშვნელობები.

სამთო მანქანებში უმრავლეს შემთხვევაში მტყუვნება წარმოადგენს არასკმარისი საწყისი სიმტკიცის ან დეტალების მიერ ექსპლოატაციის პროცესში სიმტკიცის დაკარგვის, ასევე დეტალების ინტენსიური ცვეთის შედეგს.

დადლილობითი რღვევა აღმოცენდება ცვლადი დატვირთვების დროს დრეკადობის ზღვრებში. დადლილობითი დაზიანების კერა შეიძლება იყოს უმნიშვნელო ზედაპირული დეფექტები, კვეთების

მკვეთრი გადასვლის ადგილები, შედუღების, ჩამოსხმის დეფექტები და ა.შ., რომლებიც იწვევენ დაძაბულობის კონცენტრაციას დეტალის მცირე სივრცეებში.

მანქანის დეტალების ცვეთა იწვევს:

- სიმტკიცის დაქვეითებას დეტალის კვეთის შემცირების გამო (ციცხვის კორპუსები, კბილანის კბილები და ა.შ.);
- დინამიკური დატვირთვების გადიდებას დეტალების შეუღლების ადგილებში დრეწობის წარმოქმნის გამო (შლიცური და სახსრული შეერთებები, უნაგირა საკისრები და ა.შ.);
- მუშაუნარიანობის ამოწურვას გეომეტრიული ფორმების დაკარგვის გამო.

სამთო მანქანებისათვის უმეტესად დამახასიათებელია მექანიზმების მოხახუნე წყვილების აბრაზიული ცვეთა, რომლის დროსაც მუშა ზედაპირებზე აბრაზიული ნაწილაკების მოხვედრის შედეგად ხდება მათი რღვევა ჭრის ან კაწვრის შედეგად.

სამთო მანქანებისთვის აგრეთვე ფრიად დამახასიათებელია ინტენსიური აბრაზიული ცვეთა მუშა ორგანოების სამთო ქანებთან უშუალო ურთიერთქმედების გამო.

საიმედობის თეორიის ერთ-ერთი ძირითადი მცნებაა მტყუნების მცნება; მისი ანალიზისათვის გამოიყენება **მტყუნების სტატისტიკური მოდელები.**

მტყუნობა ეწოდება მოვლენას, რომელიც გულისხმობს მუშაუნარიანობის მთლიანად ან ნაწილობრივ დაკარგვას.

მათი აღმოცენების მიზეზების მიხედვით ანსხვავენ მტყუნობებს: 1) მტყუნობები კონსტრუქციული დეფექტების მიხედვით; 2) მტყუნობები ტექნოლოგიური დეფექტების მიხედვით; 3) მტყუნ-

ნობები ექსპლოატაციური დეფექტების მიხედვით; 4) მტყუვნობები თანდათანობითი დაბერების (ცვეთის) მიხედვით

დროის ხანგრძლივობა (ციკლების რიცხვი), რომლის განმავლობაშიც ნაკეთობა ასრულებს მოცემულ ფუნქციას მტყუვნების დადგომამდე, წარმოადგენს შემთხვევით სიდიდეს და ეწოდება **უმტყუვნო მუშაობის დრო**.

განსახილველი ნაკეთობის მტყუვნების სტატისტიკურ მოდელს წარმოადგენს უმტყუვნო მუშაობის დროის ალბათობის განაწილება.

უმტყუვნო მუშაობის დროის ალბათობის განაწილება განისაზღვრება განაწილების ფუნქციით და მისი წარმოებულთ, რომელსაც განაწილების სიმკვრივე ეწოდება.

უმტყუვნო მუშაობის დროის ალბათობის განაწილების ფუნქციას აქვს სახე:

$$F(t) = P\{\tau < t\}, \quad t \geq 0, \quad (7.1)$$

სადაც t უმტყუვნო მუშაობის დროა.

(7.1) გამოსახულებას აქვს შემდეგი აზრი: განაწილების ფუნქცია ტოლია ალბათობისა, რომ უმტყუვნო მუშაობის დრო τ იქნება მცირე რაღაც t დროზე და ამასთან $t \geq 0$.

განაწილების ანუ ალბათობის სიმკვრივე ზოგადად ასე გამოისახება:

$$f(t) = F'(t) = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{F(t + \Delta t) - F(t)}{\Delta t}.$$

ალბათობას, რომ ნაკეთობა არ უმტყუვნებს დროის t მომენტამდე:

$$P\{\tau \geq t\} = 1 - F(t) = R(t), \quad t \geq 0$$

ეწოდება უმტყუნო მუშაობის ალბათობა ანუ საიმედოობის ფუნქცია.

შემთხვევითი სიდიდის τ განაწილების თვისებები განსაზღვრავენ მტყუნების მოდელების თვისებებს და ნაკეთობის საიმედოობის მახასიათებლებს [24].

7. 2. მანქანების ტექნიკური დიაგნოსტიკა

ტექნიკური დიაგნოსტიკის მთავარი ამოცანაა სისტემის მდგომარეობის გამოცნობა შეზღუდული ინფორმაციის პირობებში.

ინფორმაცია მიიღება გადამწოდების ჩვენებების სახით: ვიბრაციის, ტემპერატურის, წნევის, ასევე ვიზუალური დათვალიერების გზით და ა.შ.

რთული ტექნიკური სისტემებისათვის პარამეტრების ჩაწერა ხდება დისკრეტულად ან უწყვეტად.

ამას გარდა, ტექნიკურ დიაგნოსტიკაში ახორციელებენ უწესივრობების ძებნას და ავტომატურ კონტროლს. ეს დაკავშირებულია კონტროლის მეთოდებისა და საშუალობების დამუშავებასთან, დიაგნოსტიკური ტესტების დამუშავებასთან, ტექნიკური სისტემების კონტროლუნარიანობის შეფასებასთან.

