

აკაკი წერეთლის სახელმწიფო უნივერსიტეტი

საინჟინრო - ტექნიკური ფაკულტეტი

არჩილ გეგუჩაძე

2 კნ წევითი კლასის 4X4 ტიპის მცირეგაზარიტიანი ტრაქტორის ტექნიკურ-  
ეკონომიკური მაჩვენებლების გაუმჯობესება თვლების ამძრავთა დრეკად-  
მადემფერებელი მახასიათებლების დიაგნოსტიკითა და რაციონალური  
შერჩევით

ინჟინერიის (04) დოქტორის კვალიფიკაციის მოსაპოვებლად

წარმოდგენილი

დ ი ს ე რ ტ ა ც ი ა

სამეცნიერო ხელმძღვანელი:

**რანი ჭაბუკიანი**

აკაკი წერეთლის სახელმწიფო  
უნივერსიტეტის პროფესორი,  
ტექნიკის მეცნიერებათა დოქტორი.

*ქუთაისი 2011*

შინაარსი:

შესავალი - - - - - 4

თავი 1. ადრე შესრულებული სამუშაოების მიმოხილვა - - - - - 11

1.1. ტრანსმისიის დატვირთულობის კვლევისადმი მიძღვნილი ძირითადი სამუშაოების მიმოხილვა - - - - - 11

1.2. ტრანსმისიის დემფერებისა და სიხისტის განსაზღვრისადმი მიძღვნილი ძირითადი შრომების მიმოხილვა - - - - - 15

1.3. პნევმატური სალტის გამოკვლევებისადმი მიძღვნილი შრომების მიმოხილვა და კრიტიკული ანალიზი - - - - - 18

1.4. ტრაქტორის ტექნიკურ-ეკონომიკური მაჩვენებლების შეფასებისადმი მიძღვნილ სამუშაოთა მიმოხილვა - - - - - 29

1.5. განხილული სამუშაოების კრიტიკული ანალიზი - - - - - 37

თავი 2. მცირეგაბარიტიანი ტრაქტორის მათემატიკური მოდელირება - - - - - 41

2.1. მცირეგაბარიტიანი ტრაქტორის წვეთი დინამიკის ანალიზი - - - - - 41

2.2. მცირეგაბარიტიანი ტრაქტორის რხევითი სისტემის საანგარიშო სქემის შედგენა - - - - - 46

2.3. ურთიერთდაკავშირებული სისტემის «კორპუსი-ტრანსმისია» მოძრაობის განტოლებების გამოყვანა - - - - - 54

2.4. არაჰოლონომური ბმების ასახვა წვეთ ბალანსში  
(წვეთი დინამიკა არაჰოლონომური ბმებით) - - - - - 62

2.5. მცირეგაბარიტიანი ტრაქტორის დინამიკის საანგარიშო განტოლებების გამოყვანა - - - - - 64

თავი 3. დეფორმირებად გრუნტზე ტრაქტორის გამავლობის კვლევა - - - - - 67

3.1. გამავლობის შეფასებითი მაჩვენებლების ანალიზი - - - - - 67

3.2. გრუნტების სახეები და ძირითადი თვისებები - - - - - 75

3.3. პნევმატური სალტეების თვისებები - - - - - 80

3.4. დეფორმირებად გრუნტზე გამავლობის თეორიული კვლევა - - - - - 85

თავი 4. მცირეგაბარიტიანი ტრაქტორის დინამიკური სისტემის კვლევა ლაბორატორიულ პირობებში - - - - -	92
4.1. თვლიანი ტრაქტორის სასტენდო დინამიკური გამოცდები -- - - - -	92
4.2. ტრანსმისიის გრეხვითი სიხისტისა და დემფერების განსაზღვრა თავისუფალი რხევების მეთოდით - - - - -	96
4.3. დეფორმირებად გრუნტზე გამავლობის შფასებითი პარამეტრების ექსპერიმენტული კვლევა - - - - -	98
5. ტრაქტორის სატრანსპორტო და საველე ექსპერიმენტული კვლევები - - - - -	106
5.1. სატრანსპორტო და საველე ექსპერიმენტული კვლევების ამოცანები და მეთოდოლოგია - - - - -	106
5.2. ტრაქტორის დინამიკური დატვირთულობის ექსპერიმენტული კვლევა სატრანსპორტო და საველე პირობებში - - - - -	108
5.3. ტრანსმისიის დატვირთულობის სტატისტიკური მახასიათებლების განსაზღვრა - - - - -	119
თავი 6. კვლევების შედეგების ანალიზი და ტრაქტორის ტექნიკურ- ეკონომიკური მახასიათებლების შეფასება - - - - -	130
6.1. კვლევის შედეგების ანალიზი - - - - -	130
6.2. ტრაქტორის ტექნიკურ-ეკონომიკური მახასიათებლების შეფასება. - - - - -	133
6.3. ტრაქტორის ტექნიკურ-ეკონომიკური მახასიათებლების გაუმჯობესების გზები - - - - -	141
ძირითადი დასკვნები - - - - -	147
ლიტერატურა - - - - -	150
დანართები - - - - -	161
დანართი 1. თემის სერტიფიკატი და საინფორმაციო რუქები - - - - -	162
დანართი 2. დინამიკური დატვირთვების სტატისტიკა - - - - -	172
დანართი 3. გამოგონებები დრეკად ქუროზე - - - - -	191
დანართი 4. გამოგონებები სასტენდო გამოცდებზე - - - - -	197

## შესავალი

სოფლის მეურნეობრიობის თანამედროვე ფორმებზე გადასვლამ და საბაზრო ეკონომიკური ურთიერთობების დამკვიდრებამ მკაცრად შეზღუდეს ფონდები ერთ და მრავალწლიანი კულტურების მოვლა-მოყვანისათვის საჭირო ენერგოტექნოლოგიური საშუალებების შექმნაზე; წარმოაჩინეს ადვილადგადაწყობადი მოდულური ტრაქტორებისა და მათი მეშვეობით კომბინირებული ოპერაციების ჩატარების უპირატესობა. ეს მიმართულება გამართლებულია აგროეკოლოგიური თვალსაზრისითაც, რამაც განაპირობა მსოფლიოს მარცვლეულის მწარმოებელ ქვეყნებში ტრაქტორების ენერგოგაჯერებულობის და სიჩქარული მახასიათებლების ზრდის ტენდენცია.

**თემის აქტუალობა.** ენერგოგაჯერებულობის ზრდით ერთის მხრივ, ძირითადად - ტექნოლოგიური ოპერაციების (თესვა, სასუქების შეტანა შესხურება-



შეწამვლა, თიბვა და სხვა) შესრულებისას გაუმჯობესდა საერთო ეკონომიკური მაჩვენებლები, მაგრამ მეორეს მხრივ სიჩქარის ამაღლებამ მნიშვნელოვნად შეამცირა წვეთ-ჩაჭიდების თვისებები და შესაბამისად გაიზარდა ბუქსაობა, რაც არის ეკონომიკური მაჩვენებლების შემცირების მთავარი მიზეზი ტრაქტორების მიერ წვეთი (მაგალითად, ხვნისა და სატრანსპორტო) ოპერაციების შესრულებისას. ამ მხრივ უფრო მძიმე მდგომარეობაა მცირეგაბარიტიან სატრაქტორო მანქანათმშენებლობაში.

მაგალითად, T-718 მცირეგაბარიტიანი თვლიანი ტრაქტორისათვის, რომელიც აღჭურვილია დიზელის ძრავით, დამახასიათებელია ძალური გადაცემების გადატვირთვა და გაზრდილი ბუქსაობა (18-23%) კარგი ჩაჭიდების შემთხვევაშიც.

**კვლევის საგანი და პრობლემატიკა.** ტრაქტორის, რომლის დასახელებაა «ქუთაისი-718», საბაზო მოდელს წარმოადგენს «GOLDONI-7»; მისი დანიშნულებაა სხვადასხვა სასოფლო-საეურნეო სამუშაოების შესრულება. აღნიშნული ტრაქტორის მოდელზე შეიძლება გამოყენებულ იქნეს საკიდარი, ნახევრადსაკიდარი და მისაბმელი სასოფლო-საეურნეო დანიშნულების მანქანები და იარაღები ბაღების, ბოსტნების, ვენახების დასაუშავებლად მცირეკონტურიან ნაკვეთებში (+20<sup>0</sup>C -დან +40<sup>0</sup>C-მდე ზომიერი კლიმატის პირობებში).

მცირეგაბარიტიანი ტრაქტორისათვის ყველაზე დატვირთული უბანია ტრანსმისია, რომელიც მუშაობის დროს მოქმედებს ნიშანცვლადი დატვირთვები. მიტომ, გრუნტის შემჭიდროების, ბუქსაობისა და ტრანსმისიის დეტალების დატვირთულობის შემცირებები, ხოლო თვლის გრუნტთან ჩაჭიდებისა და სიმძლავრის რეალიზაციის გაზრდა წარმოადგენს აქტუალურ პრობლემას. ამიტომ, ბუქსაობისა და ტრანსმისიის დეტალების დატვირთულობის შემცირებების, ასევე თვლის გრუნტთან ჩაჭიდებისა და სიმძლავრის რეალიზაციის გაზრდის მიზნით, საჭირო გახდა ტრაქტორის წამყვანი თვლების ამძრავთა დრეკად-მადემპფერებელი მახასიათებლების გაუმჯობესება შესაბამისი მოწყობილობებით. ასეთი მიდგომა იძლევა აღნიშნული პრობლემის გადაწყვეტის შესაძლებლობას რამდენიმე ტექნიკური წინააღმდეგობის დაძლევის შემდეგ: პირველი – ესაა ხახუნის შედეგად ენერჯის დანაკარგების შემცირების საჭიროება მაძრავის არაპოლონომურ ბმებში, რაც უნდა უზრუნველყონ ამ მოწყობილობებმა; მეორე – მოწყობილობები უნდა იყოს ენერგოტევადი, კომპაქტური და ტექნოლოგიური.

**კვლევის მიზანი და ამოცანები.** კვლევის მიზანია 0,2 კლასის 4X4 ტიპის მცირეგაბარიტიანი თვლიანი ტრაქტორის ტექნიკურ-ეკონომიკური მაჩვენებლების გაუმჯობესება, კერძოდ - გამავლობის გაზრდა და ტრანსმისიის დინამიკური დატვირთვების შემცირება გზის მყარი საფარისა და დეფორმირებადი გრუნტის პირობებში თვლის გორვაზე (კერძოდ ნაწილობით ბუქსაობაზე) სიმძლავრის დანაკარგების შემ-

ცირებით და ტრანსმისიაში პიკური დატვირთვების მოხსნით, რაც მიიღწევა საანგარიშო და ექსპერიმენტული მეთოდებით კომპლექსური კვლევის საფუძველზე თვლების ამძრავის დრეკად-მადემფერებელი პარამეტრების დიაგნოსტიკითა და შერჩევით.

დასახული მიზნის მისაღწევად ჩამოყალიბებულია შემდეგი ამოცანები:

- 2კნ კლასის მცირეგაბარიტიანი თვლიანი ტრაქტორის გზის მყარ საფართან და დეფორმირებად გრუნტთან ურთიერთქმედების მათემატიკური მოდელის საანგარიშო სქემის აგება და «კორპუსი-ტრანსმისია» დინამიკური სისტემის საანგარიშო განტოლებების გამოყვანა, რომელიც იძლევა ციფრული მეთოდებით გორვის წინააღმდეგობის განსაზღვრის შესაძლებლობას სატრანსპორტო და ხვნის პირობებში;
- თვლების დრეკადი ამძრავისა და ტრანსმისიის დაყვანილი დემპფერებებისა და სიხისტეების განსაზღვრა სასტენდო პირობებში;
- თეორიული გაანგარიშებების ჩატარება გორვის წინააღმდეგობის განსაზღვრისათვის გზის მყარი საფარისა და დეფორმირებადი გრუნტის პირობებში;
- თეორიული გაანგარიშებების ჩატარება გორვის რადიუსის განსაზღვრისათვის არაჰოლონომურ ბმებში დატვირთვების მიხედვით;
- დეფორმირებად გრუნტზე გამავლობის პირობების განსაზღვრა და ექსპერიმენტული მეთოდის დამუშავება;
- ექსპერიმენტული კვლევების ჩატარება საველე პირობებში და თეორიული კვლევების სარწმუნოობის განსაზღვრა;
- გორვაზე დანაკარგებისა და ბუქსაობის შემცირება სატრანსპორტო და ხვნის პირობებში კონკრეტული კონსტრუქციული და მეთოდური რეკომენდაციების შემუშავებით.

**კვლევის მეთოდები.** მიზნის მისაღწევად გამოყენებულია მათემატიკური მოდელირების, იმიტაციური მოდელირების, ექსპერიმენტის დაგეგმვისა და სტატისტიკური ანალიზის მეთოდები.

**კვლევის ობიექტი.** კვლევის ობიექტია 2კნ კლასის 4X4 ტიპის მცირეგაბარიტიანი თვლიანი ტრაქტორი «ქუთაისი-718», რომელიც დამზადებულია ქუთაისის მცირეგა-

ბარიტიანი ტრაქტორების ქარხანაში იტალიური ფირმის "GOLDONI" ლიცენზიით და აღჭურვილია იუგოსლავური ფირმის "ACME" წარმოებული 10კვტ სიმძლავრის ერთცილინდრიანი დიზელის ძრავით "ACME-300LN", რომელზეც სატრანსპორტო პირობებში ექსპლოატაციისათვის გამოყენებულია 0,5ტ ტვირთამწეობის ნახევარმისაბმელი ТОВ-350, ხოლო ხვნისათვის – ერთფრთიანი საკიდი გუთანა.

ტრაქტორი «ქუთაისი 718»-ის ოთხივე თვალი წამყვანია. ტრაქტორს აქვს წინა და უკანა დეფერენციალების ბლოკირების მოწყობილობა და საჭის მექანიზმი ჭია გადაცემით.

ტრაქტორის მოხვევა ხორციელდება ტეხადი ჩარჩოს მეშვეობით. ყოველივე ზემოთ აღნიშნულის შედეგად, ტრაქტორის მოხვევის მინიმალური რადიუსია 1,8 მ, ლიანდის (თვლების ნაკვალევს) ცვლილების დიაპაზონია 626...806 მმ, რაც ხდება თვლების ფერსოთა შებრუნებით. ტრაქტორი აღჭურვილია ორი დამოუკიდებლად მოქმედი მუხრუჭით – ხელის მუხრუჭით, რომელიც განკუთვნილია წინა თვლების დამუხრუჭებისათვის და ფეხის მუხრუჭით, რომელიც ამუხრუჭებს უკანა წამყვან თვლებს.

ტრაქტორის გადაცემათა კოლოფს აქვს ცხრა გადაცემა: ექვსი წინ სვლისათვის და სამი უკუ სვლისათვის. დიფერენციალის უკანა ყუთიდან გამოტანილია სიმძლავრის ამრთმევი ორი ლილვი.

**მეცნიერული სიახლე.** ნაშრომში განხილულია დისერტანტის მიერ გამოგონილი, შექმნილი და დამზადებული ენერგო-გაჯერებული კომპაქტური დრეკადი ქუროების კვლევის შედეგები, რომლებიც ჩასმული იყო მცირეგაბარიტიანი ტრაქტორის წმყვანი თვლების ამძრავში, ხოლო მათი დრეკად-მადემფერებელი მახასიათებლების რაციონალური შერჩევისათვის ახლად დამუშავებული იქნა თეორიული და ექსპერიმენტული კვლევის მეთოდები.

#### **დაცვაზე გამოტანილი დებულებები:**

- მცირეგაბარიტიანი ტრაქტორის დინამიკის მათემატიკური მოდელირება;
- მცირეგაბარიტიანი ტრაქტორის წვეთი დინამიკის ანალიზი;
- არაპოლონომური ბმების გავლენა მცირეგაბარიტიანი ტრაქტორის წვეთ ბალანსში;

- მცირეგაბარიტიანი სრულამძრავიანი ტრაქტორის ურთიერთ-დაკავშირებული რხევითი სისტემის «კორპუსი-ტრანსმისია» საანგარიშო სქემა და მოძრაობის საანგარიშო განტოლებები არაჰოლონომური ბმების ასახვით;
- დეფორმირებად გრუნტზე გამავლობის შეფასებითი პარამეტრების თეორიული და ექსპერიმენტული კვლევების მეთოდოლოგია;
- ტრაქტორის ტრანსმისიის დატვირთულობის დიაგნოსტიკა ექსპერიმენტული კვლევის შედეგების სტატისტიკური მაჩვენებლების ანალიზით;
- ტრაქტორის ტექნიკურ-ეკონომიკური მახასიათებლების შეფასების მეთოდი.

**სამუშაოს შედეგების საიმედოობა და დასაბუთება** მიღწეულია დისერტანტის მიერ დამუშავებული მეთოდებით საცდელ ნიმუშებზე ჩატარებული თეორიული და ექსპერიმენტული კვლევების შედეგების სტატისტიკური ანალიზით.

**სამუშაოს პრაქტიკული ღირებულება** მდგომარეობს შემდეგში:

- მცირეგაბარიტიანი სრულამძრავიანი ტრაქტორის საანგარიშო რხევითი დინამიკური სისტემის მათემატიკური აღწერა, დრეკადი ქუროების, როგორც თვლების ამძრავთა ფუნქციონირების არაჰოლონომურ ბმებში ასახვით, იძლევა მოცემული სისტემის გაანგარიშების ალგორითმული და პროგრამული უზრუნველყოფის შესაძლებლობას.
- წამყვანი თვლების ამძრავებთან უნიფიცირებული კომპაქტური და ენერგოგაჯერებული დრეკადი ქუროების გამოყენებით გაუმჯობესებულია სრულამძრავიანი მცირეგაბარიტიანი ტრაქტორის ტექნიკურ-ეკონომიკური მახასიათებლები, რაც გამოიხატა იმაში, რომ მნიშვნელოვნად შემცირდა ნაწილობითი ბუქსაობა და ტრანსმისიის დინამიკური დატვირთულობა, რაც შესაბამისად ზრდის მწარმოებლობასა და ტრანსმისიის დეტალების ხანგამძლეობას; ხოლო საერთო ეფექტურობის დასადგენად გამოყენებულ იქნა კვლევების შედეგების შეფასების ახალი მეთოდი გამომავალი პარამეტრების ისეთი ურთიერთკავშირით, რომელიც დასაშვებ მიხედვებაში აიგივებს შემავალი პარამეტრების ურთიერთკავშირს, როგორც საერთო გამომწვევ მიზეზს, რაც იძლევა შესაძლებლობას, დაკვირვების ობიექტი შეფასდეს როგორც შუალედური რგოლი, რომელიც უზრუნველყოფს ასეთ ურთიერთკავშირს.



**სამუშაოს აპრობაცია.** სადისერტაციო ნაშრომის ძირითადი დებულებები წარმოდგენილი იყო შემდეგ რესპუბლიკურ, საკავშირო და საერთაშორისო სამეცნიერო-ტექნიკურ ფორუმებზე:

1. ვიბრაციული ტექნიკის საკავშირო კონფერენცია (ქობულეთი- თბილისი, 1987);
2. III საკავშირო თათბირი „ავტომობილის დინამიკა და სიმტკიცე“ (მოსკოვი, 22-25 ნოემბერი, 1988),
3. I რესპუბლიკური სამეცნიერო-ტექნიკური კონფერენცია „მობილური მანქანების დინამიკა და სიმტკიცე“ (ქუთაისი, 1989);
4. II რესპუბლიკური სამეცნიერო-ტექნიკური კონფერენცია „მობილური მანქანების დინამიკა და სიმტკიცე“ (ქუთაისი, 1990);
5. III რესპუბლიკური სემინარი "საკონსტრუქციო მასალების დინამიკური სიმტკიცე და ზზარმდეგობა ერთჯერადი იმპულსური დატვირთვისას" უკრაინის მეცნიერებათა აკადემიის სიმტკიცის პრობლემების ინსტიტუტი; ექსპოცენტრი "Наука" (კიევი, 1-3 ოქტომბერი, 1991).
6. რესპუბლიკური სამეცნიერო-ტექნიკური კონფერენცია "სოფლის მეურნეობის მცირე მექანიზაციის საშუალებანი და მათი განვითარების ძირითადი მიმართულებები". (თბილისი, 1992)
7. რესპუბლიკური სამეცნიერო-ტექნიკური კონფერენცია "მობილური მანქანების დინამიკა, სიმტკიცე და ხანგამძლეობა". მოხსენებათა თეზისები. ქუთაისი, 1995წ.
8. საერთაშორისო კონგრესი "კბილანა გადაცემები-95" (სოფია, ბულგარეთი, 1995);
9. "MOTAUTO '98" (სოფია, ბულგარეთი, 14-16 ოქტომბერი, 1998);
10. "MOTAUTO '04" ((სოფია, ბულგარეთი, 30-31 ოქტომბერი, 2004);
11. სრულიად რუსეთის სამეცნიერო-ტექნიკური კონფერენცია "ავტომშენებლობის განვითარების თანამედროვე ტენდენციები რუსეთში" (ტოლიატი, 25-26 მაისი, 2005);
12. "MOTAUTO '07" (რუსე, ბულგარეთი, 8-10 ნოემბერი, 2007);
13. "MOTAUTO '08" (სოზოპოლი, ბულგარეთი, 18-20 სექტემბერი, 2008);
14. აკაკი წერეთლის სახელმწიფო უნივერსიტეტის „ტრანსპორტის“ დეპარტამენტის სემინარზე (2010 წლის 30 ნოემბერი, ოქმი №6).

**პუბლიკაციები.** სადისერტაციო თემის ირგვლივ გამოქვეყნებულია 13 სამეცნიერო

სტატია, 7 სსრკ საავტორო მოწმობა გამოგონებებზე და 8 საქართველოს პატენტი (5 - გამოგონებებზე და 3 - საასარგებლო მოდელებზე).

### **დისერტაციის თემატიკით:**

მოპოვებულია საერთაშორისო გრანტი თემაზე "წამყვანი თვლების დრეკადი ქუროები" და დისერტანტის მიერ პირადად ჩაბარებულია სამეცნიერო კვლევის საბოლოო ანგარიში "საქართველოს სამეცნიერო-ტექნოლოგიური განვითარების ფონდში (სსგფ)" პროგრამით: Science & Technology, Entrepreneurship Program (STEP), Business Partnership Grant #16/06 Project's "Elastic Muff of Driving Wheels" Final Report. Instead of Science team PI Archil Geguchadze, Company PI Revaz Lortkipanidze// GRDF. – Tbilisi, 2006;

ჩაბარებულია ანგარიშები საცდელ-საკონსტრუქტორო სამეცნიერო-კვლევით სამუშაოებზე:

- მოტობლოკისა და 0,2 ტ. კლასის მცირეგაბარიტიანი ტრაქტორის ტრანსმისიების დინამიკური დატვირთულობის საანგარიშო-ექსპერიმენტული კვლევა დამზადებული საცდელი ნიმუშების ბაზაზე. სამეცნიერო ხელმძღვანელი თ.რუსაძე, პასუხისმგებელი შემსრულებელი ა.გეგუჩაძე.\_ სახელმწიფო რეგისტრაციის ნომერი №0187.004 9191.\_ ქუთაისის პოლიტექნიკური ინსტიტუტი, (1989წ.);
- დრეკად-მადემფერებელი მოწყობილობების შექმნა სრულამძრავიანი მცირეგაბარიტიანი ტრაქტორების ტრანსმისიაში და მათი გამოცდა ხანგამძლეობაზე ძრავის ვიბროდატვირთულობის გავლენის გათვალისწინებით. სამეცნიერო ხელმძღვანელი თ.რუსაძე, პასუხისმგებელი შემსრულებელი ა.გეგუჩაძე.\_ სახელმწიფო რეგისტრაციის ნომერი №0189.006 5683.\_ ქუთაისის პოლიტექნიკური ინსტიტუტი, (1991წ.).

**სამუშაოს სტრუქტურა და მოცულობა.** დისერტაცია შედგება შესავლის, ექვსი თავისა და ძირითადი დასკვნებისაგან. სამუშაო შეიცავს კომპიუტერზე ნაბეჭდ 160 გვერდს, 36 ნახაზს, 12 ფოტოილუსტრაციას, 9 ცხრილს და გამოყენებული ლიტერატურის ჩამონათვალის 157 დასახელებას. დანართები 40 გვერდზე თან ახლავს.

## თავი 1.

### ადრე შესრულებული სამუშაოების მიმოხილვა

#### 1.1. ტრანსმისიის დატვირთულობის კვლევისადმი მიძღვნილი ძირითადი სამუშაოების მიმოხილვა

ავტომობილებისა და ტრაქტორების ტრანსმისიაში მიმდინარე დინამიკური პროცესების კვლევას მიძღვნილი აქვს მთელი რიგი მნიშვნელოვანი შრომები.

ა.კ.ფრუმკინმა და ი.ს.ციტოვიჩმა [135] პირველებმა გამოიკვლიეს ავტომობილის ტრანსმისიაში წარმოშობილი ის დინამიკური დატვირთვები, რომელიც წარმოიშობა როგორც ძრავის მხრიდან, ასევე გზის მხრიდან. ტრანსმისიის ციკლური დატვირთვების კვლევას მიუძღვნეს თავიანთი შრომები ნ.ნ. იაცენკომ და ვ.ს.შუპლიაკოვმა [139, 143].

ტრანსმისიის დატვირთულობის კვლევის ფუძემდებლები, რეაქტიული ელემენტების გათვალისწინებით, არიან ვ.მ.სემიონოვი და ა.ა.ფრუმკინი [112, 113].

ავტომობილებისა და ტრაქტორების ტრანსმისიების დატვირთულობისა და წვევა-ჩაჭიდების პირობების განსაზღვრაში მნიშვნელოვანი გამოკვლევები აქვთ ჩატარებული ვ.სკოტნიკოვს, ა.მაშენსკის, ა.სოლონსკის, გ.კუტკოვს, ე.ლვოვს, დ.ჩუდაკოვს, რ.დვალს, ვ.ილარიონოვს, ნ.ბუხარინს, ი.კულიკოვს, ა.მარშაკს და სხვ., რომლებმაც გაამდიდრეს ტრაქტორების თეორია [73, 74, 80, 115, 135].

ვ.მ.სემიონოვის შრომებში [111, 112, 113] ძირითადად დამუშავებულია დინამიკური სქემები რეაქტიული ელემენტების გათვალისწინებით.

ა.ი.ეგოროვის [55], ვ.ვ.ნემცოვის [86] და თ.პ.რუსადის [102] შრომები მიძღვნილია მრავალღერძიანი ავტომობილების ექვივალენტური საანგარიშო სქემების თეორიულ და ექსპერიმენტულ კვლევაზე. მათმა მრავალრიცხოვანმა ექსპერიმენტალურმა და თეორიულმა კვლევებმა ცხადი გახადა ისეთი მიდგომების მცდარობა, როცა ხდებოდა ავტომობილის ცალკეული ქვესისტემების კვლევა ურთიერთკავშირების გარეშე. ამასთან ერთად დარღვეული იყო ანალიზური მექანიკის ძირითადი პრინციპები. ცალკეული უბნების დატვირთულობის დროს აუცილებელია გათვალისწინებული იქნეს საკიდარის ან კვანძის დეფორმაცია ისე,

რომ მგრები მომენტი ტრანსმისიის ლილვზე განისაზღვროს სიხისტით და კუთხური დაფორმაციით, ხოლო საკიდარის კვანძის დეფორმაცია რეაქტიული ძალების გავლენით არსებითად მოქმედებს აღნიშნული კვანძის ლილვის კუთხურ დეფორმაციაზე.

[56] სამუშაოში გამოკვლეულია 4X2 თვლის ფორმულის მქონე ავტომობილის ტრანსმისიისა და საკიდარის დატვირთულობა, დამოკიდებულებების გამოყვანისათვის ავტომობილის სამანქანო აგრეგატი შეცვლილია ოთხმასიანი დაყვანილი დინამიკური სქემით, რომელშიდაც ძრავის მბრუნავი და მოძრავი ნაწილები, ტრანსმისია, სავალი თვლები და ავტომობილის მასა წარმოდგენილია შეკურსული მბრუნავი მასების სახით, რომლებიც ერთმანეთთან შეერთებული არიან დრეკადი უინერციო რგოლებით. შემოთავაზებული დინამიკური სისტემა არის წრფივი და აქვს ორი შემავალი სიდიდე:

- წამყვანი თვლების გორვის წინააღმდეგობის მომენტი;
- კუთხური რხევების შეშფოთება, რომელიც წარმოიშვება ავტომობილის ხიდის სიმძიმის ცენტრისა და ხიდის საკიდარის სიმძიმის ცენტრების არათანხვედრის შედეგად.

ავტორი კვლევების შედეგების მიხედვით აკეთებს დასკვნას, რომ დაბალ გადაცემებზე და მოძრაობის მცირე სიჩქარეებისა ტრანსმისიაში დრეკადი მომენტის სპექტრალური სიმკვრივე განისაზღვრება წინააღმდეგობის მომენტით, მაღალ გადაცემებზე კი დაურესორებელი მასების რხევის შედეგად წარმოშობილი მომენტით. მოყვანილია ანგარიში რხევითი სისტემის რხევის საკუთარი სიხშირის განსაზღვრისათვის.

წრფივი დინამიკური სისტემა «საკიდარი-ტრანსმისია» შეშფოთებით განხილულია თ. პ. რუსადის [102] შრომაში, სადაც ასევე, დამუშავებულია 4X4 ტიპის ავტომობილის და ავტომატარებლის ძირითადი კვანძების დატვირთულობის მათემატიკური მოდელი. გათვალისწინებულია სხვადასხვა საგზაო პირობები, რომელიც წარმოადგენს შემავალ შემთხვევით ფუნქციას. მიღებული არის ტრანსმისიის დინამიკური დატვირთულობის სტატისტიკური მახასიათებლები წამყვანი ხიდების, საბურავების ტიპის და საკიდარის მახასიათებლებთან კავშირში.

აღნიშნული შემთხვევისათვის პირველი შემავალი სიგნალი არის ვერტიკალური რეაქცია, ხოლო მეორე – ძალების ინერციის მომენტი, რომელიც წარმოიშობა წამყვანი ხიდის ვერტიკალური რხევების შედეგად.

საანგარიშო კვლევები მიმდინარეობს ორი მიმართულებით:

- შემთხვევითი რხევების ანალიზი სივრცითი მათემატიკური მოდელის დახმარებით, როდესაც ავტომობილი მოძრაობს რეალურ გზაზე;
- გარდამავალი პროცესების ანალიზი იმ შემთხვევაში, როდესაც რესორი დატვირთული არის მგრები მომენტით გრძივ სიბრტყეში.

საკვლევი სისტემის შემთხვევითი პროცესების გაანგარიშებამ ავტორს საშუალება მისცა რეკომენდაცია გაეწია 4X4 ტიპის ავტომობილების უკანა საკიდარის კონსტრუქციაში გამოყენებული ყოფილიყო მცირეფურცლოვანი რესორი, რაც ავტომობილის ლითონტევადობას ამცირებს თითქმის 16 კილოგრამით.

თ.პ.რუსადის შრომებში [109, 102, 103] ასევე, დამუშავებულია სრულამძრავიანი ავტომობილებისა და მათ ბაზაზე შედგენილი ავტომატარებლების მოძრაობის დინამიკის სივრცითი და ბრტყელი მათემატიკური მოდელები. თანამედროვე გამოთვლითი ტექნიკის და დამუშავებული მოდელების დახმარებით მიღებულია ახალი შედეგები, რომელიც მკაფიოდ ასახავს ძირითადი ელემენტების დრეკად მადემფერებელი მახასიათებლების გავლენას ავტომობილის დინამიკურ და საექსპლუატაციო მაჩვენებლებზე. მიღებული შედეგები საშუალებას იძლევა სრულყოფილ კონსტრუქციები რეალური საექსპლუატაციო თვისებების გათვალისწინებით. დამუშავებულია სივრცითი მათემატიკური მოდელი საშუალებას იძლევა გამოვიკვლიოთ ტრანსმისიის დინამიკური დატვირთულობა; მძღოლის ვიბროდატვირთულობა; მისაბმელის გავლენა ავტომობილის ცალკეული აგრეგატების დატვირთულობაზე; გვრედითი – კუთხური რხევების გავლენა ავტომობილის ტრანსმისიის და მისი სავალი ნაწილის კონსტრუქციებზე. მოცემული მოდელის უნივერსალობა იმაში მდგომარეობს, რომ ცალკეულ შემთხვევებში, როდესაც საჭიროა ავტომობილის კონკრეტული ერთი თვისების შესწავლა, შესაძლებელია სისტემის გავამარტივება. აღნიშნულ შრომებში პირველად არის მცდელობა იმისა, რომ ერთდროულად – ერთმანეთთან კავშირში შესწავლილ

იქნეს ავტომობილის ტრანსმისიის დატვითვლობა და სვლის სიმდოვრე; შექმნილ იქნეს სასტენდო მოწყობილობები, რომელიც იძლევა ავტომობილის ძირითადი ელემენტების დრეკად-მადემფერებელი მახასიათებლები გამოვკვლევების საშუალებას.

დინამიკური სისტემების გაანგარიშებებისას თ.პ.რუსაძის მიერ გამოყენებულია იმიტაციური მოდელირება და სტატისტიკური დინამიკა. შემწფოთ ზემოქმედებად აღებული არის შემწფოთება, რომელიც მოდის გზიდან და ძრავიდან. ამავე დროს განხილულია ურთიერთდაკავშირებული სისტემა «ძრავი-ტრანსმისია-საკიდარი-მამძრავი» რესორების რეაქტიული დამყოლობის და არაჰოლონომური ბმების გათვალისწინებით.

ვ.მ.სემიონოვის და რ.გ.არმადეროვის [111] შრომაში ექსპერიმენტალურად იქნა ნაჩვენები წამყვანი ხიდის მობრუნების კუთხის გავლენა, რეაქტიული კავშირის გათვალისწინებით, ტრანსმისიის დატვირთვობაზე. ჩატარებულია ტრანსმისიის დატვირთვობის კვლევა ავტომობილ ჰИИ-164-ის წამყვანი ხიდების ბლოკირებული და განბლოკირებული საკიდრების შემთხვევაში.

მ.ი.ტურიაშვილის შრომაში [128], დამუშავებულია ავტომობილის ტრანსმისიის სისტემის დრეკადი კავშირების პარამეტრების ექსპერიმენტალური კვლევის მეთოდი. მიღებული მიღევადი რხევების ჰისტერეზისტული მრუდები საშუალებას გვაძლევს ერთდროულად განვსაზღვროთ დრეკადი კავშირების მადემფერებელი და სიხისტური მახასიათებლები ტრანსმისიის აგრეგატების და საკიდარის რეაქტიული დამყოლობის გათვალისწინებით.

დადგენილია, რომ საბურავის ტანგენციალურ სიხისტესა და სისტემის «საბურავი-საკიდარი», სიხისტეს შორის დამოკიდებულება საკვლევი YA3-451 ტიპის ავტომობილისათვის ტოლია 1,5. მოცემული დრეკადი კავშირისათვის გაფანტული ენერგიიდან საბურავის წილად მოდის 75 %, ხოლო საკიდარის ელემენტებს შორის წარმოშობილ ხახუნზე კი 25 %.

თ.პ.რუსაძის, დ.ო.თოფურასა [109] და გ.ა.ლევკვიშვილის კვლევებში განხილულია ავტომობილის წამყვანი ხიდების დატვირთვობა სხვადასხვა საგზაო პირობებში. მოცემულია საკიდარის ტიპის და საგზაო პირობების გავლენა წამყვანი ხიდის დატვირთვობაზე რეაქტიული ელემენტების გათვალისწინებით.

შესწავლილია ავტომობილის წამყვანი ხიდების რეაქტიულ კონტურებში რხევითი პროცესების ხასიათი.

ზემოთ ჩამოვლილი სამუშაოების ანალიზი გვიჩვენებს, რომ ტრანსმისიაში რხევითი პროცესების შესწავლისათვის ავტომობილი განიხილება როგორც ურთიერთდაკავშირებული რხევითი სისტემა. რხევების ურთიერთკავშირი აუცილებელია გათვალისწინებულ იქნეს საანგარიშო სქემებში, რაც დამტკიცებულია მრავალი სამეცნიერო გამოკვლევების შედეგებით.

გარდა აღნიშნულისა, განხილულ შრომებში ნაკლები ყურადღება ექცევა რეაქტიული რგოლების მქონე რხევითი სისტემების ოპტიმალური სინთეზის საკითხებს ტრანსმისიის დატვირთულობის შემცირების თვალსაზრისით.

## 1.2. ტრანსმისიის დემფერებისა და სიხისტის განსაზღვრისადმი მიძღვნილი ძირითადი შრომების მიმოხილვა

დემფერება ტრანსმისიაში განპირობებულია მთელი რიგი მიზეზებით. მათ შორის შეიძლება აღვნიშნოთ მოლეკულური ხახუნი მასალებში, ხახუნი რედუქტორის კბილანურ შეერთებებში, დეტალების ჰიდრავლიკური ხახუნი შემზეთ სითხესთან და ა.შ. დასმული ამოცანის შესაბამისად ყოველთვის არ არის აუცილებელი განვსაზღვროთ ფაქტორები, რომელიც განაპირობებს რხევების ენერჯის გაფანტვას. დაბალსიხშირულ დიაპაზონში კვლევების ჩატარებისას საკმარისია ვიცოდეთ მთელი ტრანსმისიის დემფერების კოეფიციენტი.

ნაშრომში [36] შემოთავაზებულია ტრანსმისიის არადრეკადი წინააღმდეგობის კოეფიციენტის განსაზღვრის ხერხი.

საანგარიშო ფორმულა მიიღება მარტივი ორმასიანი სისტემის მოძრაობის განტოლების განხილვის შედეგად

$$\begin{aligned} I_{gb}\ddot{\phi}_{gb} + K_T(\phi_{gb} - \phi_a) + G_T(\phi_{gb} - \phi_a) &= M_{gb}(t) \\ I_K\ddot{\phi}_K - K_T(\phi_{gb} - \phi_a) - G_T(\phi_{gb} - \phi_a) &= -M_C(t) \end{aligned} \quad (1.1)$$

სადაც,

$M_{gb}(t)$  – ძრავის მაბრუნე მომენტი;

$M_c(t)$  – მოძრაობის წინააღმდეგობის ჯამური მომენტი.

ტრანსმისიაში არადრეკადი წინააღმდეგობის კოეფიციენტი განისაზღვრება ფორმულით:

$$K_T = 2 \frac{I_{gb} \cdot I_a}{I_{gb} + I_a} \cdot \frac{\delta}{T}, \quad (1.2)$$

სადაც, რხევის ლოგარითმული დეკრემენტი ტოლია:

$$\delta = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m \ln \frac{M_{Ki}^0}{M_{Ki+1}^0}, \quad (1.3)$$

$M_{Ki}^0, M_{Ki+1}^0$  - ტრანსმისიაში დრეკადი მომენტის ამპლიტუდებია, რომელიც ცენტრირებულია საშუალო მნიშვნელობასთან ფარდობით.

[109] ნაშრომში თ.პ.რუსაძისა და დ.ო.თოფურისა მიერ შემოთავაზებულია შემდეგი ხერხი: ავტომობილს ათავსებენ გლუვი გზის ჰორიზონტალურ მონაკვეთზე. გზას აქვს გორვის წინააღმდეგობის კოეფიციენტის მინიმალური მნიშვნელობა. გამოიყენება მოწყობილობა, რომელიც შესაძლებლობას იძლევა ბლოკირებული მქნევარასა და სიჩქარეში ჩართული გადაცემათა კოლოფის პირობებში ავტომობილს მოვდოთ წევის ძალა (მაგალითად, ჯალამბრის მეშვეობით), რის შედეგად მისი კორპუსი გაიზიდება, რაც გამოიწვევს ტრანსმისიის დრეკადი ელემენტების გრეხვით დეფორმაციას, ხოლო შემდეგ (საჭირო მომენტში) მყისიერად ავუშვათ იგი, ანუ ძალვა მყისიერად მოიხსნება სპეციალური ქუროს მეშვეობით და მოხდება ავტომობილის კორპუსის გრძივი თავისუფალი რხევების დარეგისტრირება. ასეთი ერთმასიანი სისტემის რხევები აღიწერება განტოლებით:

$$I_a \varphi_a + K_T \varphi_a + G_T \varphi_a = 0, \quad (1.4)$$

ცნობილია, რომ

$$K_T = 2I_a \cdot \frac{\delta}{T}, \quad (1.5)$$

სადაც,

$I_a$  – არის ძრავის მუხლა ლილვზე დაყვანილი ავტომობილის ინერციის მომენტი;



$C_T$  – ტრანსმისიის ლილვების დაყვანილი სიხისტე;

$T$  – რხევის საშუალო დრო;  $T = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m T_i$ ;

$\delta$  – საშუალო ლოგარითმული დეკრემენტი

$$\delta = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m \delta_i$$

$\delta_i$  – ის მნიშვნელობას ვპოულობთ ფორმულით:

$$\delta_i = \ln \frac{X_i}{X_{i+1}},$$

სადაც,

$X_i, X_{i+1}$  – არის რხევის შემდეგი პერიოდების მაქსიმალური ამპლიტუდა;

$m$  – წყვილი ამპლიტუდების რიცხვია.

თუ გამოვიყენებთ ერთი პერიოდის ორ ამპლიტუდას, შეიძლება დავწეროთ:

$$K_T = 2I_a \cdot \frac{1}{T} \left( \frac{1}{m} \sum \ln \left| \frac{X_i}{X_{i+1}} \right| \right), \quad (1.6)$$

სადაც,  $T = \frac{T}{2}$  – რხევის საშუალო ნახევარპერიოდია.

უნდა აღინიშნოს, რომ თუ გასაზიდი მოწყობილობა ვერ უზრუნველყოფს წვეთი ძალის მყისიერი მოხსნის საწყის პირობებს, მაშინ შესაძლებელია მიღებული შედეგები არ იყოს სარწმუნო. ამიტომ აღნიშნულ მეთოდში განხილულია [ტრანსმისიის დემფერების ზუსტად განსაზღვრისათვის დამუშავებულია წვეთი ძალის მყისიერი დაგდების მექანიზმი, რომელიც იძლევა წვეთი ძალის დაგდების შესაძლებლობას ექსპერიმენტების ჩატარების ერთსა და იმავე დროს, ე.ი. «იუზის» დაწყების მომენტში. ამიტომ შესაძლებელი ხდება ყოველი ექსპერიმენტის დროს მიღებულ იქნეს რხევის ერთი და იგივე საწყისი ამპლიტუდები. გარდა ამისა, მოცემულ მეთოდში ერთდროულად ხდება თავისუფალი გრეხვითი რხევების ჩაწერა როგორც ავტომობილის კორპუსზე, ასევე

კარდანის ლილვზე. საკითხისადმი ასეთი მიდგომა იძლევა ტრანსმისიაში არსებითი ღრეჩობის აღმოჩენის საშუალებას.

### 1.3. პნემატური სალტის გამოკვლევებისადმი მიძღვნილი შრომების მიმოხილვა და კრიტიკული ანალიზი

როგორც უკვე აღინიშნა, პნემატური სალტის დეფორმირებად გრუნტთან დინამიკური ურთიერთქმედების საკითხის გამავლობის თვალსაზრისით შესწავლისას, განსაკუთრებული ყურადღება უნდა დაეთმოს გორვისადმი წინააღმდეგობის საკითხს, დეფორმირებად გრუნტებზე მოძრაობისას გორვის წინააღმდეგობის შემცირება უზრუნველყოფს არა მარტო საწვავის ხარჯის შემცირებას. არამედ გამავლობის ამაღლებასაც. მყარსაფარიან გზებზე მოძრაობისას კი გორვის წინააღმდეგობის შემცირება იძლევა საშუალებას, გაიზარდოს მოძრაობის საშუალო სიჩქარეები, შემცირდეს საწვავის ხარჯი და მნიშვნელოვნად შემცირდეს ავტომობილის სალტების ცვეთა.

მყარ საგზაო საფარებზე პნემატური თვლების გორვის საკითხებს მიეძღვნა ე.ჩუდაკოვის, გ.ზიმელევის, ვ.კნოროზის, ა.ლიტვინოვის, ვ.ნოვოპოლსკის, ვ.პეტრუშოვის, ა.ფრუმკინის, ი.უ.ეჩეისტოვისა და სხვა მკვლევართა ნაშრომები. ამ კვლევებმა ჩაუყარეს საფუძვლები გორვის თეორიას და სრულამძრავიან ავტომობილთა მრავალთვლიანი მაძრავების კვლევის შესაძლებლობა.

მყარსაფარიან გზებზე სრულამძრავიანი ავტომობილებისა და ავტომატარებლების გორვის საკითხების კვლევას მიეძღვნა ვ.პლატონოვის, ნ.ბაჩაროვის, ვ.გუსევის, პ.აკსიონოვის, ვ.კნოროზის, ნ.კოროტონოშკის, ვ.ილარიონოვის, ა.ლიტვინოვის, ვ.პეტრუშოვის, გ.სმირნოვის, ია.ფორობინის, ა.ფრუმკინის, ბ.ფალკევიჩის, იუ.პირკოვსკისა და სხვათა შრომები.

დაწვრილებითი გადმოცემისა და ჩატარებული კვლევების სიღრმის მიხედვით განსაკუთრებული ადგილი უკავია ვ.პეტრუშოვისა და იუ.პირკოვსკის და თ.რუსაძის მიერ გამოქვეყნებულ ნაშრომებს.

ი.ა.აგეიკინი, ვ.სემიონოვი [113], ვ.ბაბკოვი [22, 28], ვ.პლატონოვი [96], ა.ბირული [36, 37], გ.ბეზბოროდოვა [31], მ.ბეკერი [32], ა.პოლეტაევი [97], გ.სმირნოვი [116], ნ.ულიანოვი [129], ვ.გორიაჩკინი და სხვები იკვლევდნენ დეფორმირებად გრუნტებზე მოძრაობისას ავტომობილის გორვის წინააღმდეგობას.

ამ კვლევათა საფუძველზე ჩამოყალიბდა რიგი ძირითადი წარმოდგენა სალტის გრუნტთან ურთიერთქმედების პროცესების შესახებ, აგრეთვე დამუშავდა რეკომენდაციები სალტეების ზომებისა და კონსტრუქციის შესახებ, მოთხოვნები დიფერენციალების მახლოკირებელი თვისებების მიმართ და სხვა.

თ. პ. რუსაძის მიერ შესწავლილ იქნა საკითხები, რომლებიც დაკავშირებულია სრულამძრავიანი მობილური მანქანების წამყვან ხიდებზე მგრები მომენტების განაწილების, დეფორმირებად გრუნტებზე გორვის წინააღმდეგობაზე გავლენის განსაზღვრასთან.

მნიშვნელოვანია ინტერესი დინამიკური დატვირთვების ზემოქმედებისას თვლის გორვის კვლევისადმი. საკითხი განიხილება ორი, ადრე ჩამოყალიბებული მიმართულებით: თვლის ურთიერთქმედება მყარ ზედაპირთან და დეფორმირებად გრუნტთან.

მრავალ ავტორთა კვლევებმა, რომლებიც მიემდვნა თვლის რხევებისა და გზის მყარ საფარზე სვლის სიმდოვრესა და გორვის წინააღმდეგობაზე გავლენის შესწავლას, აჩვენა, რომ საკიდარისა და თვლების რხევების პარამეტრები მნიშვნელოვან გავლენას ახდენენ მობილური მანქანების სვლის სიმდოვრეზე, მწარმოებლობასა და საწვავის ეკონომიურობაზე.

დადგენილია, რომ თვლის გორვაზე დინამიკური დატვირთვების მოქმედებით გამოწვეული დანაკარგები დამოკიდებულია გზის უსწორობათა ხასიათზე, საკიდარისა და სალტის პარამეტრებზე, აგრეთვე – მოძრაობის სიჩქარეზე.

გარდა ამისა, გზების უსწორობებზე გავლისას, რომლებსაც ზოგად შემთხვევაში ნებისმიერი პროფილი შეიძლება ჰქონდეთ, აღიგზნება შერესორებული და შეურესორებელი ნაწილების რხევები, რომლებიც გავლენას ახდენენ მგზავრების დადლილობაზე, ტვირთების დაცულობაზე და მოძრაობის საშუალო-ტექნიკურ სიჩქარეებზე.

თვლის გრუნტზე გორვისას რხევების შედეგად იზრდება სალტისა და საყრდენი ზედაპირის დეფორმაციები, ამ დეფორმაციათა ზრდა კი, თავის მხრივ, იწვევს დამატებით დანაკარგებს.

გრუნტზე თვლის გორვის პროცესზე მნიშვნელოვანწილად გავლენას ახდენს დრეკადი სისტემის რხევითი პარამეტრები, რომელიც შედგება დაკიდების, სალტისა და საყრდენი ზედაპირისაგან. რხევათა პარამეტრების (სიხისტე, არადრეკადი წინააღმდეგობის კოეფიციენტი, საკუთარ რხევათა სიხშირეები, შერესორებულ და შეურესორებულ ნაწილებს შორის თანაფარდობა) რაოდენობრივ თანაფარდობაზე დამოკიდებულია სალტისა და საყრდენი ზედაპირის დეფორმაციები და, მაშასადამე, დანაკარგები თვლის გრუნტზე გორვის წინააღმდეგობის დამლევაზე.

გრუნტზე თვლის რხევების პარამეტრების კვლევის მდგომარეობასთან გაცნობა გვიჩვენებს, რომ ისინი არასაკმარისად არის შესწავლილი, მაგრამ ეს მონაცემები საჭიროა დაკიდების საანგარიშო მეთოდების შემდგომი დაზუსტებისათვის, რადგანაც საანგარიშო განტოლებებმა, რომლებიც შედგენილია ამ პარამეტრების გამოყენების გათვალისწინებით, უნდა უზრუნველყონ თვლის რხევების გაანგარიშების საჭირო სიზუსტე არა მარტო მყარ საყრდენ ზედაპირზე, არამედ დეფორმირებად გრუნტზეც.

განსაკუთრებით ხაზი უნდა გაესვას, რომ გრუნტზე მობილური მანქანის გადაადგილება წარმოადგენს მეტად რთულ რხევით პროცესს, რომელიც განუყოფელია ყოველი თვლის რხევის, მთელი მობილური მანქანის რხევაზე ურთიერთგავლენისაგან.

მობილური მანქანის რხევების კვლევისას ხშირად უგულვებელყოფენ სალტის მადემფერებელ თვისებებს, რაც შეიძლება გამართლებული იყოს სალტეებისათვის

კორდის შრეთა მცირე რიცხვითა და პროტექტორის განუვითარებელი ნახატი. მაღალი გამავლობის თანამედროვე მობილურ მანქანებზე და დიდი ტვირთამწეობის მიმე ავტომობილებზე აყენებენ მრავალშრიან სალტებს, რომლებსაც, უმეტეს წილად, პროტექტორის ძალიან განვითარებული ნახატი აქვთ.