ტექნიკური დიაგნოსტიკა ექსპლოატაციის პირობებში გახდა ერთ-ერთი, სისტემების საიმედოობის ამაღლების იმ უმნიშვნელოვანესი მეთოდებიდან, როდესაც მოითხოვება ვიხელმძღვანელოთ განსაზღვრული ხერხებითა და წესებით გადაწყვეტილების მისაღებად. იგი უშვებს საპასუხისმგებლო ნაკეთობის ექსპლოატაციას და მათ ტექნიკურ მომსა-

ხურებას “მდგომარეობის მიხედვით”, რაც იძლევა მნიშვნელოვან ეკონომიკურ ეფექტს.

მანქანის დიაგნოსტიკების პროცედურა თავის-თავში შეიცავს შემდეგ ძირითად ეტაპებს:

- 1) ობიექტის პირველადი აღწერა;
- 2) მდგომარეობის შეფასების ნიშნების გამოყოფა;
- 3) გადაწყვეტილების მიღება (დიაგნოზი).

პირველად აღწერას ასრულებენ ექსპერიმენტული ინფორმაციის საფუძველზე, რაც აუცილებელია გადაწყვეტილების მისაღებად.

სადიაგნოსტიკე ობიექტის მდგომარეობა განისაზღვრება დიაგნოსტიკური ნიშნებით, ხოლო ნიშნები – სხვადასხვა ფიზიკური ბუნების დიაგნოსტიკური სიგნალებით. ეფექტური ნიშნების პოვნა წარმოადგენს დიაგნოსტიკის ცენტრალურ ამოცნას, მის მთავარ პრობლემას.

რაც მეტი ცნობებია სადიაგნოსტიკე ობიექტის შესახებ, მით უფრო უტყუარია დიაგნოზი.

მანქანის თვისებების, დიაგნოზის მიზნებისა და არსის ღრმა შესწავლა წარმოადგენს დიაგნოსტიკის ეფექტურობის წინაპირობას.

ნიშნების მოძებნისას საჭიროა განვასხვავოთ ტექნიკური მდგომარეობის სამი ასპექტი: სტრუქტურული, ფუნქციონალური და ვიბრაციული.

სტრუქტურული მდგომარეობა ხასიათდება სტრუქტურის თვისებების ერთობლიობისაგან: კონსტრუქციული ელემენტების გეომეტრიით (ზომებით და ფორმით), დეტალების ურთიერთკავშირებით (ჩასმებით, ღრეჩოებით, კუთხეებით და ა.შ.), მასალის მდგომარეობით (დაძაბულობით, ტემპერატურით, სტრუქტურით).

ფუნქციონალური მდგომარეობა განისაზღვრება ფუნქციონირების თვისებების ერთობლიობით: საექსპლოატაციო მაჩვენებლებით, რეგულირების

პროცესებისა და მუშა პროცესის მიმდინარეობის სტატისტიკური და დინამიკური მახასიათებლებით და ა.შ.

ვიბრაციული მდგომარეობა განისაზღვრება **ობიექტის ვიბრაციული მახასიათებლების ერთობლიობით**. იგი წარმოადგენს ობიექტის სტრუქტურული და ფუნქციონალური მდგომარეობის და დინამიკური თვისებების შედეგს. ნორმალური სტრუქტურული და ფუნქციონალური მდგომარეობისას ვიბრაციული მდგომარეობა შეიძლება არ იყოს დამაკმაყოფილებელი. ამის მაგალითად შეიძლება გამოდგეს რეზონანსული რხევები.

ობიექტის შესწავლის ხარისხისა და დიაგნოსტიკის მიზნისგან დამოკიდებულებით დიაგნოზი შეიძლება შეიცავდეს სხვადასხვა შინაარსს. საანგარიშო სქემაში ნაკეთობა შეიძლება განხილულ იქნას როგორც ერთიანი ფიზიკური სისტემა უცნობი სტრუქტურით მოქცეული გარეგანი და შინაგანი აღმგზნები ზემოქმედებების ქვეშ. გამომავალი სიგნალების მიხედვით შეიძლება დავადგინოთ მისი მდგომარეობა უწყესივრობების მიზეზებისა და ადგილის ჩვენების გარეშე. ასეთი ინტეგრალური დიაგნოსტიკა ზოგჯერ შეიძლება მისაღები იყოს ექსპლოატაციაში.

პროექტირების, წარმოებისა და ექსპლოატაციის ეტაპებზე მოითხოვება დაისვას გაუმართავი ელემენტის (დეტალის) დიაგნოზი და დადგინდეს უწყესივრობის მიზეზები. ამისათვის საჭიროა კვანძი წარმოდგენილ იქნას ურთიერთდაკავშირებული დეტალების ერთობლიობის სახით. მიიღება სამსაფეხურიანი მოდელი “ნაკეთობა – კვანძი – დეტალი” და შესაბამისად დიაგნოზის სიღრმის სამი ხარისხი.

კვანძის მდგომარეობის დიაგნოზი შეიძლება დადგინდეს დიაგნოსტირების განსხვავებული

მეთოდებით. ასე მაგალითად, საკისრის მდგომარეობა შეიძლება შეფასდეს ზეთის ქიმიური მდგომარეობით, მასში ბურბუშელის შემცველობით, ზეთის ტემპერატურით ან საკისრის კორპუსის ტემპერატურით, ვიბრაციის მიხედვით და ა.შ.

დიაგნოსტიკის ბევრ მეთოდებში ცნობილი უნდა იყოს საკონტროლო პარამეტრის განაწილება სისტემის მოცემული მდგომარეობისათვის. სისტემის მდგომარეობის გარჩევა წარმოადგენს დიაგნოზის დადგენის პროცესს და მდგომარეობს ნიშნების წარდგენილი ერთობლიობის მიკუთვნებაში ერთ-ერთი ტიპური მდგომარეობისათვის. ასეთი მდგომარეობების რიცხვი დამოკიდებულია ამოცანის თავისებურებებისგან და გარჩევის (შერჩევის თუ შეცნობის) მიზნებისაგან. გარჩევის თეორია მჭიდროდ არის დაკავშირებული სახეების გარჩევის პრობლემისაგან, რომელიც შეისწავლება კიბერნეტიკაში. ამ ამოცანების გადაწყვეტის მეთოდებს განეკუთვნება: ალბათური, მეტრული, ლოგიკური, დაყოფის მეთოდები ნიშნების სივრცეში. ყველა ეს მეთოდები დაფუძნებულია მკაცრ მატემატიკურ აპარატზე და განიხილებიან მანქანათა ტექნიკური დიაგნოსტიკის სპეციალურ კურსებში [24].