გრუნტზე თვლის რხევების შესწავლაში მნიშვნელოვან როლს ასრულებს სალტის დრეკადი და მადემფერებელი მახასიათებლების სწორი შერჩევა. ეს არჩევანი ეფუძნება ავტომობილის რხევების თეორიის თანამედროვე დებულებებს. სალტის დრეკად და მადემფერებელ თვისებებს წარმოადგენს მისი სიხისტე და დემფერების კოეფიციენტი.

ავტომობილის რხევების კვლევას წინ უძღვოდა ხისტი თვლების მქონე მოძრავი შემადგენლობის შესწავლა, რომელიც გამარტივებულად წარმოებდა ანალოგიით. ამასთან, ავტომობილის რხევები თავიდან აღიწერებოდა სალტების სიხისტისა და მათი მადემფერებელი თვისებების გავლენის გათვალისწინების გარეშე. მაგრამ, მიღებული შედეგების ექსპერიმენტების მონაცემებთან შეუსაბამობამ გამოავლინა ასეთ გამარტივებაზე უარის თქმის აუცილებლობა. ავტომობილის სალტების რადიალური დეფორმაციის კვლევისას, ე.სინელნიკოვი [114] თავაზობს სალტის სიხისტის შემოტანას. ე.პეტროვი [90], მასიური რეზინის სალტების რადიალური სიხისტის განხილვისას სიხისტის გაოსათვლელად წარმოადგენს სალტების მოჭიმვის გრაფიკების დამუშავების მეთოდს. ყველაზე სრულად არის დამუშავებული დრეკადი ელემენტების სიხისტიების განსაზღვრის მეთოდიკა, რომლებსაც ნაშრომში [29] მიკუთვნებულია სალტეც. პნევმატური სალტების სიხისტისა და დემფერების, როგორც რადიალური, ასევე ტანგენციური მიმართულებებთ, განსაზღვრის უფრო სრულყოფილი მეთოდიკა და სპეციალური სტენდის კონსტრუქცია მოცემულია ნაშრომში [108].

ნ.იაცენკოსა და ო.პრუტჩიკოვის კვლევებმა [140] აჩვენა, რომ სალტის სიხისტე დამოკიდებულია მასში ჰაერის შიგა წნევაზე და სალტის ტიპზე. ამასთანავე, როგორც აჩვენა კ.კოლესნიკოვის კვლევებმა [65, 66], სალტის დინამიკური სიხისტე რხევების აგზნებისას 15%-ით უფრო მაღალია, ვიდრე სტატიკური სიხისტე რხევების აგზნების გარეშე. შემდგომში ეს საკითხები

დამუშავებულია თ.პ.რუსაძისა და დ.ო.თოფურის მიერ [109]. სალტის დინამიკური სიხისტის ზრდა განპირობებულია გადიდებული შინაგანი დანაკარგებით რხევების აღძვრისას.

რხევით სისტემაში სიხისტის შეტანა იძლევა საშუალებას, დაზუსტდეს საყრდენ ზედაპირზე ავტომობილის რხევათა საანგარიშო მეთოდოლოგია. მაგრამ, არ არის საკმარისად ჩატარებული სხვადასხვა ტიპისა და ზომის სალტების დინამიკური სიხისტის კვლევები, განსაკუთრებით რეგულირებადი წნევის მქონე სალტებისა.

დადგენილია, რომ თვლების ვერტიკალური რხევები კლებულობს სალტების სიხისტის შემცირებისას, შერესორებული ნაწილების წონის შემცირებისას და რესორების სიხისტის გარკვეულ ზღვრამდე ამალღებისას. ამავე დროს, შერესორებული მასის წონა არ არხდენს გავლენას თვლების რხევების ამპლიტუდაზე, მაგრამ ზრდის სალტის სტატიკურ ჩალუნვას, რაც ამცირებს ზედაპირიდან მისი მოწყვეტის შესაძლებლობას. სალტების სიხისტისა და შეურესორებელი მასების წონის გადიდებისას თვლების რხევები იზრდება, ხოლო ამორტიზატორების წინააღმდეგობის გადიდებისას – მცირდება, და მით ურო მნიშვნელოვნად, რაც უფრო მეტია ამორტიზატორების წინააღმდეგობა. ხოლო რესორების სიხისტე შეზღუდულ ზეგავლენას ახდენს თვლების გადაადგილებაზე. ჯერ კიდევ ა.ტიხონოვმა [124] შერესორებული მასის უკანა ნაწილზე დატვირთვის გადიდებისას 600-დან 1070 კგ-მდე ვერ აღმოაჩინა თვლების გადაადგილებათა ცვლილება. ასევე, მან დაადგინა, რომ სალტების სიხისტისა და შეურესორებელი მასების წონის ცვლილება არ ახდენს გავლენას სვლის სიმდოვრის ცვლილებაზე, ხოლო ამორტიზატორების წინააღმდეგობის გადიდება იწვევს აჩქარებათა გადიდებას. ეს დასკვნა ადრე გაკეთებული ჰქონდა, ასევე დ.გელფგატს [44].

რ.როტენბერგის მონაცემებით [100], ხისტი დაკიდებისას თვლების გადაადგილება დაბალსიხშირული რეზონანსის არეში აღწევს ყველაზე დიდ მნიშვნელობას, მაშინ, როცა მაღალსიხშირული რეზონანსისას ისინი უმნიშვნელოა. მარის გადაადგილება კი დაბალსიხშირული რეზონანსის არეში 1,71...1,86-ჯერ აღემატება თვლის გადაადგილებას.

ამორტიზატორების, დაკიდებისა და სალტების მადემფერებელი თვისებები რთულად მოქმედებენ ავტომობილის რხევების ხასიათზე [53, 100].

ელასტიური სალტის მყარ ზედაპირზე გორვის წინააღმდეგობის თეორიას საფუძვლად უდევს სალტში შინაგან ხახუნზე და კონტაქტში ხახუნ-სრიალზე ენერჯის ხარჯის განსაზღვრა. ამჟამად არსებული წარმოდგენების თანახმად, გორვაზე დანაკარგების ძირითადი წილი დაკავშირებულია სალტში შინაგან დანაკარგებთან. ამჟამად თვლის კონტაქტში მყარ ზედაპირზე დანაკარგები ხახუნ-სრიალზე მცირეა [91].

მრავალრიცხოვან მკვლევართა მიერ ჩატარებულმა ექსპერიმენტებმა გვიჩვენა, რომ თვლის გორვის წინააღმდეგობა დამოკიდებულია მრავალფაქტორებზე და, პირველ რიგში, სალტის კონსტრუქციასა და მასალაზე, მოძრაობის სიჩქარეზე, გარე დატვირთვებსა და საგზაო პირობებზე [91, 94, 114]. დადგენილია, ასევე, რომ სალტე განიცდის დამატებით გორვის წინააღმდეგობას, რომელიც დაკავშირებულია თვალზე მოყვანილი მბრუნავი მომენტისაგან წარმოქმნილ ტანგენციალურ დეფორმაციაზე დახარჯულ სიმძლავრესთან [136]. ა.ფრუმკინისა და სხვა ავტორთა მიერ განისაზღვრებოდა დინამიკურობის კოეფიციენტი თვლის უსწორობებზე დარტყმებისას.

ნაშრომებში [45, 46, 47, 95, 119, 136] ნაჩვენებია, რომ ზემოხსენებული ფაქტორების გარდა, სალტის გორვის წინააღმდეგობაზე მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს გზის უსწორობები. ისინი აღძრავენ თვლების რხევებს ვერტიკალური მიმართულებით, რასაც თან ახლავს დამატებითი დეფორმაციები სალტში, რომელიც ამ შემთხვევაში ასრულებს დრეკადი ელემენტის როლს. ყველაზე მეტად ღრმად, მყარ საყრდენ ზედაპირებთან მისადაგებით, ეს საკითხი გაშუქებულია ა.ბირულიას [35], ნ.გოვორუმჩენკოს [45, 46, 47] ე.ტორჩინსკის [126], ა.გრიშკევიჩის [52] და ა.შელუხინის [137, 138] შრომებში.

როგორც ს.ფიოდოროვის [130] კვლევებმა აჩვენა, მყარ საყრდენ ზედაპირზე სალტის რხევების თავისებურებას წარმოადგენს ის ფაქტი, რომ მიუხედავად გზის უსწორობების განმეორებადობის სხვადასხვა სიხშირისა, რხევები ხდება სიხშირით, რომელიც ახლოსაა შეურესორებელი მასების სისტემის საკუთარი რხევების

სიხშირესთან. რხევების შედეგად სალტე განიცდის დეფორმაციის დამატებით ციკლებს, რომელიც გამოწვეულია დროში ცვლადი დინამიკური დატვირთვის მოქმედებით. ამასთან დაკავშირებით იზრდება დანაკარგები შინაგან ხახუნზე სალტეში, რომლებიც შეადგენენ დანაკარგების ძირითად წილს მისი გორვისას მყარ საყრდენ ზედაპირზე.

ა.გრიშკევიჩის [52] კვლევებით დადგენილია, რომ თვლის მიერ მყარ საყრდენ ზედაპირზე უსწორობის გავლის შედეგად მისი რხევების აგზნებისას, ადგილი აქვს სიმძლავრის დამატებით დანაკარგებს. მნიშვნელოვან გავლენას სიმძლავრის დამატებით დანაკარგებზე ახდენს სალტის სიხისტე. სიმძლავრის დამატებითი დანაკარგები მცირდება სალტის სიხისტის შემცირების პროპორციულად. ამასთანავე, რესორების სიხისტე და ავტომობილის დატვირთულობის ხარისხი უმნიშვნელოდ მოქმედებენ დაატებითი სიმძლავრის დანაკარგების სიდიდეზე. სიმძლავრის დანაკარგების მნიშვნელოვანი შემცირება შეინიშნებოდა ამორტიზატორების დაყენებისას. ა.გრიშკევიჩის კვლევების, ამრიგად დადგენილი იყო, რომ რხევითი სისტემის პარამეტრები მნიშვნელოვან გავლენას ახდენენ ავტომობილის გორვის წინააღმდეგობაზე, ამასთან ყველაზე მნიშვნელოვან გავლენას სიმძლავრის დამატებითი დანაკარგების ცვლილებაზე ახდენს სალტეების სიხისტე. მაგრამ მოცემულ კვლევებში გამოიყენებოდა სალტეების სტატიკური სიხისტე, რასაც, როგორც უკვე აღნიშნული იყო, იწვევს მნიშვნელოვან ცდომილებებს რხევითი პროცესის გაანგარიშებისას.

ა.ბირულიას [36] კვლევებმა აჩვენა, რომ გზის უსწორობებისაგან ჩნდება გორვის წინააღმდეგობის კოეფიციენტის დამატებითი მდგენელი, რომელიც იზრდება შეურესორებელი მასების წონისა და ყველა უსწორობის სიმაღლის 1 კმ გზასთან ფარდობის პროპორციულად.

ვ.ნიკოპოლსკის კვლევებით [88,89] დადგენილია, რომ თვლის მოძრაობისას სწორ ზედაპირზე 100 კმ/სთ-ში სიჩქარის ფარგლებში თვლის გორვის წინააღმდეგობა შეიძლება მივიღოთ როგორც დამოუკიდებელი მოძრაობის სიჩქარისაგან. ამასთან დაკავშირებით, ამ სიჩქარეების დიაპაზონში გორვის წინააღმდეგობის კოეფიციენტის გადიდება შეიძლება ახსნილი იქნას ავტომობილის



რხევების გამომწვევი უსწორობების გავლენით. ა.შელუხინმა [37, 38] განიხილა სალტე, როგორც რადიალურად განლაგებულ უსასრულო სიმძლავრის ზამბარათა ერთობლიობა და შეაფასა მყარ უსწორმასწორო გზაზე გორვის დანაკარგები, როგორც თვლის ცენტრისაკენ და ცენტრისაგან ზამბარების დეფორმირებისას შინაგანი ხახუნის ძალების ჯამური მუშაობა. მის მიერ ექსპერიმენტულად დადგენილია, რომ ვერტიკალური დატვირთვის რხევების ამპლიტუდა იზრდება მოძრაობის სიჩქარისა და უსწორობათა სიმაღლის გადიდებისას, თანაც სატვირთო ავტომობილებისათვის, სიჩქარის ცვლილებისას 10-დან 50 კმ/სთ-მდე, კოეფიციენტის მნიშვნელობა იზრდება საშუალოდ 1,2...1,4-ჯერ, ხოლო მსუბუქი ავტომობილებისათვის, 20-დან 100 კმ/სთ-მდე სიჩქარის გადიდებისას – 3-ჯერ მეტად.

მაღალი სიჩქარით სწორ ზედაპირზე თვლის გორვის განხილვისას ნ.კულიკოვმა [73] აჩვენა, რომ გორვის დამატებითი წინააღმდეგობა დაკავშირებულია სალტის რადიალურ რხევებთან მისი კონტაქტის ზონიდან გამოსვლის შემდეგ. სალტის სარბენი ნაწილის რადიალური რხევებისას გორვის წინააღმდეგობის კოეფიციენტი იზრდება თვლის კუთხური სიჩქარის მეოთხე ხარისხის პროპორციულად და არ არის დამოკიდებული წონით დატვირთვაზე. სალტის საკუთარი წონის შემცირებისას და განსაკუთრებით მასში ჰაერის წნევის გადიდებისას, დანაკარგები გორვაზე მნიშვნელოვნად მცირდება.

ლიტერატურული წყაროების მიმოხილვიდან გამომდინარეობს, რომ მრავალმა მკვლევარმა უკვე გააკეთა მცდელობა გაეთვალისწინებინათ თვლის მოძრაობის რხევითი ხასიათის გავლენა მის გორვის წინააღმდეგობაზე. მაგრამ, ნაშრომთა უმრავლესობაში მოცემულია მხოლოდ გზისაგან აგზნების გავლენის რაოდენობრივი შეფასება და არასაკმარისად არის გათვალისწინებული ავტომობილის დრეკადი სისტემის პარამეტრების გავლენა. ამრიგად, განხილული ნაშრომები საშუალებას იძლევა, გავაკეთოთ დასკვნა იმის შესახებ, რომ ავტომობილის რხევების, თვლის მყარ ზედაპირზე გორვის წინააღმდეგობაზე გავლენის კვლევის საკითხი იმსახურებს შემდგომ კვლევას.

განვიხილავთ რა ნაშრომთა მიმოხილვას, მიძღვნილს ავტომობილის თვლის დეფორმირებად ზედაპირთან ურთიერთქმედების შესწავლას, დინამიკური დატვირთვების გათვალისწინებისას, საჭიროა, უწინარეს ყოვლისა, აღვნიშნოთ ამ საკითხზე კვლევათა მეტად შეზღუდული რაოდენობა. გრუნტზე თვლის გორვის წინააღმდეგობის ცვლილებას გამოწვეულს დინამიკური ზემოქმედებით, სხვადასხვა დროს მიეძღვნა ნ.კოშარნის რიგი ნაშრომებისა [68, 69].

ნ.მარშაკის [80], ნ. ნაუმეცის [85], მ.ტანკლევსკის [119] ნაშრომებში განიხილება სხვადასხვა დეფორმირებად გრუნტებზე თვლის გორვის წინააღმდეგობაზე სიჩქარის გავლენა.

ნ.კოშარნიმ [68], ექსპერიმენტულად დააზუსტა რა რეგულირებად წნევანი სალტის კონტაქტის პარამეტრები, ანალიზური გამოსახულებებით აღწერა არა მარტო სალტისა და გრუნტის დეფორმაციის ხასიათი, არამედ სალტის გვერდულების ხახუნიც გრუნტზე. მან ჩაატარა რიგი ექსპერიმენტებისა სიჩქარეთა მცირე ინტერვალისას, გრუნტზე სხვადასხვა სიჩქარით მოძრაობისას თვლის გორვის წინააღმდეგობის კოეციენტის კვლევის მიზნით.

ექსპერიმენტულად დადგენილი იქნა, რომ თვლის გადაადგილების სიჩქარის ზრდისას. იზრდება გორვის წინააღმდეგობის ძალა.

მ.ტანკლევსკიმ [119], ტორფის ბუდობზე თვლის გორვის განხილვისას, განიხილა გრუნტი, როგორც წრფივად დეფორმირებადი ნახევარსივრცე. გრუნტის მექანიკური თვისებების დახასიათებისათვის მან შემოიღო დეფორმაციის მოდულის ცნება, რომელიც მიღებული იყო როგორც დამოკიდებული მოძრაობის სიჩქარეზე. მ.ტანკლევსკიმ დაადგინა, რომ გორვის დიდი სიჩქარეებისას, გრუნტზე თვლის გორვის წინააღმდეგობის ძალა იზრდება. ამ შემთხვევაში მნიშვნელოვნად იზრდება დატვირთვები, გამოწვეული თვალის რხევებით ბუდობის ზედაპირის არაერთგვაროვნების, სხვადასხვა უსწორობათა, თვალზე გამოშვერილი ნაწილების (ნიადაგჩამჭიდის) არსებობის და სხვა ფაქტორების გამო. ეს დატვირთვები ზრდის თვლის დაჯდომასა და გორვის წინააღმდეგობას ბუდობის შეუქცევადი დეფორმაციების ხარჯზე, რომლებიც დაკავშირებულია გრუნტის ნაწილაკების გადაადგილებასთან და მათი სტრუქტურის რღვევასთან. ენერჯის ხარჯის

გადიდება აღინიშნება არა მარტო ტორფის ბუდობზე, არამედ მინერალურ გრუნტებზეც.

განხილულ კვლევებთან ერთად, რომლებითაც დადგინდა, რომ თვლის გორვის სიჩქარის გაზრდისას გორვის წინააღმდეგობის ძალა იზრდება, ნ.ნაუმეცის მიერ [85] დადგენილია, რომ სხვა თანაბარ პირობებში გორვის წინააღმდეგობის ძალა მცირდება. ამრიგად, დეფორმირებად ზედაპირზე გორვის კვლევისას (თვალის რხევების შემთხვევაში) კეთდება დასკვნები, რომლებიც იძლევა საფუძველს ჩაითვალოს, რომ მოცემული საკითხი არასაკმარისად არის დამუშავებული და მოითხოვს შემდგომ გაღრმავებულ შესწავლას.

განხილულ ნაშრომთა უმრავლესობაში დეფორმირებად გრუნტებზე თვალის გორვისას საკითხი მისი შვეული რხევების შესახებ დამოუკიდებლად არ იყო დაყენებული. გ.ზიმელევი [59,60] აღნიშნავს, რომ მოძრაობის სიჩქარის გადიდებისას, დინამიკური დატვირთვები იზრდება, რასაც მივყავართ ლიანდების სიღრმის გადიდებამდე და, მაშასადამე, გორვის წინააღმდეგობის გადიდებამდე. პნევმატური სალტების გრუნტზე გორვის ექსპერიმენტული კვლევის მასალებზე დაყრდნობით, ნ.პოგარსკი აღნიშნავდა, რომ მანქანის მოძრაობის მცირე სიჩქარეებისას (6 მ/წმ-მდე) სალტის შერესორებული მასის რხევების ამპლიტუდა თვალის რხევების ამპლიტუდაზე მეტია. ის აღნიშნავს, რომ რესორების სიხისტეების შერჩეული თანაფარდობისას ეს რხევები უარყოფითად მოქმედებდნენ მანქანის მუშაობაზე.

ვ.გრებენშჩიკოვის მიერ ჩატარებულმა გამოცდებმა [51] აჩვენეს, რომ რბილგრუნტებზე ავტომობილის მოძრაობისადმი წინააღმდეგობა დამოკიდებულია გრუნტის მდგომარეობაზე, დატვირთვის სიდიდეზე, სალტებში ჰაერის წნევაზე და რიგ სხვა პარამეტრზე.

მშრალ და ტენიან ქვიშაზე ლიანდის სიღრმე სხვადასხვაგვარად იზრდება წნევის გადიდებისას, ქვიშის ტენიანობის მიხედვით. ტენიან ქვიშაზე ლიანდის სიღრმე იზრდება სალტეში ჰაერის წნევის ზრდის პროპორციულად; მშრალზე კი – მხოლოდ 1,75...2,0 კგ/სმ<sup>2</sup> ზღვრებში. ამ წნევის შემდგომი გადიდება გაცილებით ნაკლებ გავლენას ახდენს წარმოქმნილი ლიანდის სიღრმეზე. ამ მოვლენაში

ასახეობა გრუნტის მზიდი უნარის სიდიდესა, რომელიც მნიშვნელოვანწილად დაკავშირებული არის მის გრუნტის ტენიანობასთან და სალტის სიხისტესთან და ჰაერის წნევას შორის.

სალტის გრუნტზე გავლისას წარმოიქმნება ლიანდი იმის ხარჯზე, რომ გრუნტი სალტის ქვეშ არა მარტო მჭიდროვდება, არამედ ხდება მისი გვერდითი ამობურცვა. ვ.ბაბკოვი [24] აღნიშნავს, რომ ლიანდის წარმოქმნას, მკაფიოდ გამოხატული გვერდითი ამობურცვის ხარჯზე, ადგილი აქვს მხოლოდ გრუნტის ძალიან დატენიანებული მდგომარეობისას, როცა მისი ტენიანობა აღემატება დენადობის ზღვარის 0,6...0,7 %-ს. შესაბამისად ამისა, სალტის მოძრაობისას გორვის წინააღმდეგობის საკითხი ხშირად განიხილება ლიანდის წარმოქმნისას გრუნტის უპირატეს შემჭიდროებაზე გაწეულ სამუშაოსთან დაკავშირებით.

ვ.ბაბკოვის მიერ [28] გრუნტის ზედაპირზე ელასტიური თვლის გორვა მიიღება როგორც რაღაც ფიქტიური ხისტი თვლის გორვა, რომლის დიამეტრი შეესაბამება პნევმატური თვალის გრუნტთან დეფორმირებული უბნის მოხაზულობისა, მისი ზედაპირის გატოლებით ცილინდრის ზედაპირთან. მიიღეს რა სალტის კუმშვის წინააღმდეგობა როგორც მისი დეფორმაციის პირდაპირ პროპორციული და ლიანდწარმოქმნის თეორიის ძირითადი დებულებების გამოყენებით, მათ მიიღეს ფორმულა გრუნტებზე გორვის წინააღმდეგობის კოეფიციენტის განსაზღვრისათვის.

ია. აგეიკინი [18] ითვალისწინებს ლიანდის გვერდითი კედლის გავლენას რეგულირებად წნევის მქონე სალტიანი თვალის გრუნტზე გორვის წინააღმდეგობაზე. ლიანდის გვერდითი კედლების სიმრუდე დამოკიდებულია  $\mu$  პროპორციულობის კოეფიციენტზე,  $h$  ჩაფლობის სიღრმეზე და  $z$  პროტექტორის სიმრუდის რადიუსზე. მის მიერ შემოღებულია განტოლება გორვის წინააღმდეგობის ძალის გაანგარიშებისათვის, რომელიც გამოწვეულია გრუნტის დეფორმაციაზე დახარჯული მუშაობით. ვ.პოროსიატკოვსკიმ [98] შეისწავლა ვერტიკალური რხევების აგზნებისას გრუნტის ზედაპირთან (ქვიმასთან) ერთეული თვალის დინამიკური ურთიერთქმედების საკითხი. მან დაადგინა ვერტიკალური რხევების პარამეტრების გავლენა ერთეული თვალის გრუნტზე (ქვიმა) გორვის

(ამჟამად რეჟიმში) წინააღმდეგობაზე და შესთავაზა ემპირიული ფორმულა პნევმოთვალის გრუნტზე გორვის წინააღმდეგობის ძალის გასაანგარიშებლად.

ლიანდწარმოქმნის თეორიაში, რომლითაც განისაზღვრებოდა ლიანდის სიღრმესთან გორვის წინააღმდეგობის დამოკიდებულება, თ.რუსაძემ და დ.თოფურამ შემოიტანეს სალტის მოძრაობის რხევითი ხასიათი და გორვის რადიუსის მიმდინარე მნიშვნელობა, რამაც შემდგომი განვითარება ჰპოვა თ.რუსაძისა და ა.გეგუჩაძის კვლევებში, სადაც გამოვლინდა ტრანსმისიის დაყვანილი სიხისტისა და დემფერების როლი გორვის რადიუსის მიმდინარე მნიშვნელობაზე, რაც მკვეთრად გამოხატულია მაღალი წვევითი დატვირთვების დროს. მიუხედავად იმისა, რომ ერთხელ უკვე ადგილი ჰქონდა ტრაქტორის ტრანსმისიაში დრეკად-მადემფერებელი და ჰიდრაულიკური ელემენტების დანერგვის მცდელობას [61], ვორონეჟელ მკვლევართა მიერ ეს დასაბუთებული იყო ხანგამძლეობის გაზრდის მიზნით, მაგრამ წვევა-ჩაჭიდების თვისებათა კომპლექსური გაუმჯობესების მიზნით, განვითარება ჰპოვა მხოლოდ წინამდებარე დისერტაციაში ასახულ შრომებში.

#### **1.4. ტრაქტორის ტექნიკურ-ეკონომიკური მაჩვენებლების შეფასებისადმი მიძღვნილ სამუშაოთა მიმოხილვა**

მ.გ.ბეკერის ნაშრომში [32] გადმოცემულია «ადგილი-მანქანა» სისტემის ანალიზის მეთოდები, ადგილმდებარეობის მიხედვით მანქანის გამავლობის შეფასებისათვის განსაკუთრებული ადგილი ეთმობა მიახლოების მეთოდებს. პრობლემების სირთულემ, რომელიც დაკავშირებულია ტრაქტორის გამავლობასთან, საჭირო გახდა ახალი გადაწყვეტილებების მიღება, რომლებიც დამყარებულია მეცნიერებისა და ტექნიკის ახალი მიღწევების გამოყენებაზე. ავტორის მიერ გამოყენებული სისტემური ანალიზის მეთოდები იძლევა ძიების ძირითადი მიმართულებების ჩამოყალიბების შესაძლებლობას, ოპტიმალური კონსტრუქციული გადაწყვეტილების მისაღებად.