7. 3. ოპტიმიზაცია

ოპტიმიზაციის მეთოდები ეფექტურად გამოიყენება ადამიანის საქმიანობის მრავალ, სრულიად სხვადასხვა სფეროებში. განსაკუთრებით მნიშვნელოვანი წარმატებებია მიღწეული რთული ტექნიკური სისტემების დაპროექტებასა და ანალიზში. თეორიული მიღწევების საინჟინრო პრაქტიკაში დანერგვის დაჩქარებული ტემპები მნიშვნელოვან-

წილად განპირობებულია გამოთვლითი ტექნიკის საშუალებების ფართო გავრცელებით და ინტენსიური სრულყოფით.

თანამედროვე პირობებში ოპტიმიზაციის მეთოდების ცოდნა ინჟინრისთვის ისევე აუცილებელია, როგორც მათემატიკური ანალიზის საფუძვლების, ფიზიკის, ქიმიის, მასალათა გამძლეობის თეორიის, რადიოელექტრონიკის და რიგი სხვა ტრადიციული დისციპლინების ცოდნა.

ოპტიმიზაციის ცნება განიხილება როგორც ყველა შესაძლებელიდან საუკეთესო ვარიანტის შერჩევის პროცესი. მაგალითად, საინჟინრო-ტექნიკური ამოცანების გადაწყვეტისას ოპტიმიზაციის მეთოდები საშუალებას იძლევიან შეირჩეს მანქანის კონსტრუქციის და მისი მუშა პარამეტრების საუკეთესო ვარიანტი. ასეთ პარამეტრებს საინჟინრო ამოცანების გადაწყვეტისას უწოდებენ საპროექტო პარამეტრებს, ხოლო ეკონომიკური ამოცანების შემთხვევაში – საგეგმო პარამეტრებს. ოპტიმიზაციის ამოცანის სირთულე დამოკიდებულია საპროექტო პარამეტრების n რაოდენობაზე – $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$.

ოპტიმალური ამონახსნის (გადაწყვეტილების) არჩევა ხდება საპროექტო პარამეტრებით განსაზღვრული ფუნქციის საშუალებით, რომელსაც მიზნობრივ (მიზნის) ფუნქციას ან ხარისხის კრიტერიუმს უწოდებენ. ოპტიმიზაციის ამოცანის გადაწყვეტისას უნდა მოინახოს საპროექტო პარამეტრების ისეთი მნიშვნელობები, რომელთა შემთხვევაშიც მიზნობრივ ფუნქციას აქვს მინიმუმი (ან მაქსიმუმი). ამრიგად, მიზნობრივი ფუნქცია წარმოადგენს ოპტიმალურობის მთავარ კრიტერიუმს მათემატიკურ მოდელებში, რომელთა მეშვეობითაც აღიწერება ინჟინრული ან ეკონომიკური ამოცანები.

მიზნობრივი ფუნქცია შეიძლება შემდეგნაირად გამოისახოს:

$$V = F(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n).$$

განსახილველი პრობლემის მიხედვით მიზნობრივ ფუნქციას შეიძლება წარმოადგენდეს კონსტრუქციის მასა, სიმტკიცე, დინამიკური დატვირთვა მანქანაზე, ძრავის სიმძლავრე, ელექტრული ენერჯის ხარჯი, მწარმოებლობა, შემოსავლის სიდიდე და ა.შ. პარამეტრების რაოდენობის მიხედვით მიზნობრივი ფუნქცია შეიძლება იყოს ერთი, ორი ან მეტი პარამეტრის ფუნქცია.

უნდა აღინიშნოს, რომ მიზნობრივი ფუნქცია შეიძლება გამოსახულ იქნას არა მარტო ფორმულის საშუალებით, არამედ ცხრილებით ან რაიმე სხვა ფორმითაც.

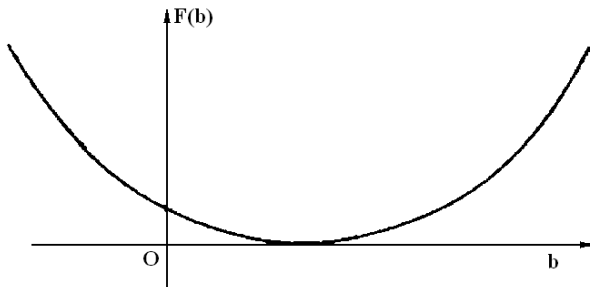
მიზნობრივი ფუნქცია შეიძლება იყოს რამდენიმეც. მაგალითად, მანქანათმშენებლობაში რაიმე მანქანის დაპროექტებისას შესაძლოა საჭირო იყოს უზრუნველყოფილ იქნას მაქსიმალური საიმედოობა, მინიმალური ლითონშემცველობა, მაქსიმალური მწარმოებლობა, ძრავას მინიმალური სიმძლავრე, ელექტროენერჯის მინიმალური ხარჯი და ა.შ. ამასთან, ზოგიერთი მიზნობრივი ფუნქცია შესაძლოა ურთიერთშეუთავსებადიც იყოს. ასეთ შემთხვევაში საჭიროა რომელიმე მათგანს მივანიჭოთ პრიორიტეტი.