კრიტიკულად არის განხილული სუსტ გრუნტებზე გამავლობის არსებული თეორიები, აღწერილია ტექნიკური საშუალებები, რომლებიც გამოიყენება მანქანისა და გრუნტის ურთიერთქმედების ანალიზისათვის.

ავტორის მიერ შემოთავაზებული მათემატიკური მოდელი საშუალებას იძლევა პერსპექტიული მანქანების გაანგარიშებისა და დაგეგმარების შესაძლებლობას. იგი ემყარება ძირითადად მამრავისა და გრუნტის ურთიერთქმედებების კანონზომიერებებს და ითვალისწინებს მთელ რიგ კონსტრუქციულ ფაქტორებს. აღნიშნული იძლევა მანქანის პარამეტრების ოპტიმიზაციისა და კონსტრუქციის ეკონომიკური ანალიზის შესაძლებლობას. განხილულია მანქანის გამავლობის გაზრდის გზები და განვითარების ტენდენციებიდან გამომდინარე ისეთი დარგების განვითარება, როგორცაა სასოფლო-სამეურნეო, საგზაო, საერთო და თავდაცვითი მანქანათმშენებლობა.

[70] შრომაში მოცემულია ცნობები 4X2 ტიპის ტრაქტორის გამოცდების შესახებ წევით ძალისა და საწვავის ეკონომიურობის განსაზღვრისათვის. დადგენილია, რომ ტრაქტორის წვეის ეფექტურობა, როდესაც ტრაქტორი მუშაობს მისაბმელ იარაღებთან ერთად ჩვეულებრივ საველე პირობებში, ახლოს არის მაქსიმალური წვეის ეფექტურობასთან, რომელიც მიღებულია გამოცდების დროს.

წევითი შესაძლებლობების და ბუქსაობის დგანსაზღვრისას სამუშაოში [70], ითვალისწინებდნენ სიმძიმის ძალის განაწილების გავლენას წინა და უკანა ღერძებზე, საბურავის ზომებზე, ნიადაგის თვისებებზე, საკიდარის გეომეტრიულ ზომებზე, იარაღის წვეის კუთრ წინააღმდეგობაზე. მოცემულია თვლიანი ტრაქტორის საანგარიშო სქემა და გამოთვლებისათვის საჭირო განტოლებები. შერჩეულია დაკიდების ორი პოზიცია ღერძებზე სტატიკური დატვირთვის განსაზღვრისათვის და შედარებულია გასაანგარიშებელი განტოლებების ორი ვარიანტი. შემოთავაზებულია პარამეტრებისა და მუშაობის რეჟიმების განსაზღვრის ალბათურ-სტატისტიკური მოდელი. სისტემის «ნიადაგი-იარაღი-ტრაქტორი-ძრავა» შემავალ ფაქტორს წარმოადგენს მანქანა-იარაღის წევითი-წინააღმდეგობა, რომელიც შეესაბამება მოძრაობის შესაბამის განსაზღვრულ მუდმივ სიჩქარეს. აღნიშნული საშუალებას იძლევა გავითვალისწინოთ მოძრაობის სიჩქარის გავლენა

მცირეგაბარიტიანი ტრაქტორის ენერგეტიკული პარამეტრების ალბათურ-სტატისტიკურ მახასიათებლებზე, გავანალიზოთ სისტემის «ნიადაგი-იარაღ-ტრაქტორი-ძრავა», მდგენელების გავლენა იმიტაციური მოდელირების დროს. მოდელი შეიძლება იქნეს გამოყენებული უკვე არსებული და პერსპექტიული ტრაქტორების და იარაღების მუშაობის რეჟიმების პარამეტრების ოპტიმიზაციისათვის

[19] ნაშრომში განხილულია ტრაქტორების გამოყენების ზოგიერთი მონაცემი. კორელაციურ-რეგრესული მეთოდის დახმარებით მოცემულია ლიტვის რესპუბლიკაში ტრაქტორების გამოყენების ძირითადი მაჩვენებლების ანალიზი. განსაზღვრულია, რომ მცირე მეურნეობებში წარმოება მიმდინარეობს უფრო ინტენსიურად, ვიდრე დიდ მეურნეობებში. ამასთან ერთად მცირე მეურნეობებში მოითხოვება დიდი რაოდენობით ტრაქტორები, კეთდება პროგნოზი, რომ პერსპექტივაში რესპუბლიკაში ყოველ 1000 ჰა მიწაზე იქნება არა უმეტეს 30-32 ტრაქტორი.

[72] ნაშრომში აღნიშნულია, რომ მანქანების, იარაღების და მოწყობილობების ერთ-ერთ პერსპექტიულ მიმართულებას წარმოადგენს უნიფიცირებული ბლოკ-მოდულების და საბაზო კონსტრუქციების განვითარება, რაც შესაძლებლობას იძლევა გაიზარდოს მანქანის უნივერსალობა და ამავე დროს, შემცირდეს ნიადაგზე მანქანის მავნე ზემოქმედება, მასალათტევადობა, საწვავის ხარჯი, ერთეული მანქანის თვითღირებულება. გაიზრდება უნიფიკაციის დონე.

[148] ნაშრომში მოყვანილია გერმანიის ფედერაციული რესპუბლიკაში სრულამძრავიანი ტრაქტორის, მოდიფიკაცია 3680 ფირმა «Massej-Fergusson» გამოცდის შედეგები. ტრაქტორი აღჭურვილია ელექტრონული მოწყობილობით, წინა ხიდის დიფერენციალის ბლოკირებით და სიმძლავრის ამრთმევი ლილვით. ხდება ინფორმაციის მიღება შემდეგი პარამეტრების შესახებ: ძრავის ბრუნთა რიცხვის, სიმძლავრის ამრთმევი ლილვის ბრუნთა რიცხვის, საწვავის ხვედრითი ხარჯის, მწარმოებლურობის, ბუქსაობის და სხვა. აღნიშნული პარამეტრები შეიძლება გამოყენებულ იქნეს პერსონალურ კომპიუტერებზე შემდგომი დამუშავებისათვის. გამოცდები ტარდებოდა ტრაქტორის მიერ სოფლის

მეურნეობის სხვადასხვა ტექნოლოგიური ოპერაციების შესრულებისას სხვადასხვა სასოფლო-სამეურნეო იარაღებით.

[149] ნაშრომში ნაჩვენებია ახალი უნივერსალური სრულამძრავიანი ტრაქტორების შექმნის აუცილებლობა, რომელიც დაფუძნებული იქნება ახალ კონცეფციაზე – ექსპლუატაციის პირობების ცვლილებებისადმი ავტომატური შეგუებლობით. კერძოდ საუბარი არის ისეთ ტრანსმისიაზე, რომელიც უზრუნველყოფს უანა თვლების გაზრდილი წრიულ სიჩქარეს წინა თვლებთან შედარებით. (უკანა სვლისათვის რევერსული კომპლექსური გამსწრები ქუროს გამოყენების გათვალისწინებით). როგორც ჩანს, ეს გამოწვეულია უკანა თვლებზე ბუქსაობის კოეციენტის მეტობით წინა თვლებთან შედარებით.

ავსტრიული ფირმა «Steyer» [147] თავის ტრაქტორებზე ამონტაჟებს სხვადასხვა დანიშნულების მიკროპროცესორული ავტომატიკის ელექტრონულ მოწყობილობებს – საკონტროლო და ინფორმაციული სისტემებიდან დაწყებული და ავტომატური მართვის სისტემებით დამთავრებული.

საინფორმაციო სისტემა «Steyer-Informat», (რომლითაც აღჭურვილია ტრაქტორი), წარმოადგენს ტრაქტორის მუშაობის აუცილებელი პარამეტრების შეკრების, გადამუშავების და ინფორმაციის წარმოდგენის სისტემას. მაგალითად, დისპლეის ერთ-ერთ კლავიშზე დაჭერის შედეგად ეკრანზე ჩნდება იარაღის შეტაცების სიგანე. ტრაქტორს აქვს კლავიში ორიდან ერთ-ერთი ოპტიმალური რეჟიმის შესარჩევად: სამუშაო დროის მინიმალური როის კარგვა (იზრდება სამუშაო სიჩქარე) ჟა საწვავის მინიმალური ხარჯი. ამავე დროს ფირმა ტრაქტორზე ამონტაჟებს ნიადაგის დამუშავების სიღრმის ავტომატურად სარეგულირებელ მოწყობილობას. აღნიშნული მოწყობილობა ინარჩუნებს ან დამუშავების სიღრმეს, ან იარაღიდან ნიადაგზე გადაცემულ დატვირთვას.

[151] ნაშრომში აღნიშნულია, რომ საწვავის ენერჯის ორი მესამედი იკარგება გაგრილების სისტემაში და სითბოს სახით მიჰყვება ძრავიდან გამომუშავებულ გაზებს (უმნიშვნელო ნაწილს ახშობს დამატებითი მომხმარებლები). დანარჩენი ენერჯია ხვდება ტრანსმისიაში, სიმძლავრის ამრთმევე ლილვზე და სავალი ნაწილის ამძრავში.



დიდი დანაკარგები არის სავალ სისტემაში. წევითი სამუშაოებისას იარაღამდე აღწევს სიმძლავრის მხოლოდ 5,5 %. ყველაზე მაღალი მქვ შეინიშნება იარაღის გამოყენებისას, რომელიც მოქმედებაში მოდის სიმძლავრის ამრთმევი ლილვიდან. დანაკარგები სამუშაო სიჩქარეების დიაპაზონში (დაახლოებით 12 კგ/სთ) შეიძლება წარმოდგენილ იქნეს შემდეგნაირად: ბუქსაობაზე 18...23 %, გორვის წინააღმდეგობაზე 12...16 %, თვლების ამძრავში 11...14 %.

[42] ნაშრომში გამოკვლეულია აგრეგატის წინააღმდეგობის მომენტის რხევის გავლენა ძრავის მუშაობის მაჩვენებლებზე. დადგენილია აგრეგატის შემსრულებელი ორგანოს ამძრავის დატვირთვის სტატისტიკური კანონზომიერება, განსაზღვრულია შემთხვევითი პროცესების მიმდინარეობის შინაგარი სტრუქტურა და ხასიათი ბამბის ამღები მანქანის მუშაობისას ექსპლუატაციის სხვადასხვა პირობებში.

[154] ნაშრომში აღნიშნულია, რომ სახსრულად შენაწევრებული ჩარჩოს მქონე კონსტრუქციის ტრაქტორების ძირითადი უარყოფითი მხარე არის ის, რომ უსწორო გზებზე მოძრაობის დროს უკან დაკიდებული სასოფლო-სამეურნეო იარაღით, წარმოიშობა ნახევარჩარჩოების მნიშვნელოვანი რხევები სახსრის ჰორიზონტალური ღერძის მიმართ. ფირმა «Holder»-ის მიერ დამუშავებულია მთელი რიგი კონსტრუქციული ღონისძიებებისა, რათა გამოსწორდეს აღნიშნული ნაკლოვანება და უზრუნველყოფილი იყოს ტრაქტორის ექვტური მუშაობა მძიმე სასოფლო-სამეურნეო იარაღებით.

ტრაქტორს აქვს მესამე სიგანე (არაუმეტეს 1,1 მ). აღნიშნულის გარდა, აგრეგატების და კვანძების დაბალი განლაგების გამო მათ შორის ძრავისა და ტრანსმისიისა, ტრაქტორის სიმაღლე მცირეა (არაუმეტეს 1,25 მ). შესაბამისად უზრუნველყოფილია დაბალი საგზაო კლირენსი (0,25 მ-მდე) და განივი მდგრადობა მცირე თვლებისა და ტრაქტორის ბაზრის საშუალებით. ტრაქტორს აქვს კარგი მანევრირება (მოხვევის მინიმალური რადიუსი 2,8 მ-მდე, ხოლო გოლდონი 718-თვის 2 მ.). თუმცა უნდა აღინიშნოს, რომ ტრაქტორის წონის მნიშვნელოვანი ნაწილი (70 5-მდე, გოლდონი 718-თვის 68 %) მოდის წინა ღერძზე. რაც საშუალებას იძლევა გაზრდილი ტვირთამწეობის მქონე საბურავების გამოყენების შემთხვევაში დავაყენოთ მოცულობა ტექნიკური ტვირთებით,

შხამქიმიკატებით, მინერალური სასუქები 1 ტ-ზე მეტი წონით ოდნავ უკან უკანა ღერძიდან და გამოვიყენოთ უკან მდებარე საკიდარი მოწყობილობა. სახსრის მდებარე არეში გათვალისწინებულია ჩარჩოების ერთმანეთის მიმართ გადაადგილების შემზღუდველი მოწყობილობა როგორც ჰორიზონტალურ, ასევე ვერტიკალურ სიბრტყეში.

ზემოთ აღწერილი შეთანწყობის სქემა ხელსაყრელია ტრაქტორის მუშაობის დროს შემჭიდროებულ კომუნალურ მეურნეობებში, გრუნტების ჩაკეტილ კონტურებში, სოფლის მეურნეობაში.

[74] ნაშრომში აღნიშნულია, რომ მრავალმიზნობრივი დანიშნულების ძლიერ ენერგოგაჯერებული ენერგეტიკული საშუალებების დამუშავებები რომლებიც უპირატესად გამოიყენება მოსავლის ამღები მანქანების აგრეგატებისავთის მათი შედარებით მცირე წონით და დიდი სიმძლავრით, გააჩნიათ საკმაოდ მაღალი საკიდუნარიანობას და მაღალ მწარმოებლობას.

ამრიგად, ჯერ-ჯერობით ტრაქტორების შესახებ არსებული კონცეფციების ფარგლებში, შეუძლებელია ერთ მანქანაში იქნას შეთავსებული როგორც საწვეარის, ასევე სასოფლო-სამეურნეო იარაღების მატარებლის ფუნქცია და როგორც ენერგოსაშუალებისა, სასოფლო-სამეურნეო მანქანების სამუშაოდ სიმძლავრის ამრთმევი ლილვის მეშვეობით [87].

დადგენილია, რომ თვლის გორვას ახლავს საბურავის ელემენტების სრიალი (ანუ ნაწილობითი ბუქსაობა) საყრდენ ზედაპირთან. საბურავის დეფორმაციის განსაკუთრებულობაა სარბენი გზის სიგრძის შემცირება თვლის ნორმალური დატვირთვით დატივრთვისას.

სისტემის, «თვალი-საყრდენი ზედაპირი», ანალიზი შესაძლებლობას იძლევა გაირკვეს თალზე მოქმედი ნორმალური დატვირთვის და სალტეში ჰაერის წნევის განაწილების გავლენა სალტის ცვეთაზე და მაძრავში სიმძლავრის დაკარგვაზე 4X4 თვლის ფორმულის მქონე ტრაქტორისათვის. ამავე დროს სრულამძრავიანი მანქანის საერთო დინამიკაზე გავლენას ახდენს მგრები მომენტის განაწილება თვლების მიხედვით.

საანგარიშო დინამიკური სისტემის სქემა, რომელიც შედგენილია 4X4 ტიპის ტრაქტორისათვის, წარმოადგენს ძალური ნაკადის განშტოებულ სისტემას. სქემებში მიღებული არის შემდეგი პირობები: სალტის მასა შეეყურსულია მის პროტექტორში; სალტის დრეკადი მახასათებლები წრიული მიმართულებით დაყვანილია ტორსიონზე, რომელიც განლაგებულია ფერსოსა და ტრაქტორს შორის; თვლისა და საყრდენი ზედაპირის ურთიერთკავშირი მიმდინარეობს დრეკადი კავშირის გაუწყვეტლად; ამძრავის დემფერება წრიული მიმართულებით ნულის ტოლია; სალტის მასა და გრეხვითი სიხისტე ექვივალენტურია შესაბამისად ჯამური მასის, მარჯვენა და მარცხენა თვლების რხევითი სისტემის წონასწორობის განტოლება ჩაწერილია შემდეგი სახით:

$$\begin{aligned}
 I_{\partial} \ddot{\phi}_{\partial} &= M_{\partial} - C_1 \left( \phi_1 - \frac{\phi}{i_K i_Z} \right) - C_2 \left( \phi_2 - \frac{\phi}{i_K i_Z} \right), \\
 I_1 \ddot{\phi}_1 + C_1 \left( \phi_1 - \frac{\phi}{i_K i_Z} \right) &= -M_1, \\
 I_2 \ddot{\phi}_2 + C_2 \left( \phi_2 - \frac{\phi}{i_K i_Z} \right) &= -M_2, \\
 I_a \ddot{\phi}_a &= M_{\sigma_1} + M_{\sigma_2} M_a,
 \end{aligned} \tag{1.7}$$

სადაც,  $M_{1(2)} = \frac{\lambda_2(\lambda_1)}{\lambda_1 + \lambda_2} M(+)$   $\frac{Z_{K2}^0 K_{V2-1}}{\lambda_1 + \lambda_2}$ ,

სიმძლავრის დანაკარგი მამრავში, რომელიც ფასდება მამრავის მარგი ქმედების კოეფიციენტით  $\eta_{x4}$ , განისაზღვრება შემდეგი დამოკიდებულებით:

$$\eta_{x4} = 1 - \lambda_a \frac{M}{Z_{K2}^0} - \frac{2Z_K^0 K_{V2-1}^0}{M(\lambda_1 + \lambda_2)} - \frac{Z_{K2}^0}{M} f(G_T - G_{T1} K_{V2-1}). \tag{1.8}$$

მიღებული დამოკიდებულების ანალიზი უჩვენებს, რომ  $\eta_{x4}$  საკმაოდ დიდია კინემატიკური შეუთავსებლობის დადებითი მნიშვნელობისას. დაყვანილი მგრები მომენტის გაზრდით კი მცირდება კინემატიკური შეუთავსებლობის გავლენა მაძრავის მარგი ქმედების კოეფიციენტზე.

[152] ნაშრომში აღნიშნულია, რომ უნგრეთის კონცერნ «რაბას» მიერ გამოშვებულ ტრაქტორს «რაბა 15»-ს, რომელიც აღჭურვილია 10,7 კვტ სიმძლავრის JDA-820 მოდელის ძრავით და მზადდება ფირმა «ლომბარდინი»-ს ლიცენზიით, აქვს საწვავის ხვედრითი ხარჯი 226...289 გ/კვტ.სთ-ზე. გადახრა მინიმალური მნიშვნელობიდან შეადგენს 9 %-ს (257,5 გ/კვტ.სთ-ს საშუალოდ) (გოლდონის ფირმის ტრაქტორს «გოლდონი 718-ს, რომელსაც აქვს იუგოსლავური წარმოების ძრავი ფირმა «ლამბარდინის» ლიცენზიით – 258 გ/კვტ.სთ.).

ძირითადი სამუშაო დროის განმავლობაში მწარმოებლურობა 1 სთ-ში იცვლებოდა ზღვრებში 0,21-00,33 გ/კვტ.სთ. დიდი ხარჯი ჰქონდა ტრაქტორს TB-ПМЖ-624А (სიმძლავრე 14,5 კვტ), ხოლო ყველაზე მცირე ტრაქტორს TB-52 (სიმძლავრე 12,3 კვტ).

ძირითადი სამუშაო დროის განმავლობაში მწარმოებლურობა 1სთ-ში იცვლებოდა ზღვრებში 0,21-0,33 გრ/სთ. დიდი ხარჯი ჰქონდა ტრაქტორს TB-ПФМЖ-624 А (სიმძლავრე 14,5 კვტ), ხოლო ყველაზე მცირე ტრაქტორს TB-52 (სიმძლავრე 12,3 კვტ).

საწვავის ხარჯი საშუალოდ დაკავშირებულ ნიადაგებზე, სადაც ჩატარდა გამოცდები იყო 5,0 გრ/მ<sup>3</sup> (2,7 კვტ) (დაახლოებით იგივე 2,58 კვტ/სთ გოლდონი 718-თვის), რაც დამაკმაყოფილებელია. 6,5 გ/მ<sup>3</sup>-ზე მეტი ხარჯის შემთხვევაში არსებობს პრეტენზიები აგრეგატის "ტრაქტორი-გუთანის" მიმართ (ძრავის მიერ საწვავის დიდი რაოდენობით მოხმარება, მცირე მქვ, გუთანის დიდი წინააღმდეგობა). ამიტომ მიზანშეწონილია ორი რეჟიმის შერჩევა: ტრანსპორტირება და ხვნა.

თესვის ტექნოლოგიური ოპერაციის შესრულებისას 20 სმ სიღრმით ხვნის შემთხვევაში, საწვავის ხარჯის ნომინალური მნიშვნელობა ჰქონდა ტრაქტორს «РАБА-15»-ს, უდიდესი ხარჯი ტრაქტორს TB-52 4X4 ტიპის ტრაქტორები მათი მცირე ლიანდის (2,80 მმ) და ნაკვალევის (1500 მმ-ზე ნაკლები) გამო არ არიან

გამოყენების მხრივ მოხერხებული ორ ძირითად ტექნოლოგიაში: რიგთაშორის სამუშაოებისათვის, კარტოფილის, შაქრის ჭარხლის ასაღებად და მეზოსტნეობაში.

[155] ნაშრომში გაკეთებული ანალიზი გვიჩვენებს, რომ მსოფლიო ტრაქტორმშენებლობაში დიდი ყურადღება ექცევა წევით-ამძრავი და ამძრავი მანქანა-ტრაქტორის აგრეგატების თბური ეკონომიურობის ამაღლებას. თანამედროვე პირობებში აღნიშნული მიიღწევა: პირველი – სიმძლავრის ამრთმევი ლილვის ამძრავის კბილანურ გადაცემებში სტანდარტიზირებულ საფეხურებზე გადაცემათა რიცხვებს შორის თანაფარდობების შემცირებით. რაც იძლევა ძრავის სიჩქარული რეჟიმის დადაბლების და მსა-ს ეკონომიურობის 3 %-ით გაუმჯობესების შესაძლებლობას. მეორე – სიმძლავრის ამრთმევი ლილვის ამძრავში დამატებითი «ეკონომიური» საფეხურების შემოტანით, რომელიც იძლევა ძრავის რომელიმე სიჩქარითი რეჟიმის გამოყენებისა და აძვრითი და წევით-აძვრითი მსა-ის მცირეენერგოტევადობის სამუშაოებზე 25 %-ით სითბური ეკონომიურობის გაუმჯობესების საშუალებას (რაც, თავის მხრივ, მოითხოვს კონსტრუქციაში ჩარევას).

### 1.5. განხილული სამუშაოების კრიტიკული ანალიზი

ყველა ცნობილ სამუშაოში, რომელიც დაკავშირებულია ტრაქტორების ეფექტურობის შეფასების კვლევასთან, იკვეთება ერთი საჭირო მიმართულება – გამოიყოს ტრაქტორები არსებითად კონკრეტული ამოცანის გადასაწყვეტად და დაყარდეს ურთიერთკავშირი მათი ეფექტურობის განმსაზღვრელ ფაქტორებს შორის.

მობილური სასოფლო-სამეურნეო აგრეგატების შექმნის ერთ-ერთ პერსპექტიულ მიმართულებას წარმოადგენს უნიფიცირებული ბლოკ-მოდულების საბაზო კონსტრუქციების განვითარება, რაც საშუალებას მოგვცემს გავზარდოთ მწარმოებლურობა და უნივერსალობა, მანქანის ნიადაგზე მავნე ზემოქმედება, შევამციროთ მასალათტევადობა, საწვავის ხარჯი, ერთეული მანქანა-ტრაქტორის აგრეგატის თვითღირებულება. თუმცა უნდა აღინიშნოს, რომ სრულამძრავიანი ტრაქტორის «Massij Fergusson MF 3680» გამოცდების დროს ძირითადი ყურადღება

გამახვილდა ისეთი ურთიერდაკავშირებული პარამეტრების მიმდინარე მნიშვნელობებზე, როგორცაა: ძრავის მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირე, სიმძლავრის ამრთმევი ლილვის ბრუნვის სიხშირე, სამუშაო სიჩქარე, საწვავის ხვედრითი ხარჯი, მწარმოებლურობა, ბუქსაობა და სხვა [148].

10,7 კვტ სიმძლავრის მტა-ს გამოკვლევის შედეგებში, რომელიც ტექნიკური მონაცემებით ახლოს არის ჩვენს მიერ შერჩეული ობიექტის «Goldoni-718» მონაცემებთან, არსებითად იქნა მიღებული ისეთი მაჩვენებლები როგორცაა: მწარმოებლურობა, საწვავის კუთრი ხარჯი და საწვავის ხარჯი შესრულებული სამუშაოს ერთეულ მოცულობასთან [152]. აღინიშნება საწვავის დიდი ხარჯი და წვეის დაბალი მქვ აგრეგატ-გუთანის შემთხვევაში.

სასოფლო-სამეურნეო დანიშნულების ტრაქტორების მწარმოებლურობის შემფასებელი მაჩვენებლები პირდაპირ კავშირშია მათ მიერ შესრულებულ სამუშაოსთან (ტექნოლოგიურ პროცესთან), დროის რაღაც ერთეულ ინტერვალში.

სასოფლო-სამეურნეო ტრაქტორების ძირითად შესასრულებელ ტექნოლოგიურ ოპერაციებს წარმოადგენს ნიადაგის დამუშავება და სატრანსპორტო სამუშაოები. ტექნოლოგიური ოპერაციების ჩატარების დროს მწარმოებლურობა, როგორც ეს დადასტურებულია [151] შრომაში, ძირითადად ფასდება ძირითადი სამუშაო დროის 1 სთ-ში დამუშავებული ფართობის მიხედვით (ჰა/სთ). ტრანსპორტირების დროს მანქანა-სატრაქტორო აგრეგატის მწარმოებლურობა, სახელდობრ სატვირთო გადაზიდვების დროს ფასდება გადაზიდული ტვირთის რაოდენობის მიხედვით საშუალო სამუშაო (ტექნიკურ) სიჩქარეზე.

მანქანა-სატრაქტორო აგრეგატის მოძრაობის რეალური სიჩქარე, რომელსაც სამუშაო სიჩქარეს უწოდებენ, არსებითად არის დაკავშირებული ბუქსაობაზე დაკარგულ სიჩქარის წილზე. სამუშაო სიჩქარეს რომელიც წარმოადგენს ძირითად და შეუცვლელ მაჩვენებელს მწარმოებლობის შესაფასებლად, მას ჩვეულებრივ გამოსახვენ დამოკიდებულებით თეორიულ სიჩქარესა და ბუქსაობას შორის. ამიტომ გასაგებია, რომ მთელ რიგ სამუშაოებში დიდი ყურადღება ეთმობა ბუქსაობას და მის გამომწვევ მიზეზებს [32, 70, 148, 149, 151]. მაგალითად, როდესაც მანქანა-სატრაქტორო აგრეგატის ყველა თვალი წამყვანია, ტოლი

სტატიკური რადიუსებისა და კუთხური სიჩქარეების შემთხვევაში უკანა თვლები ბუქსაობს უფრო მეტად [149], რაც შეიძლება აიხსნას მათი გადასწრებით წინა თვლებთან შედარებით. ბუქსაობის სიდიდე შეიძლება იცვლებოდეს წვევის ძალასთან დამოკიდებულებით, რაც გამოიწვევს წვევითი ძალვის ოპტიმალური დიაპაზონის შერჩევის აუცილებლობას. გარდა ამისა, წვევითი უნარი და ბუქსაობა დამოკიდებულია წამყვანი ღერძის სტატიკურ დატვიტვაზე, რომელიც იცვლება იარაღის დაკიდების პოზიციის მიხედვით [70]. ამასთან ერთად, საჭიროა აღვნიშნოთ, რომ სიმძლავრის ყველაზე დიდი წილი, რომელიც მოიხმარება მამრავში, მოდის ბუქსაობაზე [151]. თუმცა გზის შემცირება, რომელიც უნდა გაიაროს თვალმა, დამოკიდებულია გორვის რადიუსის მიმდინარე მნიშვნელობაზე.

აღსანიშნავია, რომ არსებითი ყურადღება უნდა დაეთმოს თვლების დიამეტრების თანაფარდობის შერჩევას (წინა და უკანასი) სხვადასხვა გრუნტებისათვის, რადგან თვლების კინემატიკური შეთავსების შემთხვევაში მკვ დანაკარგების არსებობა მიუთითებს მათი კონტაქტის ზონაში სიმძლავრის დისსიპაციის არსებობაზე, ანუ გრუნტის მიერ ენერგიის შთანთქმაზე მისი თანმხლები ტრამვირებითა და სტრუქტურული ცვლილებით.

ხოლო თვით წინა და უკანა თვლების კინემატიკური შეთავსების ხასიათი დამოკიდებულია ნიადაგების შემდაგენლობაზე (გრუნტების თვისებებზე) და სხვადასხვა ტიპის ნიადაგებისათვის საჭიროებენ სხვადასხვა რეკომენდაციებს – თვლისა და გრუნტის კონტაქტის ზონაში ძვრების თვალსაზრისით. ამ მოვლენის ფიზიკური არსი მდგომარეობს იმაში, რომ წინა და უკანა თვლის გორვის პირობები განსხვავებულია, რადგან უკანა თვალის გადაადგილება უხდება წინა თვლის ნაკვალევში მოტკეპნილ გრუნტზე და ამდენად (ორივე წამყვანი ხიდის შემთხვევაში) წინა თვლის გორვის რადიუსი ნაკლებია, ხოლო გორვის წინააღმდეგობა მეტია ვიდრე უკანა თვლისა (შედარება ხდება ტოლი თავისუფალი რადიუსის მქონე წინა და უკანა ამძრავი თვლებისათვის).

პნავმატური საღტეების კვლევასთან დაკავშირებული განხილული სამუშაოების ანალიზი უჩვენებს, რომ გრუნტებისა და საღტეების ურთიერთქმედებისას არასაკმარისადაა შესწავლილი რხევითი დინამიკის

საკითხები; ეს განსაკუთრებით ეხება ნაწილობით ბუქსაობას, რაც უშუალოდ უკავშირდება სიმძლავრის (შესაბამისად სიჩქარისაც) დანაკარგებს პნევმატური სალტისა და გრუნტის დეფორმაციებით გამოწვეულ ჰისტერეზისულ პროცესებში.

დღემდე არ არის დადგენილი ერთიანი კრიტერიუმი, რომლის მიხედვითაც შესაძლებელი იქნებოდა სატრანსპორტო საშუალების გამავლობის შეფასება მისი ყველა დამახასიათებელი პარამეტრის გათვალისწინებით. ნაკლებადაა შესწავლილი გზის მიკროპროფილის შემშფოთი ზემოქმედებებით განპირობებული გრძივ-კუთხური რხევების გავლენა თვლის გორვის წინააღმდეგობაზე, განსაკუთრებით წამყვან რეჟიმში, სადაც მგრები მომენტის ცვალებადობა უშუალოდ იწვევს გორვის რადიუსის ცვალებადობას.



## თავი 2.

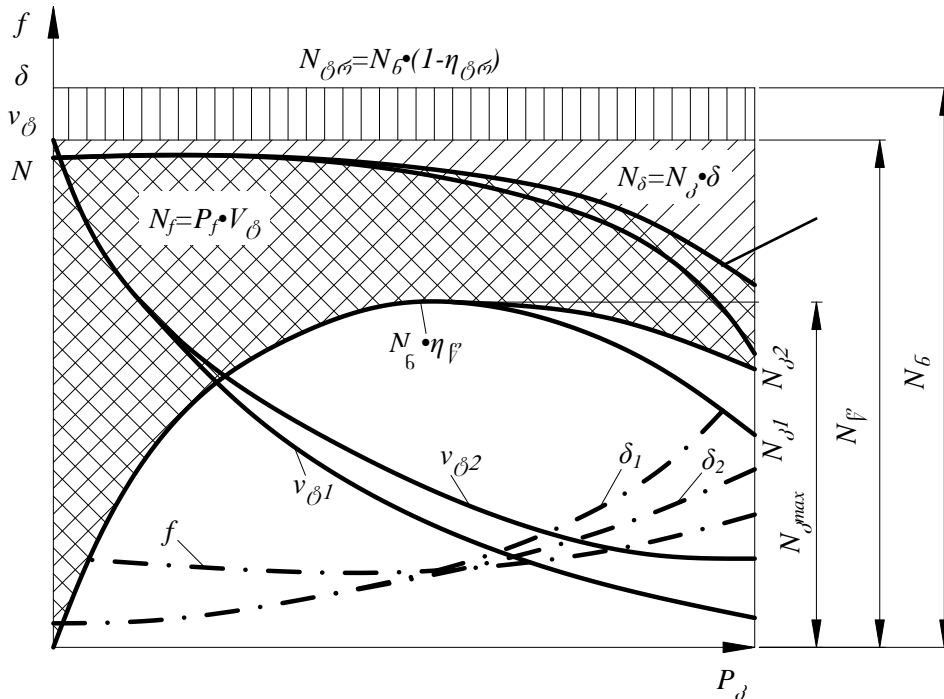
### მცირეგაბარიტიანი ტრაქტორის მათემატიკური მოდელირება

#### 2.1. მცირეგაბარიტიანი ტრაქტორის წვეთი დინამიკის ანალიზი

სატრაქტორო ძრავების ენერგეტიკულ ბალანსში საწვავის ენერჯის თითქმის ორი მესამედი მოდის ნამწვი აირებისა და გაგრილების სისტემის თბურ დანაკარგებზე; მცირე ნაწილს შთანთქავენ დამატებითი მომხმარებლები, ძირითადად – ჰიდროტუმბოები; ხოლო დანარჩენი ენერჯია კი გადაეცემა ტრანსმისიას, რომელიც ძალამრთმევი ლილვითურთ, ისევე როგორც სავალი ნაწილის ამძრავი, მუშაობს ძალიან მცირე დანაკარგებით. ამის საპირისპიროდ, მაღალი დანაკარგები აქვს სავალ სისტემას. მაგალითად, წვეთი სამუშაოების შესრულებისას იარაღამდე აღწევს ძრავის მიერ განვითარებული სიმძლავრის მხოლოდ 55%, რაც შეადგენს დიზელის საწვავის მიერ გამოყოფილი ენერჯის 20%. როგორც ცნობილია, ყველაზე მაღალი მ.ქ.კ. აღინიშნება ძალამრთმევი ლილვით ამრული იარაღების გამოყენებისას. მაგალითად, თუ ძრავის მიერ განვითარებული სიმძლავრის მხოლოდ 20% დაიხარჯება წვევაზე და დანარჩენი 80% კი – ძალამრთმევი ლილვით იარაღების აძვრაზე, მაშინ მ.ქ.კ.-ს საანგარიშო მნიშვნელობა აღწევს 83%, რაც საკმაოდ დიდია და განაპირობებს აქტიური იარაღების მნიშვნელოვან წილს სასოფლო-სამეურნეო სამუშაოებში [151]. მაგრამ სოფლის მეურნეობის ინტენსიფიკაციის პირობებში მინდვრის სამუშაოთა მნიშვნელოვანი ნაწილის შესრულება ხდება წინსვლითი მოძრაობის მაღალი სიჩქარეებით, ხოლო სავალი სისტემა ტრადიციულად მოიხმარს მასთან მიყვანილი სიმძლავრის ნახევარზე ოდნავ მეტს; ანუ წამყვანი თვლების ღერძებზე მიყვანილი სიმძლავრის თითქმის ნახევარი (36÷40%) იკარგება ბუქსაობასა (ძირითადად, ნაწილობით ბუქსაობაზე – 20÷22%) და გორვის წინააღმდეგობაზე (16÷18%), რაც მოითხოვს ახალ ტექნიკურ საშუალებებს სავალი სისტემის სრულყოფისათვის.

ტრაქტორის სიმძლავრის ბალანსის ზოგადი განტოლებიდან [117] ჩანს თუ რაზე იხარჯება ძრავის მიერ განვითარებული სიმძლავრე, რომელიც მცირეგაბარიტიანი ტრაქტორისათვის შეიძლება გამოისახოს შემდეგნაირად:

$$N_{\partial} = N_{\partial r} + NZx + N_{\delta} + N_f \pm N_j \pm N_s + N_z + N_{\partial l} \quad (2.1)$$



ნახ. 2.1. სიმძლავრის ბალანსი და წევის მახასიათებლები

სადაც,  $N_{\partial}$  – ძრავის მიერ გამომუშავებული სიმძლავრეა (თბური დანაკარგების გათვალისწინებით);  $N_{\partial r}$  – ტრანსმისიის ლილვებში ხახუნზე დაკარგული სიმძლავრეა;  $N_{\partial b}$  – ძალამრთმევი ლილვის ამძრავში ხახუნზე დაკარგული სიმძლავრეა;  $N_{\delta}$  – სიმძლავრის დანაკარგებია ბუქსაობაზე;  $N_f$  – სიმძლავრის დანაკარგებია გორვის წინააღმდეგობაზე;  $N_j$  – სიმძლავრის დანაკარგებია ქანობის წინააღმდეგობების დაძლევაზე;  $N_s$  – სიმძლავრის დანაკარგებია გზის პროფილისა და ნიადაგის სიმკვრივის უთანაბრობათა დაძლევისას წარმოქმნილ აჩქარებებზე;  $N_z$  – კაკვზე მოდებული წევის სიმძლავრეა;  $N_{\partial l}$  – ძალამრთმევი ლილვზე განვითარებული სიმძლავრეა.

აღსანიშნავია, რომ ქანობების წინააღმდეგობათა ( $N_j$ ) ინტენსივობა დაბალია და მათი კომპენსაცია შედარებით ადვილია დაღმართებზე უქმი სვლის რეჟიმის გამოყენებით; ხოლო, გზის პროფილისა და ნიადაგის სიმკვრივის უთანაბრობათა დაძლევისას წარმოქმნილი აჩქარებების ( $N_s$ ) ინტენსივობა კი მაღალია და

კომპენსირდებიან არასრულად; ამიტომაც ისინი განაპირობებენ დანაკარგებს ზემოაღნიშნულ სიმძლავრის ბალანსში. წამყვან თვლებში (მორგვსა და დისკოს შორის) დრეკადი ქურობის როლის განსაზღვრისათვის კი უფრო მნიშვნელოვანია ძალამრთმევი ლილვის გარეშე ტრაქტორის მუშაობის კერძო შემთხვევის განხილვა (იხ. ნახ.2.1) სწორ მონაკვეთზე წვეთი სამუშაოების შესრულებისას ძრავის ნომინალურ ( $N_n$ ) სიმძლავრეზე:

$$N_n = N_{ტრ} + N_{\delta} + N_f \pm N_s + N_z; \quad \text{აქედან} \quad (2.2)$$

$$N_z = N_n - N_{ტრ} - N_{\delta} - N_f = N_n \eta_{წ}, \quad (2.3)$$

სადაც,  $\eta_{წ}$  – არის წვეის მ.ქ.კ.:

$$\eta_{წ} = 1 - N_{წ}/N_n, \quad (2.4)$$

სადაც,  $N_{წ}$  – წვეის სიმძლავრეა.

წვეის სიმძლავრის დანაკარგებიდან ბუქსაობის გამორიცხვით (2.1)

ფორმულიდან მიიღება სიმძლავრის დანაკარგები წინააღმდეგობაზე ( $N_{წწ}$ ):

$$N_{წწ} = N_{ტრ} + N_z + N_f + N_q. \quad (2.5)$$

ხოლო, მოცემული კერძო შემთხვევისათვის (2.2) ფ-ლაში

$$N_{წწ} = N_{ტრ} + N_f \quad (2.6)$$

(6) ფ-ლის გათვალისწინებით მიიღება:

$$N_z \pm N_s = N_n - N_{წწ} - N_{\delta}, \quad (2.7)$$

სადაც,  $N_n - N_{წწ} = N_{წ}; \quad (2.8)$

მაშასადამე,  $N_z \pm N_s = N_{წ} - N_{\delta}. \quad (2.9)$

რადგან საერთო ბუქსაობა ძირითადად განპირობებულია გზის საფარი ზედაპირის ხარისხითა და გზის უთანაბრობებით და მათი დაძლევისას წარმოქმნილი აჩქარებების პროპორციულია  $|N_s| \propto N_{\delta}$ .

მაშასადამე, (2.9) ფ-ლიდან მიიღება:

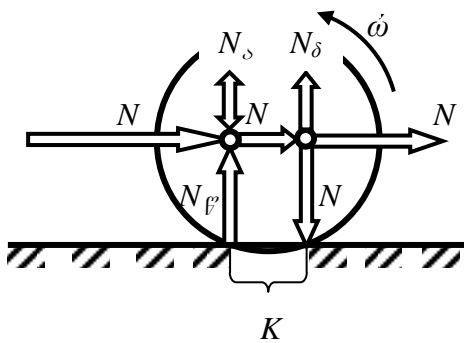
$$N_z = N_{წ} - N_{\delta} \pm N_s; \quad (2.10)$$

სადაც კავზე მოდებული სიმძლავრე ( $N_z$ ) განისაზღვრება სადატვირთვო რეჟიმებით ( $N_{წ}$ ), სავალი ნაწილის თვისებებითა ( $N_{\delta}$ ) და გზის პროფილის უთანაბრობებით ( $N_s$ ). მაშასადამე, სიმძლავრის საერთო დანაკარგების აღმოფხვრისათვის არსებითია შემცირდეს დატვირთვათა უთანაბრობების წილი სიმძლავრის ბალანსში. ამასთან,

გარემოს (გზის საფარის პროფილის, ნიადაგის ზედაპირის რელიეფის, ასევე ნიადაგის სიმკვრივისა და შინაგანი ბმის ძალების) უთანაბრობებით გამოწვეული წინააღმდეგობის აღმოფხვრა შეუძლებელია, მაგრამ შესაძლებელია მათი გავლენის შემცირება წამყვან თვლებში დრეკადი ქუროების, როგორც აღნიშნულ გარემოებათაგან გამოწვეული აჩქარებების მაკომპენსირებელ საშუალებათა გამოყენებით, რომელთა გათვალისწინებით (2.10) ფორმულა მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$N_s = N_f + N_w - N_\delta \pm N_a, \quad (2.11)$$

სადაც,  $N_w$  – დრეკად ქუროებში აკუმულირებული სიმძლავრეა, რომელიც მოაკლდება ბუქსაობასა ( $N_\delta$ ) და უთანაბრობების დაძლევისას წარმოქმნილ აჩქარებებზე ( $N_a$ ) სიმძლავრეების დანაკარგებს. მაშასადამე, სიმძლავრის ბალანსში ახალი (დადებითი) შესაკრების ( $N_w$ ) შემოტანით მცირდება აღნიშნულ სიმძლავრეთა დანაკარგები, რაც ზრდის სასარგებლო მუშაობის წილს (ნახ.2.2).



ნახ.2.2. სისტემა "დრეკადი ამძრავი – თვალი – საყრდენი ზედაპირი".

წამყვან თვლებში დრეკადი ქუროების გავლენა სიმძლავრის ბალანსზე შემდეგნაირად აიხსნება. უთანაბრობების დაძლევისას წარმოქმნილი აჩქარებებით გამოწვეული სალტის დრეკადი დეფორმაციებით განპირობებულია ნაწილობითი ბუქსაობა, რაც ძირითადი კომპონენტია სიმძლავრის დანაკარგებისა ბუქსაობაზე ( $N_\delta$ ) და რაოდენობრივად ძალიან უახლოვდება მას.

კერძოდ, დრეკადი დეფორმაციების აღდგენის სიმძლავრე სრულად არ უბრუნდება სიმძლავრის ბალანსს, რადგან სალტის დეფორმაცია წარმოიშობა იქ, სადაც მას აქვს არაპოლონომური კავშირი საყრდენ ზედაპირთან – კონტაქტის ზონაში; ხოლო თვლის ბრუნვის შედეგად სალტის დეფორმირებული ნაწილი განუწყვეტლივ განიცდის აღნიშნული კონტაქტის ზონიდან გამოსვლას და ამდენად, დეფორმაციების აღდგენა ხდება ნაწილობრივ კონტაქტის ზონის გარეთ, რაც განსაზღვრავს დეფორმაციის სიმძლავრის გაზნევას სალტის ჰისტერეზისულ პროცესში, ანუ – სიმძლავრის (ე.ი. სიჩქარისა) დანაკარგებს. ასევე, თვლის გორვის

რადიუსიც ( $R_\beta$ ) საკმაოდ განსხვავდება თავისუფალი რადიუსისაგან ( $R_\sigma$ ) და ეს განსხვავება დამოკიდებულია წვევის ( $F_\beta$ ) დინამიკაზე:

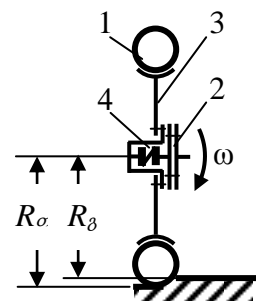
$$R_\beta = R_\sigma - F_\beta \lambda_w \psi^{-1}, \quad (2.12)$$

სადაც,  $\psi = \lambda_t / \lambda_w$  – თვლის ამძრავის ფარდობითი დამყოლობაა (მისი გაზრდა  $\lambda_t$ -ს ხარჯზე ზრდის გორვის რადიუსს);

$\lambda_w$  და  $\lambda_t$  – შესაბამისად, სალტისა (ტანგენციალური) და ტრანსმისიის ელასტურობის კოეფიციენტებია.

პნევმატურსალტიანი წამყვანი თვლის 1 მორგვსა 2 და ბადროს 3 შორის მოთავსებული დრეკადი ქუროს 4 სახით შესრულებული მოდულური ამძრავის (ანუ გრეხვითი დეფორმაციების ენერჯის მექანიკური აკუმულატორის) გამოყენებისას (ნახ.2.3) ხდება დეფორმაციების გადანაწილება სალტესა და აღნიშნულ ქუროს შორის, ანუ მათი (სალტისა და ქუროს დრეკადი ელემენტის) დეფორმაციების სიმძლავრეთა და სალტის ბუქსაობაზე დაკარგული სიმძლავრის ჯამი უტოლდება იმ სიმძლავრეთა ჯამს, რომელიც განპირობებულია გარემოს (გზის საფარი ზედაპირის, ნიადაგის ზედა შრისა და სასოფლო-სამეურნეო მანქანა-იარაღების მუშა ორგანოების ნიადაგში გავლაზე წინააღმდეგობათა) უთანაბრობებით (იხ. ნახ. 2.2). რამდენადაც გაიზრდება დრეკად ქუროში აკუმულირებული სიმძლავრის წილი ( $N_\psi$ ), იმდენადვე ის მოაკლდება ბუქსაობაზე სიმძლავრის დანაკარგებს ( $N_\delta$ ), რადგან უთანაბრობების ცვალებადობით გამოწვეული წინააღმდეგობის ( $N_{\psi\delta}$ ) შემცირებისას ქუროს დრეკად ელემენტში დეფორმაციის აღდგენით ბალანსში დაბრუნებული

სიმძლავრის ( $N_\psi$ ) შემადგენელი მებრუნე მომენტი გადაეცემა უშუალოდ თვლის დისკოს, რომლის მეშვეობით ყოველთვის მოედება საყრდენ ზედაპირთან სალტის კონტაქტის ზონაში ( $K$ ), ანუ არ გაიბნევა («არ ამოვარდება») საერთო ძალური ნაკადიდან და ამდენად, სიმძლავრის ბალანსში იძლევა შედარებით სტაბილურ დადებით მდგენელს ( $N_\psi$ ), რითაც ამცირებს აჩქარებების ცვლად მდგენელს ( $N_\delta$ )



ნახ.2.3. თვლის დრეკადი ამძრავის კინემატიკა

ტრანსმისიის ლილვებში და ბუქსაობას ( $N_8$ ) წამყვანი თვლების არაჰოლონომურ ბმებში.

## 2.2. მცირეგაბარიტიანი ტრაქტორის რხევითი სისტემის

### საანგარიშო სქემის შედგენა

ტრაქტორის მოძრაობის დინამიკის საანგარიშო სქემის შედგენისას, მის ტრანსმისიაზე გზის მიკროპროფილის უთანაბრობებით გამოწვეული შედეგების განვსაზღვრისათვის, პირობითად კეთდება დაშვებები:

- ტრაქტორი და გზა სიმეტრიულია გრძივი ვერტიკალური სიბრტყის მიმართ, რომელზეც მდებარეობს ტრაქტორის სიმძიმის ცენტრი.
- თვლების კონტაქტი გზის ზედაპირთან არის წერტილოვანი;
- ტრაქტორის რხევები მცირეა;
- მათემატიკურად მოსალოდნელი ტრაქტორის სიჩქარე მუდმივია და ემთხვევა მისი მოძრაობის სიჩქარეს.

ტრაქტორის «კორპუსი-ტრანსმისია» საანგარიშო სისტემის განხილვაზე გადასვლამდე, განვიხილოთ მისი ტრანსმისიის კინემატიკური სქემა (ნახ.2.4). ის შეიცავს საფეხურებიან სიჩქარეთა კოლოფს (სკ) ნაკადის გამანაწილებლით, განლაგებულს წინა ნახევარძარაზე და შედგება პირველადი I, შუალედური 2 და მეორადი 3 ლილვებისაგან და მათზე სამი (სხვადასხვა) სახით ჩასმული გარეშე შეჭიდულობის სწორკბილიანი კბილანებისაგან. მეორად 3 (კბილანათა ბლოკი  $Z_6-Z_8$ ) და შუალედურ 2 (კბილანა  $Z_3$ ) ლილვებზე გამოყენებულია შლიცური ჩასმა, მეორად 3 ლილვზე კბილანათა ბლოკი ( $Z_2-Z_4-Z_{11}$  და  $Z_{10}$ ) ნემსა საკისრების საშუალებით თავისუფლად არის ჩასმული გადაცემათა რიცხვი – ექვსი წინა და სამი უკანა სვლა შეჭიდულობაში მყოფი კბილანათა ნომრები, კბილთა რაოდენობა და სკ გადაცემების რიცხვები მოცემულია ცხრილში 2.1.

ძრავიდან წამოსულ ძალის ნაკადს სიჩქარეთა კოლოფი (სკ) მეორადი ლილვის საშუალებით გადასცემს ორ წინა და უკანა მთავარ გადაცემებს, რომლებიც ერთმანეთში იდენტური არიან. წინა და უკანა ხიდებში ჩასმული

წყვილი კონუსური კბილანებით შესაბამისად ( $Z_{13}$ - $Z_{14}$  და  $Z_{24}$ - $Z_{25}$ ), ამასთან უკანა ხიდზე გადაცემა ხორციელდება, უკანა მთავარი გადაცემის წამყვანი ლილვის 4 საშუალებით კარდანის ლილვით 5. შეჭიდულობაში მყოფ კბილანათა ნომრები, კბილთა რაოდენობა და მთავარი გადაცემების გადასაცემი რიცხვები მოცემულია ცხრილში 2.2.

ცხრილი 2.1.