ოპტიმალური პროექტის აგებისათვის მიღებული დასაშვები პროექტებიდან შეირჩევა გარკვეული აზრით საუკეთესო. ტერმინი “საუკეთესო” შეიძლება გაგებულ იქნას რაღაც $F(b)$ ფუნქციის უმცირესი ან უდიდესი მნიშვნელობის აზრით, სადაც b ცვლადი აიღება B სიმრავლიდან. თუ $F(b)$ ფუნქცია ასახავს

დასაპროექტებელი ობიექტის ღირებულებას, მაშინ საჭიროა მისი მინიმიზაცია, მაგრამ, თუ ეს ფუნქცია ახასიათებს პროდუქციის რაოდენობას, დანადგარის მქკ-ს, ან მიღებულ შემოსავალს, მაშინ საჭიროა მისი მაქსიმიზაცია.

ნამდვილი ცვლადის ფუნქციის $F(b)$ მაქსიმუმის მოძებნა ექვივალენტურია “ $-F(b)$ ” ფუნქციის მინიმუმის მოძებნისა; ამიტომ, ოპტიმალური დაპროექტების ამოცანები შეიძლება განხილულ იქნას, როგორც მიზნობრივი ფუნქციის მინიმიზაციის ამოცანები.

მაგალითის სახით განვიხილოთ მიზნობრივი ფუნქცია $F(b) = (b - 2)^2$, სადაც b საპროექტო პარამეტრია.



ნახ. 7.1

7.1 ნახაზზე მოცემულია ამ ფუნქციის დამოკიდებულება b პარამეტრზე. ცხადია, რომ მიზნობრივი ფუნქცია მინიმუმს აღწევს, როცა $b=0$ და ამ დროს იგი ნულის ტოლია. ოპტიმიზაციის ამოცანები შეიძლება იყოს უპირობო და პირობითი.

უპირობო ოპტიმიზაციის ამოცანის დროს იძებნება ფუნქციის მინიმუმი ან მაქსიმუმი და შესაბამისი არგუმენტის მნიშვნელობა n განზომილებიანი სივრცის რაღაც σ სიმრავლეზე.

ოპტიმიზაციის პირობითი ამოცანა გულისხმობს σ სიმრავლეზე პარამეტრების გარკვეულ შეზღუდვებს, რომლებიც შეიძლება მოცემული იყოს ტოლობებით ან უტოლობებით, მაგალითად:

$$f_1(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) = 0;$$

$$a_1 \leq f_1(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \leq a_2.$$

ოპტიმიზაციის პრაქტიკული წარმოდგენისათვის განვიხილოთ მაგალითები.

1. კონტეინერის მინიმალური მოცულობის განსაზღვრა.

დავუშვათ საჭიროა $V = 1$ მ³ მოცულობის სწორკუთხა პარალელეპიპედის ფორმის კონტეინერის დაპროექტება, ამასთან, სასურველია მის დამზადებაზე დაიხარჯოს რაც შეიძლება ნაკლები მასალა. თუ მივიღებთ, რომ კედლების სისქე მუდმივია, მაშინ ოპტიმიზაციის მოთხოვნის დასაკმაყოფილებლად საჭიროა კონტეინერის სრული ფართობი S იყოს მინიმალური. თუ კონტეინერის წიბოების სიგრძეებს ავლნიშნავთ x_1, x_2, x_3 , მაშინ ამოცანა დაიყვანება შემდეგი ამოცანის მინიმიზაციაზე

$$S = 2(x_1x_2 + x_2x_3 + x_1x_3).$$

ეს ფუნქცია ამ შემთხვევაში წარმოადგენს მიზნობრივ ფუნქციას, ხოლო $V = 1$ – შეზღუდვას, რომელიც საშუალებას იძლევა გამოირიცხოს ერთი პარამეტრიც

$$V = x_1x_2x_3 = 1,$$

საიდანაც $x_3 = 1/x_1x_2$ და შესაბამისად, მივიღებთ

$$S = 2(x_1 x_2 + 1/x_1 + 1/x_2).$$

ამრიგად, ამოცანა დაყვანილ იქნა ორუცნობიანი ფუნქციის მინიმიზაციაზე. ბოლო განტოლების ამოხსნის შედეგად განისაზღვრება x_1 და x_2 , ხოლო შემდეგ x_3 .

შესაძლებელია ამ ამოცანის გართულება და დამატებითი პირობების შემოტანა; მაგალითად, თუ საჭიროა, რომ კონტეინერს ჰქონდეს სიგრძე არანაკლებ 3 მეტრისა, ე.ი. $x_1 \geq 3$.

ოპტიმიზაციის ამოცანა, რომელიც განსაზღვრულია ერთი ცვლადის ფუნქციით, განეკუთვნება ოპტიმიზაციური ამოცანების ყველაზე მარტივ ტიპს.

2. დამჭიმი ტვირთის მაქსიმალური წონის განსაზღვრა საშახტე ამწევ დანადგარებში.

მრავალბაგირიან საშახტე ამწევ მოწყობილობებში, ბაგირული გამყოლების დაჭიმვას, როგორც წესი, ახდენენ ბოლოკიდული ტვირთით. გარკვეული პირობებისათვის, ჭაურის რაღაც სიღრმეზე, დამჭიმი ტვირთის წონა აღწევს მაქსიმუმს. ჭაურის სიღრმის შემდგომი გაზრდით ტვირთის მოთხოვნილი წონის სიდიდე მცირდება [14].

ბაგირული გამტარის სიგრძესა (L) და დამჭიმი ტვირთის წონას (Q) შორის დამოკიდებულება გამოისახება შემდეგი ფორმულით:

$$Q = (K_0 / 4)(L_0 - L) \ln L_0 / (L_0 - L), \quad (7.1)$$

სადაც K_0 გამყოლის განივი ძალის მიმართ წინააღმდეგობის კოეფიციენტია; L_0 - გამტარის ზღვრული სიგრძე.