შეჭიდულობაში მყოფ კბილანათა ნომრები. კბილთა რაოდენობა და სიჩქარეთა კოლოფის გადაცემის რიცხვი

გადაცემები	შეჭიდულობაში მყოფ კბილანათა ნომრები	შეჭიდულობაში მყოფ კბილანათა კბილების რ-ბა	KII გადაცემების რიცხვი
I	$\frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_4} \cdot \frac{Z_{10}}{Z_9}$	$\frac{30 \cdot 26 \cdot 37}{11 \cdot 15 \cdot 8}$	21·81
II	$\frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_4} \cdot \frac{Z_8}{Z_7}$	$\frac{30 \cdot 26 \cdot 28}{11 \cdot 15 \cdot 13}$	10·16
III	$\frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_4} \cdot \frac{Z_6}{Z_5}$	$\frac{30 \cdot 26 \cdot 24}{11 \cdot 15 \cdot 17}$	6·66
IV	$\frac{Z_{10}}{Z_9}$	$\frac{37}{8}$	4·625
V	$\frac{Z_8}{Z_7}$	$\frac{28}{13}$	2·153
VI	$\frac{Z_6}{Z_5}$	$\frac{24}{17}$	1·411
I <sub>ႁX</sub>	$\frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_{11}} \cdot \frac{Z_{10}}{Z_9}$	$\frac{30 \cdot 26 \cdot 37}{11 \cdot 19 \cdot 8}$	17·26
II <sub>ႁX</sub>	$\frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_{11}} \cdot \frac{Z_8}{Z_7}$	$\frac{30 \cdot 26 \cdot 28}{11 \cdot 19 \cdot 13}$	8·04
III <sub>ႁX</sub>	$\frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_{11}} \cdot \frac{Z_6}{Z_5}$	$\frac{30 \cdot 26 \cdot 24}{11 \cdot 19 \cdot 17}$	5·27

მთავარი გადაცემებს ( $Z_{13}$ - $Z_{14}$  და  $Z_{24}$ - $Z_{25}$ ) ცალ-ცალკე მოძრაობაში მოჰყავთ თვლებთა შორისი სიმეტრიული კონუსური დიფერენციალები (შესაბამისად  $D_1$  და  $D_2$ ), რომლებსაც თავის მხრივ მოჰყავთ საბოლოო გადაცემები თითოეული თვლისათვის  $Z_{15}$ - $Z_{16}$ ,  $Z_{31}$ - $Z_{30}$ ,  $Z_{29}$ - $Z_{23}$ ,  $Z_{26}$ - $Z_{27}$ ) შედგება წყვილი ცილინდრული შიგა შეჭიდულობის კბილანისაგან ერთნაირი გადაცემათა რიცხვით. შეჭიდულობაში მყოფ კბილანათა ნომრები, კბილათა რაოდენობა და გადაცემის რიცხვები მოცემულია ცხრილში 2.3.

ცხრილი 2.2.

შეჭიდულობაში მყოფ კბილანათა ნომრები, კბილათა რიცხვი და მთავარი გადაცემის რიცხვი

გადაცემა	შეჭიდულობაში მყოფ კბილანათა ნომრები	შეჭიდულობაში მყოფ კბილანათა რაოდენობა	სკ გადაცემების რიცხვი
უკანა ხიდის მთავარი გადაცემა	$\frac{Z_{25}}{Z_{14}}$	$\frac{44}{9}$	4·89
უკანა ხიდის მთავარი გადაცემა	$\frac{Z_{14}}{Z_{13}}$	$\frac{44}{9}$	4·89

უკანა მთავარი გადაცემის წამყვან ლილვზე 4 ხისტად ზის სიმძლავრის ამღები სინქრონული გადაცემის ლილვის ამძრავი კბილანა ( $Z_{20}$ ), კბილანების ნომრები, კბილათა რაოდენობა და გადაცემათა რიცხვები მოყვანილია ცხრილში 2.4.

კბილანათა ბლოკი ( $Z_2$ - $Z_4$ - $Z_{11}$ ) სიჩქარეთა კოლოფში ამავდროულად არის შუალედური ჯაჭვი მუდმივი გადაცემისათვის BOM, შეჭიდულობაში მყოფი კბილანათა ნომრები, კბილათა რაოდენობა და გადაცემის რიცხვები მოყვანილია ცხრილში 2.5.

წამყვანი თვლების ამძრავებში გათვალისწინებულია დრეკადი ქუროები, რომლებიც ამაღლებენ მათ ტანგენციალურ დამყოლობას.



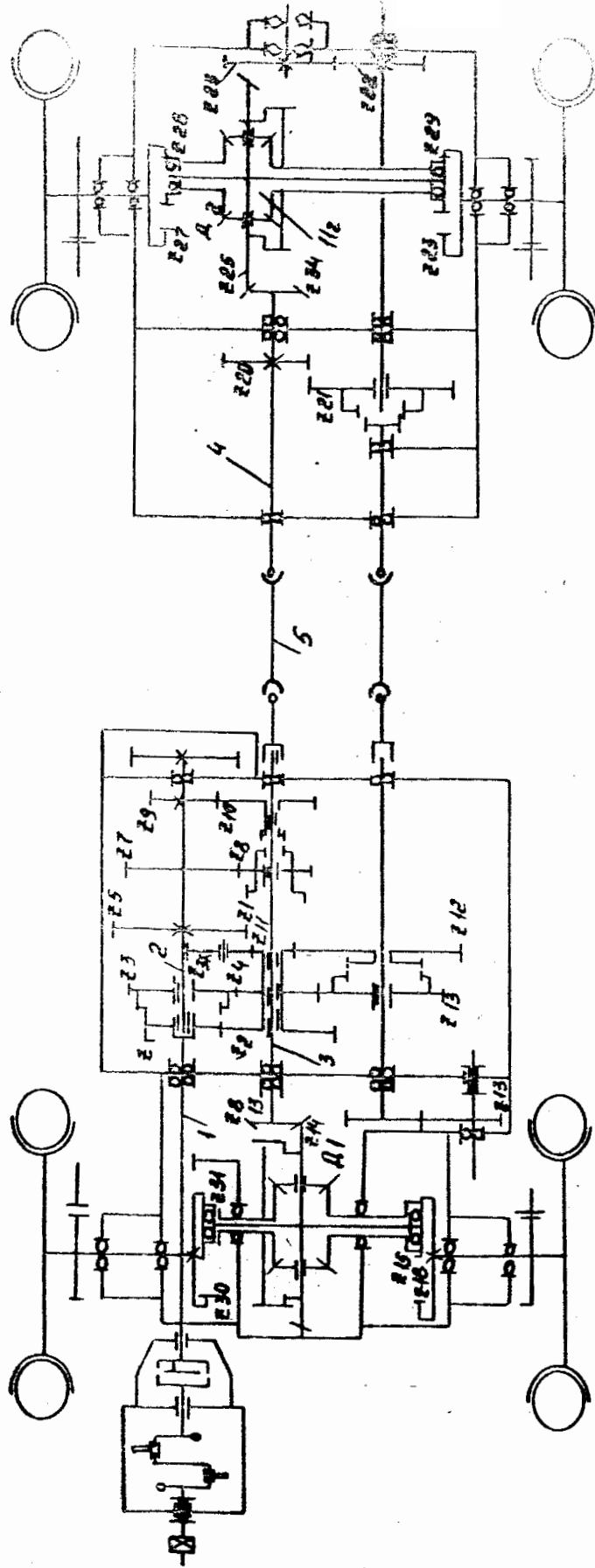
გასათვლელი დინამიური სისტემა «კორპუსი-ტრანსმისია» ზემოთ მოყვანილი თავისებურებების გათვალისწინებით მოცემულია ნახ.2.5-ზე.

$M_K$  მასის ტრაქტორის კორპუსს აქვს სამი თავისუფლების ხარისხი  $Z_K, X_K, \varphi_K$  კოორდინატების შესაბამისად. საანგარიშო სისტემაში ტრანსმისია წარმოდგენილია ექვსმასიანი რხევითი სისტემის სახით.

ცხრილი 2.3.

შექიდულობაში მყოფი კბილანების ნომრები, კბილთა რაოდენობა და საბოლოო გადაცემის რიცხვი

გადაცემა	შექიდულობაში მყოფ კბილანათა ნომრები	შექიდულობაში მყოფ კბილთა რაოდენობა	KII გადაცემების რიცხვი
მარჯვენა	$\frac{Z_{27}}{Z_{25}}$	$\frac{40}{13}$	3·077
მარცხენა	$\frac{Z_{29}}{Z_{28}}$	$\frac{40}{13}$	3·077
მარჯვენა	$\frac{Z_{31}}{Z_{30}}$	$\frac{40}{13}$	3·077
მარცხენა	$\frac{Z_{13}}{Z_{15}}$	$\frac{40}{13}$	3·077



ნახ.2.4. ტრანსფორმის “ქუთაისი-718” ტრანსმისის კონტაქტური სქემა

შექიდულობაში მყოფ კბილანათა ნომრები, კბილთა რაოდენობა და სინქრონული გადაცემის (BOM) რიცხვი

გადაცემები	შექიდულობაში მყოფ კბილანათა ნომრები	შექიდულობაში მყოფ კბილანათა კბილების რ-ბა	სკ გადაცემების რიცხვი
I	$\frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_4} \cdot \frac{Z_{10}}{Z_9} \cdot \frac{Z_{21}}{Z_{20}}$	$\frac{30 \cdot 26 \cdot 37 \cdot 22}{11 \cdot 15 \cdot 8 \cdot 22}$	21·81
II	$\frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_4} \cdot \frac{Z_8}{Z_7} \cdot \frac{Z_{21}}{Z_{20}}$	$\frac{30 \cdot 26 \cdot 28 \cdot 22}{11 \cdot 15 \cdot 13 \cdot 22}$	10·16
III	$\frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_4} \cdot \frac{Z_6}{Z_5} \cdot \frac{Z_{21}}{Z_{20}}$	$\frac{30 \cdot 26 \cdot 24 \cdot 22}{11 \cdot 15 \cdot 17 \cdot 22}$	6·66
IV	$\frac{Z_{10}}{Z_9} \cdot \frac{Z_{21}}{Z_{20}}$	$\frac{37 \cdot 22}{8 \cdot 22}$	4·625
V	$\frac{Z_8}{Z_7} \cdot \frac{Z_{21}}{Z_{20}}$	$\frac{28 \cdot 22}{13 \cdot 22}$	2·153
VI	$\frac{Z_6}{Z_5} \cdot \frac{Z_{21}}{Z_{20}}$	$\frac{24 \cdot 22}{17 \cdot 22}$	1·411
I <sub>၆X</sub>	$\frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_{11}} \cdot \frac{Z_{10}}{Z_9} \cdot \frac{Z_{21}}{Z_{20}}$	$\frac{30 \cdot 26 \cdot 37 \cdot 22}{11 \cdot 19 \cdot 8 \cdot 22}$	17·26
II <sub>၆X</sub>	$\frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_{11}} \cdot \frac{Z_8}{Z_7} \cdot \frac{Z_{21}}{Z_{20}}$	$\frac{30 \cdot 26 \cdot 28 \cdot 22}{11 \cdot 19 \cdot 13 \cdot 22}$	8·04
III <sub>၆X</sub>	$\frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_{11}} \cdot \frac{Z_6}{Z_5} \cdot \frac{Z_{21}}{Z_{20}}$	$\frac{30 \cdot 26 \cdot 24 \cdot 22}{11 \cdot 19 \cdot 17 \cdot 22}$	5·27

შეჭიდულობაში მყოფ კბილანათა ნომრები, კბილთა რაოდენობა და სიმძლავრის ამღები ლილვის გადაცემის რიცხვი

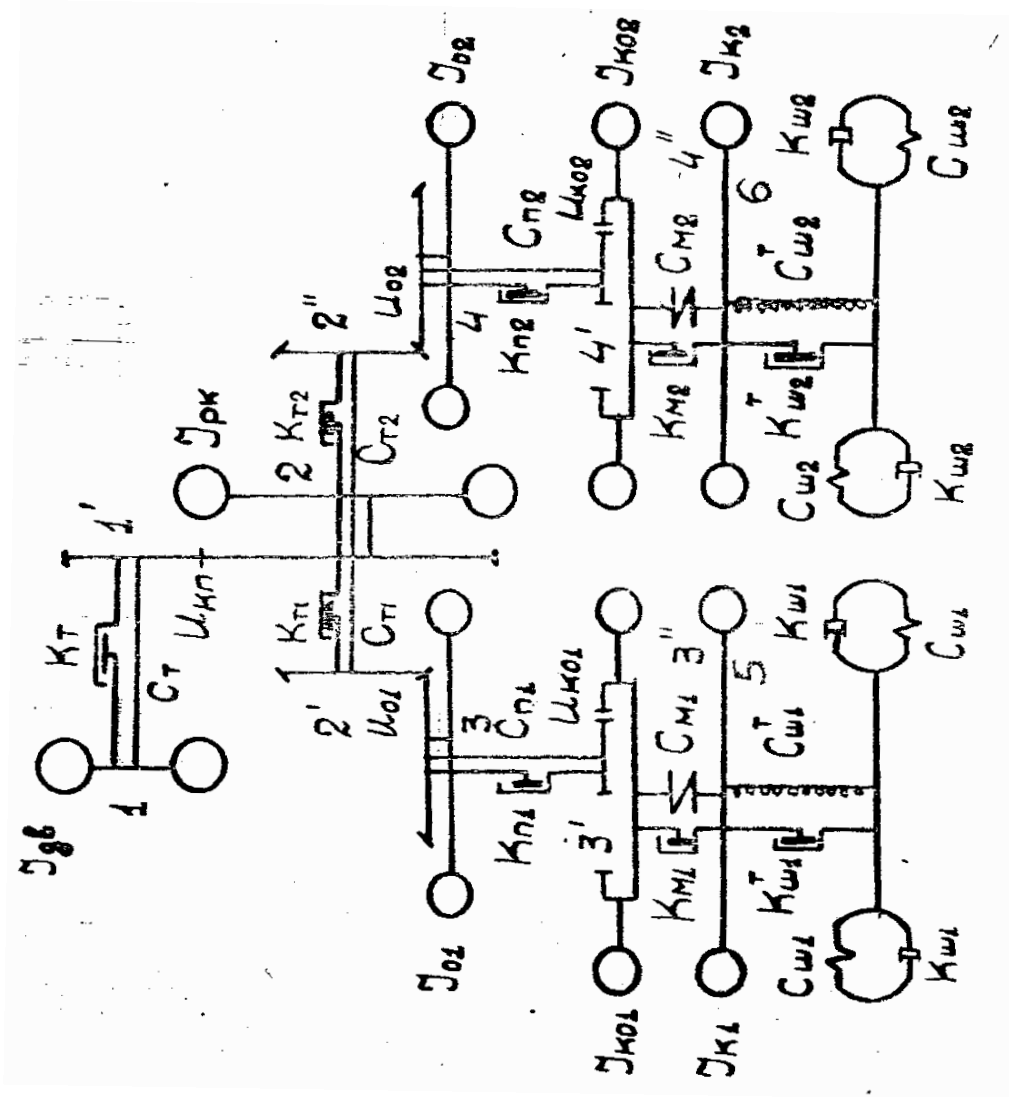
1	$\frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_{19}}{Z_4} = \frac{30 \cdot 29}{11 \cdot 15} = 5.27$	= 568 ბრ/წთ
2	$\frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_{12}}{Z_{11}} = \frac{30 \cdot 25}{11 \cdot 19} = 3.59$	= 836 ბრ/წთ

მქნევარას და გადაბმულობის მქნევარა მასები დაყვანილი ინერციის მომენტით  $I_{\text{ფერ}}$  გაერთიანებულია ერთ მქნევარა მასაში.

სიჩქარეთა კოლოფის და კარდანის ლილვების მქნევარა მასებიც დაყვანილი ინერციის მომენტით  $I_{\text{პერ}}$  გაერთიანებულია ერთ მქნევარა მასაში.

დაყვანილი პარამეტრები  $C_{\text{TIP}}$ ,  $K_{\text{TIP}}$  იმიტირებენ სიხისტეს და დემფერების კოეფიციენტს ტრანსმისიის მონაკვეთზე მქნევარიდან სიჩქარეთა კოლოფის მიმყოლ კბილა თვლამდე.  $C_{\text{TIP}}$ ,  $K_{\text{TIP}}$ ,  $C_{\text{T2IP}}$  და  $K_{\text{T2IP}}$  – შესაბამისად, ტრანსმისიის მონაკვეთზე სიჩქარეთა კოლოფის მიმყოლი კბილა თვლიდან წინა და უკანა ხიდების მთავარ გადაცემამდე. თვლების საბოლოო გადაცემების მოყვანილი მასები  $I_{\text{K01IP}}$ ,  $I_{\text{K02IP}}$  და  $I_{\text{K1IP}}$ ,  $I_{\text{K2IP}}$  ტრანსმისიასთან დაკავშირებული არიან  $C_{\text{M1IP}}$ ,  $C_{\text{M2IP}}$  და  $C_{\text{P1IP}}$ ,  $C_{\text{P2IP}}$  საშუალებით, რომლებიც იმიტირებენ წინა და უკანა ხიდების ნახევარდერძების დრეკადი ქუროების დაყვანილ სიხისტეს. მეორე მხრივ მასები  $I_{\text{K1IP}}$  და  $I_{\text{K2IP}}$ , იმ რგოლებით, რომლებიც იმიტირებენ საბურავების ტანგენციალურ სიხისტეს, დაკავშირებული არიან პირობითად უინერციო თვლებთან. დარესორების სისტემაში პირობითი უინერციო თვლები ჩვეულებრივი თვლების ანალოგიურია. ისინი დაკავშირებული არიან კორპუსთან, რომლებიც იმიტირებენ საბურავების რადიალურ და ტანგენციალურ სიხისტეს. პირობით უინერციო თვლებზე მოძრაობის პროცესში გზის მხრიდან მოქმედებენ ცვალებადი ძალები, რომლებიც გადაეცემიან ტრაქტორის კორპუსს. ცვალებადი მომენტები, გამოწვეული გზის რეაქციებით  $C_{\text{III-i}}^T$  ელემენტებით ზემოქმედებენ  $I_{\text{K-i}}$  მბრუნავ მასებზე და შემდგომ

$C_{mi}$  ელემენტით ზემოქმედებენ რა  $I_{KOi}$  დაყვანილ მასებზე მასებზე, გადაეცემა ტრანსმისიას.



ნახ.2.5. ტრაქტორის ტრანსმისიის რხევითი დინამიკური სისტემა.

## 2.3. ურთიერთდაკავშირებული სისტემის «კორპუსი-ტრანსმისია»

### მოდრაობის განტოლებების გამოყვანა

წინასწარ განვიხილოთ ტრაქტორის ექვივალენტური მასების სისტემის რხევითი მოძრაობის განტოლების გამოყვანა. ნახ. 2.5-ზე ნაჩვენებია ტრაქტორის ტრანსმისიის რხევითი დინამიკური სისტემის სქემა, რომელიც შეესაბამება მის კინემატიკურ სქემას (იხ. ნახ. 2.5).

შემოვიღოთ შემდეგი აღნიშვნები:

$I_{gb}, I_{pk}, I_{o1}, I_{o2}, I_{ko1}, I_{ko2}, I_{k1}, I_{k2}$  (ძრავის მბრუნავი მასების, მთავარი გადაცემის, ბლოკირებული დიფერენციალის, საბოლოო გადაცემის და წამყვანი თვლების) – ინერციის მომენტები;

$C_T, K_T$  - ტრანსმისიის სიხისტე და დემფერების კოეფიციენტი ძრავიდან გადაცემათა სიჩქარეთა კოლოფამდე შესაბამისად;

$C_{T1}, C_{T2}, K_{T1}, K_{T2}$  - ტრანსმისიის უბნის სიხისტეები და დემფერების კოეფიციენტები სიჩქარეთა კოლოფიდან წინა და უკანა ხიდების მთავარ გადაცემამდე - შესაბამისად;

$C_{M1}, C_{M2}, C_{M1}, C_{M2}$  - წინა და უკანა ხიდების ნახევარღერძებისა და დრეკადი ქუროების სიხისტეები, შესაბამისად;

$K_{M1}, K_{M2}, K_{M1}, K_{M2}$  წინა და უკანა ხიდების ნახევარღერძების და დრეკადი ქუროების დემფერების კოეფიციენტები, შესაბამისად;

$\theta_{ob}, \theta_{pk}, \theta_{o1}, \theta_{o2}, \theta_{ko1}, \theta_{ko2}, \theta_{k1}, \theta_{k2}$  - სისტემის მასის კუთხური კოორდინატები.

მოცემული სისტემის მასის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების გამოსაყვანად ვისარგებლოთ ლაგრანჟის მეორე გვარის დიფერენციალურ განტოლებებით

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial q_i} = 0 \quad (2.13)$$

$q_i$  - განზოგადებული კოორდინატია;  $T$  - სისტემის კინემატიკური ენერჯია;  $\Pi$  - სისტემის პოტენციური ენერჯია;  $\Phi$  - გაფანტვის ფუნქცია.

სისტემის კინემატიკური და პოტენციური ენერჯიებისათვის გამოსახულება ასე ჩაიწერება:

$$T = \frac{I_{\theta_6} \theta_{\theta_6}^2}{2} + \frac{I_{p_x} \theta_{p_x}^2}{2} + \frac{I_{\theta_{01}} \theta_{\theta_{01}}^2}{2} + \frac{I_{\theta_{02}} \theta_{\theta_{02}}^2}{2} + \frac{I_{K_{01}} \theta_{K_{01}}^2}{2} + \frac{I_{K_{02}} \theta_{K_{02}}^2}{2} + \frac{I_{K_1} \theta_{K_1}^2}{2} + \frac{I_{K_2} \theta_{K_2}^2}{2}$$

$$\begin{aligned} \Pi = & \frac{C_T (\theta_{\theta_6} - \theta'_1)^2}{2} + \frac{C_{\Pi} (\theta_{p_k} - \theta''_2)^2}{2} + \frac{C_{\theta'_1} (\theta_{\theta_{01}} - \theta'_3)^2}{2} + \frac{C_{\Pi 2} (\theta_{\theta_{02}} - \theta'_4)^2}{2} + \\ & + \frac{C_{M1} (\theta'_3 - \theta''_3)^2}{2} + \frac{C_{M2} (\theta'_4 - \theta''_4)^2}{2} \end{aligned}$$

განზოგადებულ კოორდინატებად ირჩევა სისტემის მასების მობრუნების კუთხეები  $\theta_{\theta_6}$ ,  $\theta_{p_k}$ ,  $\theta_{\theta_{01}}$ ,  $\theta_{\theta_{02}}$ ,  $\theta_{K_{01}}$ ,  $\theta_{K_{02}}$ ,  $\theta_{K_1}$  და  $\theta_{K_2}$ . სიჩქარეთა კოლოფისა და წამყვანი მთავარი გადაცემის კბილანებისა და თვლების მობრუნების კუთხეები განზოგადებული კოორდინატებით გამოისახება შემდეგნაირად:

$$\begin{aligned} \theta'_1 &= \theta_{p_k} \cdot U_{K_{\Pi}}; & \theta'_2 &= \theta_{\theta_{01}} \cdot U_{\theta_{01}}; & \theta'_2 &= \theta_{\theta_{02}} \cdot U_{\theta_{02}}; \\ \theta'_3 &= \theta_{K_{01}} \cdot U_{K_{01}}; & \theta'_4 &= \theta_{K_{02}} \cdot U_{K_{02}}; & \theta''_3 &= \theta_{K_1}; & \theta''_4 &= \theta_{K_2}; \end{aligned}$$

აღნიშნული კუბეების განსაზღვრის შემდეგ, განზოგადებული კოორდინატების საშუალებით გამოვსახავთ სისტემის დრეკადი ელემენტების დეფორმაციას:

$$\theta_{p_k} - \theta'_2 = U_{\theta_{01}} \cdot U_{K_{01}} \left( \frac{\theta_{p_k}}{\theta_{\theta_{01}} \cdot \theta_{K_{01}}} - \frac{\theta_{\theta_{01}}}{\theta_{K_{01}}} \right); \quad \theta'_3 - \theta''_3 = \theta_{K_{01}} - \theta_{K_1}$$

$$\theta_{p_k} - \theta''_2 = U_{\theta_{02}} \cdot U_{K_{02}} \left( \frac{\theta_{p_k}}{\theta_{\theta_{02}} \cdot \theta_{K_{02}}} - \frac{\theta_{\theta_{02}}}{\theta_{K_{02}}} \right); \quad \theta'_4 - \theta''_4 = \theta_{K_{02}} - \theta_{K_2}$$

$$\theta_{\theta_{01}} - \theta'_3 = U_{K_{01}} \left( \frac{\theta_{\theta_{01}}}{U_{K_{01}}} - \theta_{K_{01}} \right); \quad \theta_{\theta_{02}} - \theta'_4 = U_{K_{02}} \left( \frac{\theta_{\theta_{02}}}{U_{K_{02}}} - \theta_{K_{02}} \right);$$

შემოვიღოთ აღნიშვნები:

$$\begin{aligned} \frac{\theta_{\theta_6}}{U_{K_{\Pi}} U_{\theta_{01}} U_{K_{01}}} &= \varphi_{\theta_6}; & \frac{\theta_{\theta_{01}}}{U_{\theta_{01}} U_{K_{01}}} &= \varphi_{p_k}; & \frac{\theta_{p_k}}{U_{\theta_{02}} U_{K_{02}}} &= \varphi_{p_k}; & \frac{\theta_{\theta_{01}}}{U_{K_{01}}} &= \varphi_{\theta_{01}}; \\ \frac{\theta_{\theta_{02}}}{U_{K_{02}}} &= \varphi_{\theta_{02}}; & \theta_{K_{01}} &= \varphi_{K_{01}}; & \theta_{K_{02}} &= \varphi_{K_{02}}; & \theta_{K_1} &= \varphi_{K_1}; & \theta_{K_2} &= \varphi_{K_2}; \end{aligned}$$

$\varphi_{\delta\delta}$ ,  $\varphi_{pk}$ ,  $\varphi_{O1}$ ,  $\varphi_{O2}$ ,  $\varphi_{K01}$ ,  $\varphi_{K02}$ ,  $\varphi_{K1}$  და  $\varphi_{K2}$  – წარმოადგენენ სისტემის თვლებთან მიყვანილი მასების მობრუნების კუთხეებს. შემდეგ მივიყვანთ თვლებთან სისტემის მასების ინერციის მომენტებს და დრეკადი ელემენტების სიხისტეებს:

$$\begin{aligned} I_{\delta np} &= I_{\delta\delta} (U_{K\Pi} U_{O1} U_{K01})^2; & I_{pk np} &= I_{pk} (U_{O1} U_{K01})^2; & I_{O1\Pi p} &= I_{O1} U_{K01}^2; \\ I_{O2\Pi p} &= I_{O2} U_{K02}^2; & I_{K1\Pi p} &= I_{K1}; & I_{K2\Pi p} &= I_{K2}; \\ I_{K01\Pi p} &= I_{K01}; & I_{K02\Pi p} &= I_{K02}; \\ C_{\Pi\Pi p} &= C_T (U_{K\Pi} U_{O1} U_{K01})^2; & C_{T1\Pi p} &= C_{T1} (U_{O1} U_{K01})^2; & C_{T2\Pi p} &= C_{T2} (U_{O2} U_{K02})^2; \\ C_{\Pi1\Pi p} &= C_{\Pi1} U_{K01}^2; & C_{\Pi2\Pi p} &= C_{\Pi2} U_{K02}^2; & C_{M1\Pi p} &= C_{M1}; \\ C_{M2\Pi p} &= C_{M2}; \end{aligned}$$

სისტემის კინეტიკური და პოტენციალური ენერგიების გამოსახულება მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$\begin{aligned} T &= \frac{I_{\delta np} \dot{\varphi}_{\delta\delta}^2}{2} + \frac{I_{pk np} \dot{\varphi}_{pk}^2}{2} + \frac{I_{O1 np} \dot{\varphi}_{O1}^2}{2} + \frac{I_{O2 np} \dot{\varphi}_{O2}^2}{2} + \frac{I_{K01 np} \dot{\varphi}_{K02}^2}{2} + \frac{I_{K1 np} \dot{\varphi}_{K1}^2}{2} + \frac{I_{K2 np} \dot{\varphi}_{K2}^2}{2}, \\ \Pi &= \frac{C_{Tnp} (\varphi_{\delta\delta} - \varphi_{pk})^2}{2} + \frac{C_{T1 np} (\varphi_{pk} - \varphi_{O1})^2}{2} + \frac{C_{T2 np} (\varphi_{pk} - \varphi_{O2})^2}{2} + \frac{C_{\Pi1 np} (\varphi_{O1} - \varphi_{K01})^2}{2} + \\ &+ \frac{C_{\Pi2 np} (\varphi_{O2} - \varphi_{K02})^2}{2} + \frac{C_{M1 np} (\varphi_{K01} - \varphi_{K1})^2}{2} + \frac{C_{M2 np} (\varphi_{K02} - \varphi_{K2})^2}{2} \end{aligned}$$

აქედან შესაძლებელია გადასვლა ურთიერთდამოკიდებული «კორპუსი-ტრანსმისიის» სისტემის რხევების განტოლებების გამოყვანაზე:

ნახ.2.2 გამოსახული სისტემის კინეტიკური და პოტენციალური ენერგიები და გაფანტვის ფუნქცია ტოლია:

$$\begin{aligned} T &= \frac{M_k \dot{Z}_K^2}{2} + \frac{M_k \dot{X}_K^2}{2} + \frac{M_k \dot{\varphi}_K^2}{2} + \frac{I_{\delta np} \dot{\varphi}_{\delta\delta}^2}{2} + \frac{I_{pk np} \dot{\varphi}_{pk}^2}{2} + \frac{I_{O1 np} \dot{\varphi}_{O1}^2}{2} + \\ &+ \frac{I_{O2 np} \dot{\varphi}_{O2}^2}{2} + \frac{I_{K01 np} \dot{\varphi}_{K01}^2}{2} + \frac{I_{K02 np} \dot{\varphi}_{K02}^2}{2} + \frac{I_{K2 np} \dot{\varphi}_{K2}^2}{2}; \\ \Pi &= \frac{C_{\Pi1} \Delta_{\Pi1}^2}{2} + \frac{C_{\Pi2} \Delta_{\Pi2}^2}{2} + \frac{C_{\Pi1}^T (\varphi_1 - \varphi_{K1})^2}{2} + \frac{C_{\Pi2}^T (\varphi_2 - \varphi_{K2})^2}{2} + \frac{C_{Tnp} (\varphi_{\delta\delta} - \varphi_{pk})^2}{2} + \\ &+ \frac{C_{T1 np} (\varphi_{pk} - \varphi_{O1})^2}{2} + \frac{C_{T2 np} (\varphi_{pk} - \varphi_{O2})^2}{2} + \frac{C_{\Pi1 np} (\varphi_{O1} - \varphi_{K01})^2}{2} + \frac{C_{\Pi2 np} (\varphi_{O2} - \varphi_{K02})^2}{2} + \\ &+ \frac{C_{M1 \Pi p} (\varphi_{K01} - \varphi_{K1})^2}{2} + \frac{C_{M2 \Pi p} (\varphi_{K02} - \varphi_{K2})^2}{2} \end{aligned}$$



$$\Phi = \frac{K_{\text{III1}} \Delta_{\text{III1}}^2}{2} + \frac{K_{\text{III2}} \Delta_{\text{III2}}^2}{2} + \frac{K_{\text{III1}}^T (\varphi_1 - \varphi_{K1})^2}{2} + \frac{K_{\text{III2}}^T (\varphi_2 - \varphi_{K2})^2}{2} + \frac{K_{\text{IIP}} (\varphi_{\text{os}} - \varphi_{\text{PK}})^2}{2} +$$

$$+ \frac{K_{\text{IIP1}} (\varphi_{\text{PK}} - \varphi_{01})^2}{2} + \frac{K_{\text{IIP2}} (\varphi_{\text{PK}} - \varphi_{02})^2}{2} + \frac{K_{\text{IIP1}} (\varphi_{01} - \varphi_{K01})^2}{2} + \frac{K_{\text{IIP2}} (\varphi_{02} - \varphi_{K02})^2}{2} +$$

$$+ \frac{K_{\text{MIP1}} (\varphi_{K01} - \varphi_{K1})^2}{2} + \frac{K_{\text{MIP2}} (\varphi_{K02} - \varphi_{K2})^2}{2}$$

სადაც,  $\varphi_1$  და  $\varphi_2$  არის პირობითი თვლების მოზრუნების კუთხეები;

$\Delta_{\text{III1}}$  და  $\Delta_{\text{III2}}$  - სალტების დინამიური ნორმალური ჩაღუნვებია.

«კორპუსი-ტრანსმისია» დინამიკური სისტემის მასების მოძრაობა განიხილება შემდეგ განზოგადებულ კოორდინატებში:  $Z_K, X_K, \varphi_{\text{os}}, \varphi_{\text{PK}}, \varphi_{01}, \varphi_{02}, \varphi_{K01}, \varphi_{K02}, \varphi_{K1}, \varphi_{K2}$ .

სისტემის დრეკადი ელემენტების დეფორმაცია  $\Delta_{\text{III1}}$  და  $(\varphi_i - \varphi_{Ki})$  განზოგადებულ კოორდინატებში ბუსელის მიხედვით მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$\Delta_{\text{III1}} = q_1 - (Z_K + a\varphi_K) - r_K \varphi_{K1} d_1 + [X_K + (h_K + r_K)\varphi_K] d_1$$

$$\Delta_{\text{III2}} = q_2 - (Z_K + b\varphi_K) - r_K \varphi_{K2} d_2 + [X_K + (h_K + r_K)\varphi_K] d_2$$

$$\varphi_1 - \varphi_{K1} = \frac{X_K + (h_K + r_K)\varphi_K}{r_K} - \alpha_1 - \varphi_{K1}$$

$$\varphi_2 - \varphi_{K2} = \frac{X_K + (h_K + r_K)\varphi_K}{r_K} - \alpha_2 - \varphi_{K2}$$

«კორპუსი-ტრანსმისია» სისტემის პოტენციალური ენერგია და გაფანტვის ფუნქცია განზოგადებულ კოორდინატებში ამ ტოლობების (2.2) გათვალისწინებით ჩაიწერება შემდეგი სახით:

$$\Pi = \frac{C_{\text{III1}} \{q_1 - (Z_K + a\varphi_K) - r_K \varphi_{K1} \alpha_1 + [X_K + (h_K + r_K)\varphi_K] \alpha_1\}^2}{2} +$$

$$+ \frac{C_{\text{III1}}^T \left[ \frac{X_K + (h_K + r_K)\varphi_K}{r_K} - \alpha_1 - \varphi_{K1} \right]^2}{2} +$$

$$+ \frac{C_{\text{III2}} \{q_2 - (Z_K + b\varphi_K) - r_K \varphi_{K2} \alpha_2 + [X_K + (h_K + r_K)\varphi_K] \alpha_2\}^2}{2} +$$

$$+ \frac{C_{\text{III2}}^T \left[ \frac{X_K + (h_K + r_K)\varphi_K}{r_K} - \alpha_2 - \varphi_{K2} \right]^2}{2} + \frac{C_{\text{IIP}} (\varphi_{\text{os}} - \varphi_{\text{PK}})^2}{2} +$$

$$\begin{aligned}
& + \frac{C_{T1\Pi\Pi P}(\varphi_{PK} - \varphi_{01})^2}{2} + \frac{C_{T2\Pi\Pi P}(\varphi_{PK} - \varphi_{02})^2}{2} + \frac{C_{\Pi\Pi\Pi P}(\varphi_{01} - \varphi_{K01})^2}{2} + \\
& + \frac{C_{\Pi2\Pi\Pi P}(\varphi_{02} - \varphi_{K02})^2}{2} + \frac{C_{M1\Pi\Pi P}(\varphi_{K01} - \varphi_{K1})^2}{2} + \frac{C_{M2\Pi\Pi P}(\varphi_{K02} - \varphi_{K2})^2}{2} \\
\Phi = & \frac{K_{\Pi\Pi 1} \{ \dot{q}_1 - (\dot{Z}_K + a\dot{\varphi}_K) - r_K \dot{\varphi}_{K1} \dot{\alpha}_1 + [\dot{X}_K + (h_K + r_K)\dot{\varphi}_K] \alpha_1 \}^2}{2} + \\
& + \frac{K_{\Pi\Pi 2} \{ \dot{q}_2 - (\dot{Z}_K + b\dot{\varphi}_K) - r_K \dot{\varphi}_{K2} \dot{\alpha}_2 + [\dot{X}_K + (h_K + r_K)\dot{\varphi}_K] \alpha_2 \}^2}{2} + \\
& + \frac{K_{\Pi\Pi 1}^T \left[ \frac{\dot{X}_K + (h_K + r_K)\dot{\varphi}_K}{r_K} - \dot{\alpha}_1 - \dot{\varphi}_{K1} \right]^2}{2} + \\
& + \frac{K_{\Pi\Pi 2}^T \left[ \frac{\dot{X}_K + (h_K + r_K)\dot{\varphi}_K}{r_K} - \dot{\alpha}_2 - \dot{\varphi}_{K2} \right]^2}{2} + \frac{K_{\Pi\Pi P} (\dot{\varphi}_{06} - \dot{\varphi}_{PK})^2}{2} + \\
& + \frac{K_{T1\Pi\Pi P} (\dot{\varphi}_{PK} - \dot{\varphi}_{01})^2}{2} + \frac{K_{T2\Pi\Pi P} (\dot{\varphi}_{PK} - \dot{\varphi}_{02})^2}{2} + \frac{K_{\Pi\Pi\Pi P} (\dot{\varphi}_{01} - \varphi_{K01})^2}{2} + \\
& + \frac{K_{\Pi2\Pi\Pi P} (\dot{\varphi}_{02} - \dot{\varphi}_{K02})^2}{2} + \frac{K_{M1\Pi\Pi P} (\dot{\varphi}_{K01} - \dot{\varphi}_{K1})^2}{2} + \frac{K_{M2\Pi\Pi P} (\dot{\varphi}_{K02} - \dot{\varphi}_{K2})^2}{2}
\end{aligned}$$

(2.13) ფორმულის თანახმად განვსაზღვროთ დიფერენციალური გამოსახულებები

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} - \frac{\partial \Phi}{\partial q_i} \quad (2.14)$$

ლაგრანჟის განტოლებებში მათი ჩასმით მივიღებთ დიფერენციალურ განტოლებათა სისტემას, რომელიც აღწერს «კორპუსი-ტრანსმისია» დინამიკური სისტემის მასების რხევით მოძრაობებს (ნახ.2.6):

$$\begin{aligned}
& I.M_K \ddot{Z}_K - C_{\Pi\Pi 1} \{ q_1 - (Z_K + a\varphi_K) - r_K \varphi_{K1} \alpha_1 + [X_K + (h_K + r_K)\varphi_K] \alpha_1 \} - \\
& - C_{\Pi\Pi 2} \{ q_2 - (Z_K + b\varphi_K) - r_K \varphi_{K2} \alpha_2 + [X_K + (h_K + r_K)\varphi_K] \alpha_2 \} - \\
& - K_{\Pi\Pi 1} \{ \dot{q}_1 - (\dot{Z}_K + a\dot{\varphi}_K) - r_K \dot{\varphi}_{K1} \dot{\alpha}_1 + [\dot{X}_K + (h_K + r_K)\dot{\varphi}_K] \alpha_1 \} \\
& - K_{\Pi\Pi 2} \{ \dot{q}_2 - (\dot{Z}_K + b\dot{\varphi}_K) - r_K \dot{\varphi}_{K2} \dot{\alpha}_2 + [\dot{X}_K + (h_K + r_K)\dot{\varphi}_K] \alpha_2 \} = 0 \\
& 2.M_K \ddot{X}_K + \alpha_1 C_{\dot{R} 1} \{ q_1 - (Z_K + a\varphi_K) - r_K \varphi_{K1} \alpha_1 + [X_K + (h_K + r_K)\varphi_K] \alpha_1 \} + \\
& + \frac{C_{\dot{R} 1}^T}{r_K} \left( \frac{X_K + (h_K + r_K)\varphi_K}{r_K} - \alpha_1 - \varphi_{K1} \right) + \\
& + \alpha_2 C_{\dot{R} 2} \{ q_2 - (Z_K + b\varphi_K) - r_K \varphi_{K2} \alpha_2 + [X_K + (h_K + r_K)\varphi_K] \alpha_2 \} +
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + \frac{C_{III2}^T}{r_K} \left( \frac{X_K + (h_K + r_K)\varphi_K}{r_K} - \alpha_2 - \varphi_{K2} \right) + \\
& + \dot{\alpha}_1 K_{III1} \{ \dot{q}_1 - (\dot{Z}_K + a\dot{\varphi}_K) - r_K \dot{\varphi}_{K1} \dot{\alpha}_1 + [\dot{X}_K + (h_K + r_K)\dot{\varphi}_K] \dot{\alpha}_1 \} + \\
& + \dot{\alpha}_2 K_{III2} \{ \dot{q}_2 - (\dot{Z}_K + b\dot{\varphi}_K) - r_K \dot{\varphi}_{K2} \dot{\alpha}_2 + [\dot{X}_K + (h_K + r_K)\dot{\varphi}_K] \dot{\alpha}_2 \} \\
& + \frac{K_{III1}^T}{r_K} \left( \frac{\dot{X}_K + (h_K + r_K)\dot{\varphi}_K}{r_K} - \dot{\alpha}_1 - \dot{\varphi}_{K1} \right) + \frac{K_{III2}^T}{r_K} \left( \frac{\dot{X}_K + (h_K + r_K)\dot{\varphi}_K}{r_K} - \dot{\alpha}_2 - \dot{\varphi}_{K2} \right) = 0
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& 3. I_K \ddot{\varphi}_K + \alpha C_{\bar{R}1} \{ q_1 - (Z_K + a\varphi_K) - r_K \varphi_{K1} \alpha_1 + [X_K + (h_K + r_K)\varphi_K] \alpha_1 \} + \\
& + \alpha_1 C_{\bar{R}1} (h_K + r_K) \{ q_1 - (Z_K + a\varphi_K) - r_K \varphi_{K1} \alpha_1 + [X_K + (h_K + r_K)\varphi_K] \alpha_1 \} + \\
& + b C_{\bar{R}2} \{ q_2 - (Z_K + b\varphi_K) - r_K \varphi_{K2} \alpha_2 + [X_K + (h_K + r_K)\varphi_K] \alpha_2 \} + \\
& + \alpha_2 C_{\bar{R}2} (h_K + r_K) \{ q_2 - (Z_K + b\varphi_K) - r_K \varphi_{K2} \alpha_2 + [X_K + (h_K + r_K)\varphi_K] \alpha_2 \} + \\
& + (h_K + r_K) \frac{C_{\bar{R}1}^T}{r_K} \left( \frac{X_K + (h_K + r_K)\varphi_K}{r_K} - \alpha_1 - \varphi_{K1} \right) + \\
& + (h_K + r_K) \frac{C_{\bar{R}2}^T}{r_K} \left( \frac{X_K + (h_K + r_K)\varphi_K}{r_K} - \alpha_2 - \varphi_{K2} \right) - \\
& + \alpha K_{\bar{R}1} \{ \dot{q}_1 - (\dot{Z}_K + a\dot{\varphi}_K) - r_K \dot{\varphi}_{K1} \dot{\alpha}_1 + [\dot{X}_K + (h_K + r_K)\dot{\varphi}_K] \dot{\alpha}_1 \} + \\
& + \dot{\alpha}_1 (h_K + r_K) K_{\bar{R}1} \{ \dot{q}_1 - (\dot{Z}_K + a\dot{\varphi}_K) - r_K \dot{\varphi}_{K1} \dot{\alpha}_1 + [\dot{X}_K + (h_K + r_K)\dot{\varphi}_K] \dot{\alpha}_1 \} + \\
& + b K_{\bar{R}2} \{ \dot{q}_2 - (\dot{Z}_K + b\dot{\varphi}_K) - r_K \dot{\varphi}_{K2} \dot{\alpha}_2 + [\dot{X}_K + (h_K + r_K)\dot{\varphi}_K] \dot{\alpha}_2 \} + \\
& + \alpha_2 (h_K + r_K) K_{\bar{R}2} \{ \dot{q}_2 - (\dot{Z}_K + b\dot{\varphi}_K) - r_K \dot{\varphi}_{K2} \dot{\alpha}_2 + [\dot{X}_K + (h_K + r_K)\dot{\varphi}_K] \dot{\alpha}_2 \} + \\
& + \frac{K_{\bar{R}1}^T (h_K + r_K)}{r_K} \left( \frac{\dot{X}_K + (h_K + r_K)\dot{\varphi}_K}{r_K} - \dot{\alpha}_1 - \dot{\varphi}_{K1} \right) + \\
& + \frac{K_{\bar{R}2}^T (h_K + r_K)}{r_K} \left( \frac{\dot{X}_K + (h_K + r_K)\dot{\varphi}_K}{r_K} - \dot{\alpha}_2 - \dot{\varphi}_{K2} \right) = 0
\end{aligned}$$

$$4. I_{\delta\theta\eta\rho} \ddot{\varphi}_{\delta\theta} + C_{\Pi\Pi\rho} (\varphi_{\delta\theta} - \varphi_{pk}) + K_{\Pi\Pi\rho} (\varphi_{\delta\theta} - \varphi_{pk}) = 0$$

$$\begin{aligned}
& 5. I_{pk\rho} \ddot{\varphi}_{pk} - C_{\Pi\Pi\rho} (\varphi_{\delta\theta} - \varphi_{pk}) + C_{T1\Pi\rho} (\varphi_{pk} - \varphi_{01}) + C_{T2\Pi\rho} (\varphi_{pk} - \varphi_{02}) - \\
& - K_{\Pi\Pi\rho} (\varphi_{\delta\theta} - \varphi_{pk}) + K_{T1\Pi\rho} (\varphi_{pk} - \varphi_{01}) + K_{T2\Pi\rho} (\varphi_{pk} - \varphi_{02}) = 0
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& 6. I_{01\Pi\rho} \ddot{\varphi}_{01} - C_{T1\Pi\rho} (\varphi_{pk} - \varphi_{01}) + C_{\Pi\Pi\rho} (\varphi_{01} - \varphi_{K01}) - \\
& - K_{T1\Pi\rho} (\varphi_{pk} - \varphi_{01}) + K_{\Pi\Pi\rho} (\varphi_{01} - \varphi_{K01}) = 0
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& 7. I_{02\Pi\rho} \ddot{\varphi}_{02} - C_{T2\Pi\rho} (\varphi_{pk} - \varphi_{02}) + C_{\Pi2\Pi\rho} (\varphi_{02} - \varphi_{K02}) - \\
& - K_{T2\Pi\rho} (\varphi_{pk} - \varphi_{02}) + K_{\Pi2\Pi\rho} (\varphi_{02} - \varphi_{K02}) = 0
\end{aligned}$$

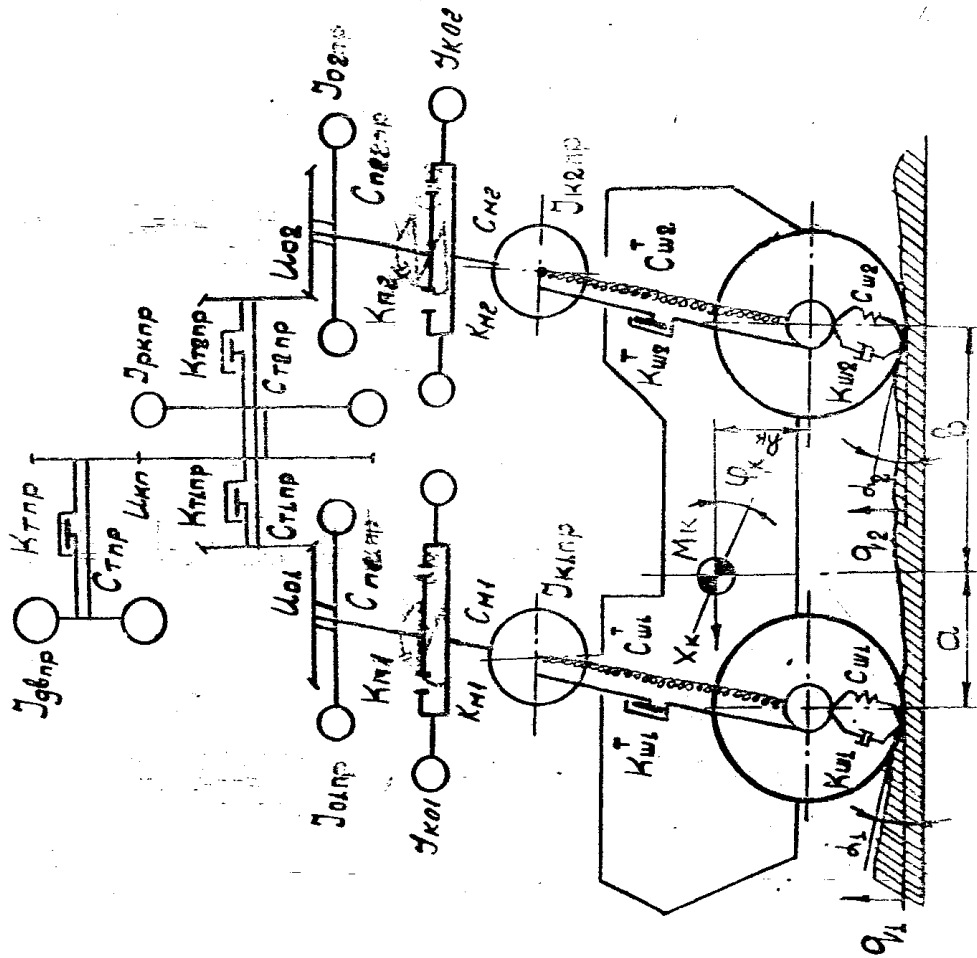
$$\begin{aligned}
& 8. I_{K01\Pi\rho} \ddot{\varphi}_{01} - C_{\Pi\Pi\rho} (\varphi_{01} - \varphi_{K01}) + C_{M\Pi\Pi\rho} (\varphi_{K01} - \varphi_{K1}) - \\
& - K_{\Pi\Pi\rho} (\varphi_{01} - \varphi_{K01}) + K_{M\Pi\Pi\rho} (\varphi_{K01} - \varphi_{K1}) = 0
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& 9. I_{K02\Pi P} \varphi_{02} - C_{\Pi 2\Pi P} (\varphi_{02} - \varphi_{K02}) + C_{M2\Pi P} (\varphi_{K02} - \varphi_{K2}) - \\
& - K_{\Pi 2\Pi P} (\varphi_{02} - \varphi_{K02}) + K_{M2\Pi P} (\varphi_{K02} - \varphi_{K2}) = 0 \\
& 10. I_{K1\Pi P} \ddot{\varphi}_{K1} - \alpha_1 r_K C_{\dot{R}1} \{q_1 - (Z_K + a\varphi_K) - r_K \varphi_{K1} \alpha_1 + [X_K + (h_K + r_K) \varphi_K] \alpha_1\} + \\
& + C_{\dot{R}1}^T \left( \frac{X_K + (h_K + r_K) \varphi_K}{r_K} - \alpha_1 - \varphi_{K1} \right) - C_{M1\Pi P} (\varphi_{K01} - \varphi_{K1}) - \\
& - \dot{\alpha}_1 r_K K_{\dot{R}1} \{\dot{q}_1 - (\dot{Z}_K + a\dot{\varphi}_K) - r_K \dot{\varphi}_{K1} \dot{\alpha}_1 + [\dot{X}_K + (h_K + r_K) \dot{\varphi}_K] \dot{\alpha}_1\} - \\
& - K_{\dot{R}1}^T \left( \frac{\dot{X}_K + (h_K + r_K) \dot{\varphi}_K}{r_K} - \dot{\alpha}_1 - \dot{\varphi}_{K1} \right) - K_{M1\Pi P} (\dot{\varphi}_{K01} - \dot{\varphi}_{K1}) = 0 \\
& 11. I_{K2\Pi P} \ddot{\varphi}_{K2} - \alpha_2 r_K C_{\dot{W}2} \{q_2 - (Z_K + a\varphi_K) - r_K \varphi_{K2} \alpha_2 + [X_K + (h_K + r_K) \varphi_K] \alpha_2\} + \\
& + C_{\dot{W}2}^T \left( \frac{X_K + (h_K + r_K) \varphi_K}{r_K} - \alpha_2 - \varphi_{K2} \right) - C_{M2\Pi P} (\varphi_{K02} - \varphi_{K2}) - \\
& - \dot{\alpha}_2 r_K K_{\dot{W}2} \{\dot{q}_2 - (\dot{Z}_K + b\dot{\varphi}_K) - r_K \dot{\varphi}_{K2} \dot{\alpha}_2 + [\dot{X}_K + (h_K + r_K) \dot{\varphi}_K] \dot{\alpha}_2\} - \\
& - K_{\dot{W}2}^T \left( \frac{\dot{X}_K + (h_K + r_K) \dot{\varphi}_K}{r_K} - \dot{\alpha}_2 - \dot{\varphi}_{K2} \right) - K_{M2\Pi P} (\varphi_{K02} - \varphi_{K2}) = 0 \\
& F_{\dot{W}1} = C_{\dot{W}1} \{q_1 - (Z_K + a\varphi_K) - r_K \varphi_{K1} \alpha_1 + [X_K + (h_K + r_K) \varphi_K] \alpha_1\} + \\
& + K_{\dot{W}1} \{\dot{q}_1 - (\dot{Z}_K + b\dot{\varphi}_K) - r_K \dot{\varphi}_{K1} \dot{\alpha}_1 + [\dot{X}_K + (h_K + r_K) \dot{\varphi}_K] \dot{\alpha}_1\}; \\
& F_{\dot{W}2} = C_{\dot{W}2} \{q_2 - (Z_K + a\varphi_K) - r_K \varphi_{K2} \alpha_2 + [X_K + (h_K + r_K) \varphi_K] \alpha_2\} + \\
& + K_{\dot{W}2} \{\dot{q}_2 - (\dot{Z}_K + b\dot{\varphi}_K) - r_K \dot{\varphi}_{K2} \dot{\alpha}_2 + [\dot{X}_K + (h_K + r_K) \dot{\varphi}_K] \dot{\alpha}_2\}; \\
& T_i = \frac{C_{\dot{W}i}^T}{r_K} \left( \frac{X_K + (h_K + r_K) \varphi_K}{r_K} - \alpha_i - \varphi_{Ki} \right) - \frac{K_{\dot{W}i}^T}{r_K} \left( \frac{\dot{X}_K + (h_K + r_K) \dot{\varphi}_K}{r_K} - \dot{\alpha}_i - \dot{\varphi}_{Ki} \right), \\
& (i=1;2)
\end{aligned}$$