L ცვლადის კრიტიკული მნიშვნელობის, ანუ შახტის სიღრმის კრიტიკული მნიშვნელობის განსაზღ-

ვრისათვის ვახდენთ $Q(L)$ ფუნქციის წარმოებულის გამოთვლას

$$\begin{aligned} (d/dL)[(K_0/4)(L_0-L)\ln L_0/(L_0-L)] &= (K_0/4)[(L_0-L)' \ln L_0/(L_0-L) \\ &- (L_0-L)\ln L_0/(L_0-L)'] = (K_0/4)[(-1)\ln L_0/(L_0-L) + (L_0-L)L_0(L_0-L)/L_0(L_0-L)^2] \\ &= (K_0/4)\{\ln L_0/(L_0-L)-1\} = \\ &= (K_0/4)[1-\ln L_0/(L_0-L)]. \end{aligned}$$

მისი 0-თან გატოვებით მიიღება L - ის კრიტიკული მნიშვნელობა

$$(K_0/4)[1-\ln L_0/(L_0-L)] = 0,$$

საიდანაც

$$L_{კრ} = L_0/(1-1/e) = 0,63L_0.$$

დამჭიმი ტვირთის მაქსიმალური წონის განსაზღვრისათვის $L_{კრ}$ - ის მიღებული მნიშვნელობა შევიტანოთ (7.1) გამოსახულებაში

$$Q_{\max} = (K_0/4)(L_0 - 0,63L_0)\ln L_0/(L_0 - 0,63L_0),$$

საიდანაც საბოლოოდ მივიღებთ

$$Q_{\max} = 0.092K_0L_0.$$

7. 4. გამოთვლითი ტექნიკის გამოყენება დინამიკური პროცესების კვლევაში

გამოთვლითი ტექნიკის საშუალებების შექმნასა და განვითარებასთან დაკავშირებით სულ უფრო

იზრდება გამოყენებითი მათემატიკის როლი მეცნიერებისა და ტექნიკის სხვადასხვა სფეროში.

დიდი რაოდენობის რთული ამოცანების რიცხვითი ამოხსნის აუცილებლობამ მიგვიყვანა ახალი რიცხვითი მეთოდების შექმნამდე, რომელთა საშუალებითაც ხდება ამა თუ იმ ამოცანის ამოხსნის უშუალო რაელიზაცია. ამასთან გამომთვლელ მანქანასთან მუშაობისას საჭიროა ფიზიკის, მექანიკის, ეკონომიკის, საინჟინრო და სხვა კონკრეტული ამოცანების მათემატიკური ფორმულირება, ე.ი. საჭიროა განსახილველი ამოცანის მათემატიკური მოდელის შექმნა და შემდეგ მისი გადაყვანა გამომთვლელი მანქანისთვის გასაგებ შესაბამის ენაზე.

მათემატიკური გამოსახულების ციფრულ მანქანაზე პროგრამირებისათვის გამოიყენება სხვადასხვა ალგორითმული ენები: ბეისიკი, პასკალი, დელფი, ასემბლერი და ა.შ.

სამანქანო ენის გამოყენებით შესაძლებელია პერსონალურ კომპიუტერსა და მომხმარებელს შორის მუშაობის დიალოგური რეჟიმის ორგანიზება. ამასთან, კომპიუტერი ატყობინებს მომხმარებელს რა შესაძლებლობები აქვს მას, როგორ შეიძლება მისი გამოყენება, რა თანმიმდევრობით უნდა შესრულდეს ესა თუ ის კონკრეტული პროგრამა და ა.შ., ხოლო დიალოგი მანქანასთან მოცემული უნდა იყოს მომხმარებლის მიერ დამუშავებულ პროგრამაში.

განვიხილოთ კონკრეტული დინამიკური ამოცანის მაგალითზე პროგრამის შედგენის, მისი მანქანაში შეყვანის და ამოხსნის თანამიმდევრობა. ნახ. 7.2 –ზე მოცემულია ერთი თავისუფლების ხარისხის მქონე რხევადი სისტემა. მისი მოძრაობა შეიძლება გამოწვეულ იქნას მყისიერი იმპულსით, ანუ რაიმე

ძალის მოულოდნელი მოდებით და მისი შემდგომი შეწყვეტით.

როგორც მოცემული მაგალითის, ასევე ზოგადად საინჟინრო ამოცანების ამოხსნის პროცესი ციფრულ-გამომთვლელ მანქანებზე შეიძლება ასეთი თანმიმდევრობით წარიმართოს:

1) ამოცანის ფიზიკური შინაარსის ანალიზი – რა ფიზიკური ფაქტორები უნდა იქნას გათვალისწინებული; რომელი პარამეტრების რიცხვითი მნიშვნელობებია მისაღები; მოთხოვნების სიზუსტე; შემავალი პარამეტრების რაოდენობა და მათი შესაძლო ცვლილებების ზღვრები; სასურველია აგრეთვე იმის ცოდნა, თუ თვისობრივად რა სახის ამოხსნების მიღებაა მოსალოდნელი. ნახ. 7.2 –ზე მოცემული სისტემის შემთხვევაში ფიზიკური ფაქტორებია: k – სიხისტე; c – წინააღობის კოეფიციენტი; m – მასა, რომელთა მნიშვნელობები შეიძლება იცვლებოდეს 0 – დან გრკვეულ სიდიდეებამდე; ამასთან, შეიძლება წინასწარ მივიღოთ, რომ ფიზიკური პროცესი რხევითი ხასიათისაა, ხოლო ამპლიტუდის სიდიდე დამოკიდებულია საწყის პირობებზე.

2) მოცემული საინჟინრო (ტექნიკური) ამოცანის მატემატიკური გამოსახვა – ისეთი მათემატიკური გამოსახულების მიღება, რომელიც ერთმანეთთან დააკავშირებს ამოცანის ფიზიკურ (პირველ პუნქტში მოცემულ) პარამეტრებს და მის დინამიკურ (მუშა) პროცესს. ნახ. 7.2 – ზე მოცემული მექანიკური სისტემის მოძრაობა აღიწერება მე-2 რიგის შემდეგი დიფერენციალური განტოლებით

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (7.2)$$

და იგი წარმოადგენს თავისუფალი რხევის გან-

ტოლებას. იმის მიხედვით, თუ რა მნიშვნელობები ექნება განტოლებაში შემავალ კოეფიციენტებს (პარამეტრებს), მივიღებთ სხვადასხვა სისშირის რხევებს, ხოლო ამპლიტუდის მნიშვნელობა ძირითადად განისაზღვრება საწყისი პირობებით (რა სახის იმპულსი მიიღო სისტემამ, ან რა სიდიდის საწყისი გადაადგილება მიენიჭა m მასას).

3) რიცხვითი ალგორითმის დამუშავება – ეს არის ამოხსნის ზუსტად ჩამოყლიბებული წესი, რომელიც სრულდება ციფრულ გამომთვლელ მანქანაზე (კომპიუტერზე) თანმიმდევრულად განხორციელებული ოპერაციების საფუძველზე; ალგორითმის ერთ-ერთი ძირითადი შემადგენელი ნაწილია რიხვითი მეთოდი, რომელიც უნდა შეირჩეს ამოცანის ტიპის და სირთულის მიხედვით; მოცემული (7.2) ტიპის დიფერენციალური განტოლებისათვის ამოხსნის ერთ-ერთ მეთოდს რუნგე-კუტას [18] მეთოდი წარმოადგენს, რომლის უპირატესობად ითვლება ამოხსნის ბიჯის ცვლილების სიადვილე.

4) პროგრამირება – ამ ეტაპზე ხდება ალგორითმის გადატანა რომელიმე, ციფრული მანქანისათვის მისაღებ სამანქანო ენაზე (პასკალი, ბეისიკი დ ა.შ.); ამავე დროს პროგრამაში შედის თვითონ ამოცანა და მასთან დაკავშირებული საწყისი მონაცემები და პირობები, ე.ი. ეს ეტაპი ითვალისწინებს მანქანის ენაზე შედგენილი ამოცანის ამოხსნის მთელი პროცესის ციფრულ მანქანაში შეყვანას, მის გაშვებას და პასუხების მიღებას.

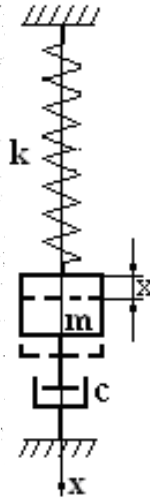
ქვემოთ მოცემულია განტოლების (7.2) ამოხსნის პროგრამის ტექსტი, რომელიც შედგენილია ბეისიკის ენაზე და ამოხსნა შესრულებულია რუნგე-კუტას რიცხვითი მეთოდით კომპიუტერზე; მოყვანილია ამოხსნის გრაფიკული (ნახ. 7.4).

შემდეგ მაგალითში მოცემულია ელექტრომაგნიტური ვიბრაციული სატრანსპორტო მანქანის (ნახ. 7.3) ტვირთთან ერთად მოძრაობის განტოლებები (7.3) და მათი ერთდროულად ამოხსნის ოსცილოგრამები (ნახ. 7.4). მოცემული სისტემის პირველი განტოლება

```

10 SCREEN 1,0 : COLOR 7,0
20 LINE (40,100) - (275, 100)
30 LINE (40,0) - (40,199)
40 LOCATE 1,5:PRINT "X":LOCATE 14,34:PRINT "T":LOCATE 13,5:PRINT "O"
50 DIM Y(3), Y1(3), A(5), F(3), Z(3)
60 X=0:H=.001:Y(1)=0:Y(2)=2:P=98596 : C = 8.399999 : B = 1550 : I(3)=0
70 A(1) = .5 * H .A (2) = A (1) : A (3) = H : A (4) = A (3) : A (5) =A (2)
80 X1=X:FOR I=1 TO 3:Y1 (I)=Y(I):NEXT I
90 FOR J=1 TO 4
95 IF Z(3) <= 0 THEN B=0
96 IF Z (3) > 0 THEN B=1550
100 F (1) = Z(2) : F(2) = - C * Z(2) - P * Z(1) + 15500 ! * - 5 : X1 = X + A (J)
110 FOR M=1 TO 3
120 Y1 (M)=Y1 (M) + A (J + 1) * F (M) / 3
130 Z (M)=Y (M) + A (J) * F (M)
140 NEXT M
150 NEXT J
160 Y (1) = Y1 (1) : Y (2) = Y1 (2) : X = X1
170 PSET (40 + X * 300,99 - Z(1) * 1000)
171 PSET (40 + X * 300,82 - Z(2) * 10)
172 PSET (40 + X * 300, 100 - 1 * 20)
175 PSET (40 + X * 300, 100 - 10 * X * 20)
180 IF X < .5 THEN 80
200 END

```

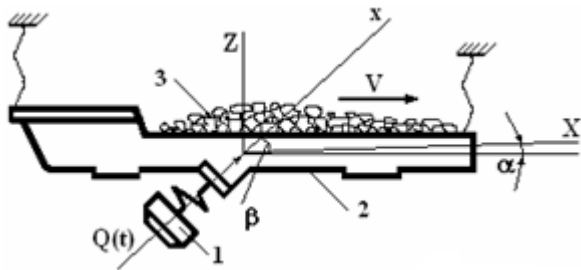


ნახ. 7.2

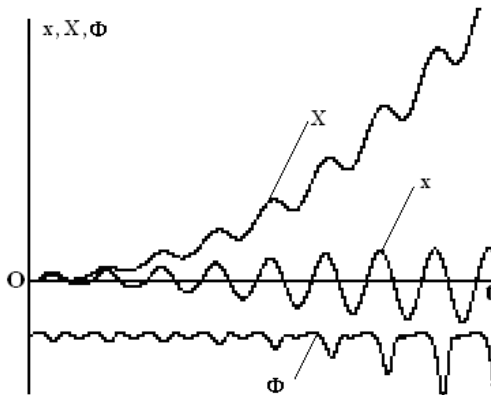
აღწერს მუშა ორგანოს 2 რხევით მოძრაობას, მე-2 განტოლება – ვიბროამძრავის ელექტრომაგნიტური ნაკადის ცვლილებას სხვადასხვა პარამეტრებისგან დამოკიდებულებით, მე-3 განტოლება – გადასაადგილებელი მასალის მუშა ორგანოს ზემოქმედებით გამოწვეულ მოძრაობას ვიბრაციის და დახრის კუთხეების და ხახუნის კოეფიციენტისგან დამოკიდებულებით. როგორც ცხადად ჩანს, ეს განტოლებები ურთიერთდაკავშირებულია და იდენტურად აღწერენ ნახ. 7.3 –ზე მოცემულ ვიბრაციული ტრანსპორტირების ფიზიკურ პროცესს. ნახ. 7.4 –ზე

მოცემულია განტოლების (7.3) კომპიუტერზე ამოხსნის ოსცილოგრამები: X - მასალის გადაადგილება, x - მუშა ორგანოს რხევა, Φ - ელექტრომაგნიტური ნაკადის ცვლილება.

$$\begin{cases} m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = Q\Phi^2; \\ \frac{d\Phi}{dt} = \frac{U_0}{W} \sin \omega t - \frac{(\delta - x)r}{\mu_0 SW^2} \Phi; \\ M\ddot{X} = -M\ddot{x} \cos \beta - Mg \sin \alpha \pm f_z N_z - C'_z (X + \dot{x}); \end{cases} \quad (7.3)$$



ნახ. 7.3



ნახ. 7.4

ამრიგად, ზუსტი მათემატიკური გამოსახულებისა და სწორად შედგენილი პროგრამის საშუალებით შესაძლებელია ნებისმიერი სირთულის ტექნიკური ამოცანის გამოკვლევა კომპიუტერზე და ექსპერიმენტთან მიახლოებული შედეგების მიღება.

ეს ერთხელ კიდევ მიუთითებს სტუდენტების და ტექნიკური სპეციალისტების მიერ მანქანებში დინამიკური პროცესების და მათი მათემატიკური აღწერის ელემენტარული ცოდნის აუცილებლობაზე.

ლიტერატურა

1. Тимошенко С.П., Янг В.Ч., Уивер У. Колебания в инженерном деле. Машиностроение, 1985. 485 с.
2. Лойцианский Л.Г., Лурье А.И. Курс теоретической механики, т.2, М., Наука, 1983, 640 с.
3. ხვინგია მ. მექანიკური რხევების გამოყენებითი თეორიის საფუძვლები და მანქანათა დინამიკა. განათლება, თბილისი, 1981, 455 გ.
4. Звиадаური В.С. Динамика вибрационных транспортно-технологических машин. Мецниереба, Тбилиси. 2001. 192 с.
5. Блехман И.И., Джанелидзе Г.Ю. Вибрационное перемещение. Москва, Наука. 1964, 410 с.
6. Гончаревич И.Ф. Динамика вибрационного транспортирования. М, Наука, 1972. 244 с.
7. Гончаревич И.Ф., Фролов К.В. Теория вибрационной техники и технологии. М., Наука, 1981, 319 с.
8. Учитель А.Д., Гуцин В.В. Вибрационный выпуск горной массы. М., Недра, 1986. 232 с.
9. Потураев В.Н., Червоненко А.Г. Динамика и прочность вибрационных транспортно-технологических машин. Л., Машиностроение, 1991. 111 с.
10. Солод В.И., Готопанов В.Н., Шильберг И.Л. Надежность горных машин и комплексов. –М.: Моск. Горн. Инст. 1978. 198 с.
11. ზვიადური ვ. რიცხვითი მეთოდების ელემენტები. (ამოცანების ამოხსნა და ოპტიმიზაცია კომპიუტერის გამოყენებით). თბილისი, სტუ-ს გამომცემლობა. 2004, 135 გ.
12. Вершинский С.В., Данилов В.Н., Челнов И.И. Динамика вагонов. М.: Транспорт, 1978. 352 с.
13. Давыдов Б.Л., Скородумов Б.А. Статика и динамика машин. М.: Машиностроение, 1967. 432 с.

14. Найденко Н.С., Белый В.Д. Шахтные многоканатные подъемные установок. М. Недра, 1979 г. 329 с.

15. ზვიადაური ვ. სამთო ელექტრომექანიკური სისტემების დინამიკა. ს.ტ.უ., 2004 წ. 140 გვ.

16. ზვიადაური ვ., გოგია გ., იაშვილი ს., გიგინეიშვილი გ. ხახუნის შკივიანი ამწევი საშახტე დანადგარის მოძრაობის მათემატიკური მოდელი. საერთაშორისო სამეცნიერო კონფერენციის “მართვისა და ენერგეტიკის პრობლემები” მასალების კრებული. 2004 წ. თბილისი. გვ. 132–137.

17. გოგია გ. სამთო ელექტრომექანიკური სისტემები. ამწევი დანადგარები I და II ნაწ., სტუ 1997წ.

18. ზვიადაური ვ. რიცხვითი მეთოდების ელემენტები, ამოცანების ამოხსნა კომპიუტერის გამოყენებით. დამხმარე სახელმძღვანელო, სტუ., თბილისი, 2004წ. გვ.132.

19. Шмидт К.М. Влияние массы пути на деформацию его при ударе колеса с подрессоренным грузом. Сб. НИИ пути и путевого хозяйства. М.: Трансжелдориздат, 1941. с. 87-109.

20. Завозин Л. Ф. Шахтные подъемные установки. Изд. 2-е переработ. И доп. М., «Недра», 1975, 368 с.

21. V. Zviadauri, G. Gogia, M. Tsereteli. On the Dynamic Model of the Ropeway. Bulletin of the Georgian Nat. Acad. of Sciences, 173, # 2, 2006, pp. 316-319.

22. М.Б. Беркман, Бовский Г.Н. Подвесные канатные дороги. М.: Машиностроение, 1984, - 264 с.

23. Г. Б. Иосилевич, Г. Б. Строганов, Г.С. Маслов. Прикладная механика. М.: Высшая школа, 1989, 352 с.

24. Вериго М.Ф., Коган А.Я. Взаимодействие пути и подвижного состава. М. Транспорт; 1986. 558 с.

შინაარსი

წინასიტყვაობა -----	4
შესავალი -----	6
1. დინამიკური პროცესების მნიშვნელობა მანქანებში-----	6
2. მასები და მათი განაწილება მანქანის ტრანსმისიაში -----	7

თავი 1. რხევების გამოყენებითი თეორიის

ელემენტები -----12

1. თავისუფალი ჰარმონიული რხევები -----	13
1.2. ჰარმონიული ძალით გამოწვეული იძულებითი რხევები -----	20
1.3. თავისუფალი რხევები ბლანტი წინაღობით-----	27

თავი 2. სარელსო ტრანსპორტის დინამიკა-----34

შესავალი -----34

2.1. რელსური ტრანსპორტის (ეკიპაჟის) დრეკადი კავშირები -----	37
2.2. ზოგიერთი განმარტებები-----	38
2.3. ეკიპაჟის ზოგადი დინამიკური მოდელი -----	41
2.3. ეკიპაჟის ვერტიკალური რხევები რესორული დაკიდებით -----	51

თავი 3. ამწე საშახტე დანადგარების დინამიკა ---57

3.1. ამწევი დანადგარების დანიშნულება და გამოყენების სფეროები -----	57
3.2. ამწევი საშახტე დანადგარების მუშაობის პრინციპი და მოქმედი დატვირთვები-----	60
3.3. დინამიკური დატვირთვები და მათი გამომწვევი მიზეზები -----	64
3.4. დინამიკური პროცესების კვლევის	

პრობლემები და ამოცანები -----	65
3.5. ამწე მანქანის ჯალამბარის მოძრაობის სასიათი ბაგირის სიხისსტისგან დამოკიდებულებით -----	67
3.6. მანქანის მუშაობა დამუხრუჭების რეჟიმში მანქანის მქნევარული შენელებისას-----	70
3.7. ამწე საშახტე დანადგარის დინამიკური პროცესების მოდელირება -----	75
3.7.1. ხახუნის შკივიანი ამწევი საშახტე დანადგარის ზოგადი დინამიკური მოდელის დამუშავება -----	75
3.7.2. საშახტე ამწევი დანადგარის სივრცეში მოძრაობის განტოლებების მიღება -----	82
3.7.3. სისტემის “შკივი-ბაგირი-ტვირთის” დინამიკური ურთიერთქმედების ციფრული გამოკვლევა-----	87
3.7.4. ციფრული ექსპერიმენტის ზოგიერთი გრაფიკული და რიცხვითი შედეგები -----	90
თავი 4. ლენტური კონვეიერების დინამიკა -----	95
4.1. კონვეიერების სახეები და გამოყენების სფეროები-----	95
4.2. სამამძრავიანი კონვეიერის დინამიკა გაშვების პროცესში -----	97
4.3. ორამძრავიანი ლენტური კონვეიერის მოძრაობის პროცესი რელეის მეთოდის გათვალისწინებით -----	99
თავი 5. საბაგირო გზის დინამიკა-----	102
5.1. ბაგირის საანგარიშო მოდელი -----	102
5.2. საბაგირო გზის დინამიკური მოდელის შედგენა -----	107

თავი 6. ვიბრაციული სატრანსპორტო-ტექნოლოგიური მანქანების დინამიკა	-----113
6.1. ვიბრაციული ტექნოლოგიური მანქანების მუშაობის არსი და გამოყენება	-----113
6.2. ნაწილაკის გადადგილება ჰარმონიულად მერხევ სიბრტყეზე	-----114
6.3. ზოგიერთი ვიბრაციული დანადგარის და მოწყობილობის პრინციპული სქემები	-----120
6.4. ვიბრაციული მანქანები სამთო ტექნოლოგიურ პროცესებში	-----123
6.5. დინამიკური პროცესები ვიბრაციულ მანქანებში	-----127
6.6. ვიბრაციული მანქანის მუშა ორგანოს სივრცითი რეზონანსული რხევების გავლენა ფხვიერი ტექნოლოგიური ტვირთის ქცევაზე	-----131
თავი 7. გამოყენებითი მექანიკის ელემენტები	-----147
7.1. სამთო მანქანების და მოწყობილობების საიმედოობა	-----147
7. 2. მანქანების ტექნიკური დიაგნოსტიკა	-----151
7. 3. ოპტიმიზაცია	-----154
7. 4. გამთავლითი ტექნიკის გამოყენება დინამიკური პროცესების კვლევაში	-----160
ღ ი ტ ე რ ა ტ უ რ ა	-----167

Victor S. Zviaduri – Dr.T., Professor

**Dynamic processes in the mining transport
and technological systems**

**Динамические процессы в горных транспортных и
технологических системах**

აღნიშნული პროექტი გნხორციელდა საქართველოს ეროვნული სამეცნიერო ფონდის ფინანსური ხელშეწყობით (გრანტი №GNSF/ST08/7-486). წინამდებარე პუბლიკაციაში გამოთქმული ნებისმიერი აზრი ეკუთვნის ავტორს და შესაძლოა არ ასახავდეს საქართველოს ეროვნული სამეცნიერო ფონდის შეხედულებებს

იბეჭდება ავტორის მიერ წარმოდგენილი სახით

გადაეცა წარმოებას 25.06.2009. ხელმოწერილია დასაბუქდად 27.06.2009. ქალაქის ზომა 60X84 1/16. პირობითი ნაბეჭდი თაბახი 10,5. ტირაჟი 400 ეგ.ზ.

დაიბეჭდა “ფავორიტში”

საგამომცემლო სახლი “ტექნიკური უნივერსიტეტი”, თბილისი,
კოსტავას 77



Varba volant,
საქართველო