შემოვიღოთ შემდეგი აღნიშვნები:

$$\begin{aligned}
M_T &= C_{\Pi P} (\varphi_{\delta s} - \varphi_{pk}) + K_{\Pi P} (\varphi_{\delta s} - \varphi_{pk}) \\
M_{Ti} &= C_{\Pi P} (\varphi_{pk} - \varphi_{oi}) + K_{\Pi P} (\varphi_{pk} - \varphi_{oi}) \quad (i=1;2) \\
M_{\Pi i} &= C_{\Pi P} (\varphi_{oi} - \varphi_{K0i}) + K_{\Pi P} (\varphi_{oi} - \varphi_{K0i}) \quad (i=1;2) \\
M_{Mi} &= C_{M\Pi P} (\varphi_{K0i} - \varphi_{Ki}) + K_{M\Pi P} (\varphi_{K0i} - \varphi_{Ki}) \quad (i=1;2)
\end{aligned}$$

მიღებულ განტოლებებში გათვალისწინებულია დინამიკური ნორმალური რეაქციის მხოლოდ გრძივი შემადენელი. საჭიროა შემოვიღოთ ასევე სტატიკური ნორმალური რეაქციის გრძივი მდგენელი და თვლის გორვის წინააღმდეგობის ძალის დინამიური მდგენელი.



ნახ.2..6. საანგარიშო დინამიკური სისტემა «ვორპულს-ტრანსმისია».

თვლის მოძრაობისას უსწორმასწორო ზედაპირზე გზის ჯამური ნორმალური რეაქციის გრძივი მდგენელი ტოლია

$$T_{\alpha i} = (F_{\text{ში}} + F_{\text{შოტი}}) \cdot \alpha \quad (2.15)$$

გორვის წინააღმდეგობის ძალის დინამიური შემადგენელი ტოლია

$$T_{pi} = f_k F_{\text{ში}} \quad (2.16)$$

შემოღებული დამატებების გათვალისინებით მიიღება განტოლებათა სისტემა

1.  $M_K \ddot{Z}_K - F_{\text{შ1}} - F_{\text{შ2}} = 0$
2.  $M_K \ddot{X}_K + T_{\alpha 1} + T_{\alpha 2} + T_1 + T_2 + T_{f1} + T_{f2} = 0$
3.  $I_K \ddot{\phi}_K - aF_{\text{შ1}} - bF_{\text{შ2}} + (h_K + r_K)(T_{\alpha 1} + T_{\alpha 2} + T_1 + T_2 + T_{f1} + T_{f2}) = 0$
4.  $I_{\text{ფიპ}} \ddot{\phi}_{\text{ფ}} + M_T = 0$
5.  $I_{\text{რკიპ}} \ddot{\phi}_{\text{რკ}} - M_T + M_{T1} + M_{T2} = 0$
6.  $I_{\text{ოიპ}} \ddot{\phi}_{\text{ო1}} - M_{T1} + M_{\text{ი1}} = 0$
7.  $I_{\text{ოიპ}} \ddot{\phi}_{\text{ო2}} - M_{T2} + M_{\text{ი2}} = 0$

$$8. I_{K01IP} \dot{\phi}_{K01} - M_{\Pi 1} + M_{M1} = 0$$

$$9. I_{K02IP} \dot{\phi}_{K02} - M_{\Pi 2} + M_{M1} = 0$$

$$10. I_{K1IP} \dot{\phi}_{K1} - M_{M1} - r_K (T_{\alpha 1} + T_1 + T_{f1}) = 0$$

$$11. I_{K2IP} \dot{\phi}_{K2} - M_{M2} - r_K (T_{\alpha 2} + T_2 + T_{f2}) = 0$$

## 2.4. არაპოლონომური ბმების ასახვა წევით ბალანსში

(წევითი დინამიკა არაპოლონომური ბმებით)

წინა პარაგრაფში გამოყვანილ ურთიერთდაკავშირებული «კორპუსი-ტრანსმისია-მამრავი» კვაზინულოვანი რხევითი დინამიკური სისტემის მოძრაობის განტოლებების ამოხსნა გაძნელებულია იმ მიზეზით, რომ დეფორმაციის სიჩქარეთა ნამრავლი დემფერების კოეფიციენტის მუდმივ მნიშვნელობაზე არასაკმარისად აღწერს ენერგიის გაბნევის პროცესს და იწვევს განსაკუთრებით დიდ ცდომილებებს, როცა დაყვანილი მასების რაოდენობა აჭარბებს სამს. იმისათვის, რომ უკეთესად იქნეს წარმოდგენილი ენერგიის გაბნევა ნაწილობრივ ბუქსაობაზე მამრავისა და გზის არაპოლონომურ კავშირებში, ანუ წამყვანი თვლების დრეკად ამძრავებში დრეკადი ქუროების გავლენა ამ პროცესზე, მიზანშეწონილია განისაზღვროს გორვის რადიუსის მიმდინარე მნიშვნელობა, მის შემადგენლობაში ცვლადი მდგენელის შემოღებით, წვევის ძალის ან და საგზაო ზემოქმედებების ცვლად მნიშვნელობათა სახით.

ერთმანისან დინამიკურ საანგარიშო სისტემაში «კორპუსი-ტრანსმისია-მამრავი აღნიშნულ ფაქტორთა გათვალისწინება და გზის პროფილის მხები ძალების აპროქსიმაცია შესაძლებელია წევით ბალანსში

$$F_{\varphi} + F_i - F_f - F_{\delta} - F_g - F_p = 0 \quad (2.17)$$

სადაც,  $F_{\varphi} = M_t / r_K$  - წვევის მხები ძალაა;

$$F_i = I_t \cdot V^2 / h \cdot r_K^2 \cdot \text{Sign} \alpha - \text{ინერციის მხები ძალაა};$$

$$F_f = f_K G \cos \alpha - \text{გორვის წინააღმდეგობის ძალაა};$$

$F_g = G \sin \alpha$  – ქანობის წინააღმდეგობის მხევი ძალა;

$F_p = S(K - \varepsilon V^2)$  – გუთნის წინააღმდეგობის ძალა

$V$  – წინსვლითი მოძრაობის (სამუშაო) სიჩქარე;

$M_t$  – ტრანსმისიიდან ნახევარ-  
ღერძზე მოდებული მაბრუნე მომენ-  
ტია;

$R$  – გზის პროფილის სიმრუდის  
რადიუსია;

$G = M_K \cdot g$  – ტრაქტორის წონაა;

$S$  – გუთნის მოდების ფართია;

$K$  – გუთნის კუთრი წინააღმდე-  
გობაა ნიადაგის პლასტის განიკვეთის ფართის ერთეულზე;

$\varepsilon$  – ძალური კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს გრუნტისა და მუშა  
ორგანოების თვისებებს.

გორვის წინააღმდეგობის კოეფიციენტი დამოკიდებულია სალტის ჩაღუნვაზე  
მისი განმარტებისათვის განიხილება კერძო შემთხვევა, როცა  $a=0$ , რაც იძლევა  
ფუნქციას, რომლის არგუმენტია გორვის რადიუსი (ნახ. 2.7.):

$$F_f = G \cos \beta \cdot \sin \beta \quad (2.18)$$

სადაც პირობითად,  $\cos \beta \cdot \sin \beta = f_k$ , ანუ  $f_k = \sqrt{1 - (r_k / r_0)^2} \cdot r_k / r_0$ .

ამასთან, გორვის რადიუსის განმსაზღვრელ (2.12) ფორმულაში ტრანსმისიის  
ფარდობითი სიხისტის კოეფიციენტის შეყვანით მიიღება:

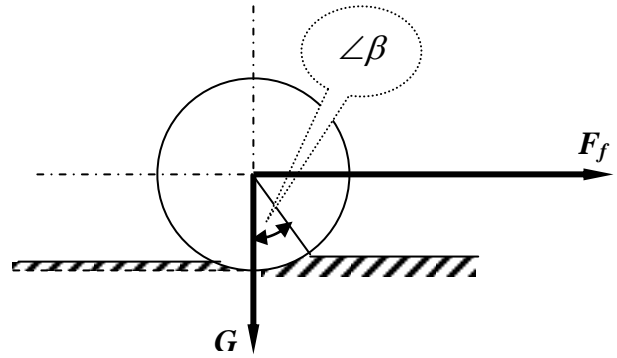
$$r_k = r_0 - \lambda C_r F_t \quad (2.19)$$

სადაც,

$C_r = C_t / C_{III}^T$  – ტრანსმისიის ფარდობითი სიხისტეა;

$C_t$  – ტრანსმისიის დაყვანილი სიხისტეა;

$\lambda = 1 / C_{III}^T$  – სალტის ტანგენციალური ელასტიურობაა.



ნახ.2.7

## 2.5. მცირეგაბარიტიანი ტრაქტორის დინამიკის საანგარიშო

### განტოლებების გამოყვანა

იმისათვის, რომ უკეთ იქნეს წარმოდგენილი ენერჯის გაბნევა (დისიპაცია/ დისპერსია) ამძრავების (თვლების) ნაწილობით ბუქსაობაზე და დრეკადი ქუროების ფუნქციური დანიშნულება მათ ამძრავში გრეხვითი დამყოლობის ამაღლების მიზნით, მიზანშეწონილია გორვის რადიუსზე მათი გავლენის ასახვა დიფერენციალურ განტოლებათა სისტემაში, რომლებიც აღწერენ «კორპუსი-ტრანსმისია» საანგარიშო დინამიკური სისტემის (იხ. ნახ. 2.8) მოქმედების ხასიათს დეფორმირებად და პირობითად ერთგვაროვან გრუნტზე ხვნის რეჟიმში:

$$\left\{ \begin{array}{l} 1. I_1 \ddot{\phi}_1 = M - C_{12}(\phi_1 - \phi_2) - K_{12}(\phi_1 - \phi_2); \\ 2. I_2 \ddot{\phi}_2 = C_{12}(\phi_1 - \phi_2) + K_{12}(\phi_1 - \phi_2) - r_K P_K (i\eta)^{-1}; \\ 3. I_a \ddot{\phi}_a = (P_K - P_f - C_X X - K_X \dot{X}) - P_p (h_1 - h_2) - [c_z (q - z) + K_z (\dot{q} - \dot{z})](b - a) - \\ - (c_z \phi_a + K_z \dot{\phi}_a)(a^2 + b^2); \\ 4. m\ddot{Z} = (c_z \phi_a + K_z \dot{\phi}_a)(b - a) - 3[c_z (q - z) + K_z (\dot{q} - \dot{z})]; \\ 5. m\ddot{X} = P_K - P_f - C_X X - K_X \dot{X}. \end{array} \right. \quad (2.20)$$

სადაც,

$$I_2 = mV^2 \phi_2^{-2} + \Sigma I_j \phi_j^2 \quad j = \overline{1, n};$$

$$I_a = mV^2 \phi_a^{-2};$$

$$P_K = C_{12}[(\phi_1 - \phi_2)r_K + X] + K_{12}[(\phi_1 - \phi_2)r_K + \dot{X}];$$

$$P_f = mg(f \cos \alpha + \sin \alpha);$$

$$P_p = h_p b_p (K_p + \varepsilon V^2);$$

$$V = \dot{\phi}_2 r_K i^{-1} - \dot{X} \operatorname{sign} \dot{q};$$

$$r_K = 0,5 \left[ r_Z + (r_Z^2 - 4M_f \lambda C_{12} C_K^{-1} \psi \delta^{-1})^{0,5} \right];$$

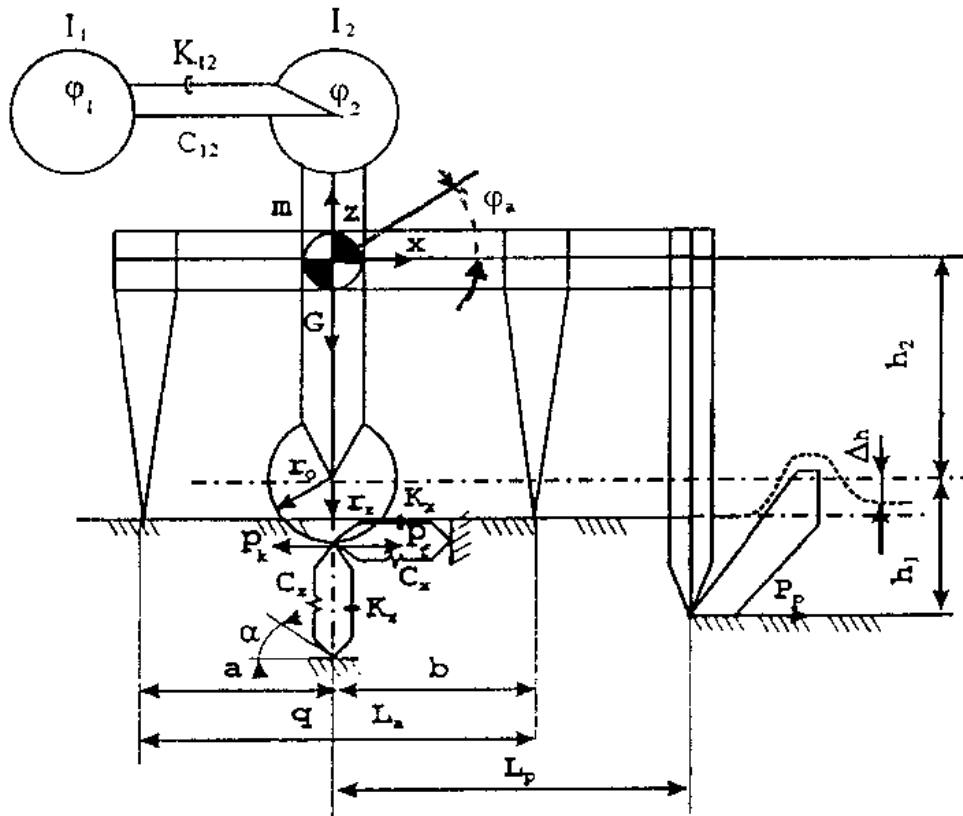
$$r_Z = r_0 - mg C_X^{-1} - q + z;$$

$$h_K = h_1 + r_K; \quad h_p = h_2 + r_K;$$

როგორც ზემოთ მოყვანილი გამოსახულებებიდან ჩანს, ტრანსმისიის დაყვანილი სიხისტის შემცირება (თვლების ამძრავში დრეკადი ქუროების გამოყენებით) ცვლადი დატვირთვების დროს იწვევს გორვის რადიუსის გაზრდას. ამის შედეგად, იზრდება წინსვლითი მოძრაობის სიჩქარე და გუთნის



წინააღმდეგობის ძალა (სიმძლავრის რეალიზაცია), ხოლო მცირდება ტრანსმისიის დინამიკური დატვირთულობა (დამოლობის ამაღლების ხარჯზე). ამრიგად, იზრდება ტრაქტორის მწარმოებლობა, ასევე, იზრდება სტატიკური და მცირდება დინამიკური მდგენელები ტრანსმისიის დატვირთულობისა. სისტემის გამარტივება შესაძლებელია იმ დაშვებით, რომ ტრაქტორის სიჩქარე დაბალია და კორპუსის რხევები უგულვებელყოფილია, ხოლო თვლები პირობითად განიხილება, როგორც არადრეკადი და მათი რადიუსები ერთნაირია.



ნახ.2.8. საანგარიშო დინამიკური სისტემა "კორპუსი-ტრანსმისია"

$$\begin{cases}
 I_1 \ddot{\phi}_1 - K_{t2}(\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_1) - C_{12}(\phi_2 - \phi_1) = -\frac{M \cos \alpha}{|\cos \alpha|}; \\
 2.I_2 \ddot{\phi}_2 + K_{t2}(\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_1) + C_{12}(\phi_2 - \phi_1) - \frac{K_{23}K_X}{K_{23} + K_X} \left( \frac{\dot{X}}{r_K} - \dot{\phi}_2 \right) - \frac{C_{23}C_X}{C_{23} + C_X} \left( \frac{X}{r_K} - \phi_2 \right) = 0 \\
 3.m\ddot{X} + \frac{K_{23}K_X}{(K_{23} + K_X)r} \left( \frac{\dot{X}}{r_K} - \dot{\phi}_2 \right) + \frac{C_{23}C_X}{C_{23} + C_X} \left( \frac{X}{r_K} - \phi_2 \right) = mg(\sin \alpha + f \cos \alpha); \\
 4.m\ddot{X} \sin 2\alpha + 2mg \cos \alpha = 2K_z h + 2C_z \dot{h}; \\
 5.I_2 \ddot{\phi}_2 + K_{t2}(\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_1) + C_{12}(\phi_2 - \phi_1) = \frac{z_K}{\gamma} (z_0 - z_K - h);
 \end{cases} \quad (2.21)$$

$$\text{სადაც, } X = \frac{1}{m} \sin 2\alpha [2(K_z \dot{h} + C_z h) - 2mg \cos \alpha]$$

$$1. \frac{d\varphi_2}{dT} = F_2 = \frac{1}{I_1} \left[ K_{12}(\varphi_4 - \varphi_2) + C_{12}(\varphi_3 - \varphi_1) + M \frac{\cos \alpha}{|\cos \alpha|} \right];$$

$$2. \frac{d\varphi_4}{dT} = F_4 = \frac{1}{I_2} \left[ \frac{K_{23}K_X}{K_{23} + K_X} (\varphi_6 - \varphi_4) + \frac{C_{23}C_X}{C_{23} + C_X} (\varphi_5 - \varphi_3) - K_{12}(\varphi_4 - \varphi_2) - C_{12}(\varphi_3 - \varphi_1) \right];$$

$$3. \frac{d\varphi_6}{dT} = F_6 = \frac{1}{m} \left[ mg(\sin \alpha + f \cos \alpha) - \frac{K_{23}K_X}{(K_{23} + K_X)r} (\varphi_6 - \varphi_4) - \frac{C_{23}C_X}{(C_{23} + C_X)\varphi_9} (\varphi_5 - \varphi_3) \right];$$

$$4. \frac{d\varphi_6}{dT} = F_6 = \frac{1}{2m \sin 2\alpha} [2(K\varphi_8 + C\varphi_7) - 2mg \cos \alpha];$$

$$5. \frac{d\varphi_4}{dT} = F_6 = \frac{1}{I_2} \left[ \frac{\varphi_9}{\gamma} (r_0 - \varphi_9 - \varphi_7) - K_{12}(\varphi_4 - \varphi_2) - C_{12}(\varphi_3 - \varphi_1) \right];$$

სადაც გამოყენებულია ჩასმები:

$$\varphi_1 \rightarrow \varphi_1; \quad \dot{\varphi}_1 \rightarrow \varphi_2; \quad \varphi_2 \rightarrow \varphi_3; \quad \dot{\varphi}_2 \rightarrow \varphi_4; \quad X \rightarrow \varphi_5; \quad \dot{X} \rightarrow \varphi_6; \quad h \rightarrow \gamma_7; \quad \dot{h} \rightarrow \gamma_8.$$

### თავის მოკლე დასკვნები

2.1. დამუშავებულია მცირეგაბარიტიანი თვლიანი ტრაქტორის მოძრაობის დინამიკის ამსახველი მათემატიკური მოდელები, რომლებიც აღწერენ «კორპუსი-ტრანსმისია» დინამიკურ სისტემაში მიმდინარე პროცესებს.

2.2. დამუშავებული კვლევის რიცხვით მეთოდებით განსაზღვრულია გორვის წინააღმდეგობასა და ნაწილობით ბუქსაობაზე თვლების ამძრავისა და ტრანსმისიის დრეკად-დემფერული პარამეტრების გავლენა.

2.3. ტრანსმისიის დაყვანილი სიხისტის შემცირება, ხოლო მასთან შედარებით თვლების ამძრავების დრეკად-მადემფერებელი თვისებების (დამყოლობის) გაუმჯობესება თვლების მორგებასა და დისკებს შორის დრეკადი ელემენტების (კომპაქტური დრეკადი ქუროების) შეტანით აუმჯობესებს მანქანა-სატრაქტორო აგრეგატის წევა-ჩაჭიდების მაჩვენებლებს და საექსპლოატაციო თვისებებს მთლიანად, ამცირებს ტრანსმისიის დინამიკურ დატვირთვებს და ზრდის სამუშაო სიჩქარეს ტრანსპორტირებისა და ხვნის რეჟიმებში.

### თავი 3.

#### დეფორმირებად გრუნტზე ტრაქტორის გამავლობის კვლევა

##### 3.1. გამავლობის შეფასებითი მაჩვენებლების ანალიზი

გამავლობა, ეს არის მობილური მანქანების საექსპლოატაციო თვისება, რომელიც განისაზღვრება ისეთი თვისებათა ერთობლიობით, როგორებიცაა საყრდენ-დროითი, წევით-ჩაჭიდებითი, კონსტრუქციულ-საგზაო, მობრუნებადობა და აგროტექნიკური [22, 26].

მობილური მანქანების გადაადგილების შესაძლებლობის განსაზღვრისათვის კონკრეტულ ნიადაგობრივ პირობებში ფართოდ გამოიყენება გამოსახულება:

$$K_{\beta} \varphi - f > tga \quad (3.1)$$

სადაც,

$K_{\beta}$  – მობილური მანქანის წონის ჩაჭიდების კოეფიციენტი;

$\varphi$  – ჩაჭიდების კოეფიციენტი;

$f$  – გორვის წინააღმდეგობის კოეფიციენტი;

$a$  – ქანობის კუთხეა.

მიუხედავად ამ გამოსახულების სიმარტივისა და თვალსაჩინოებისა, მას გააჩნია ზოგიერთი ნაკლოვანებები, როგორიცაა:

-  $K_{\beta}$  და  $\varphi$  ახასიათებენ წამყვანი თვლების გრუნტთან ჩაჭიდების მაქსიმალურად შესაძლებელ და არა მიმდინარე მნიშვნელობებს;

$f$ -ით ხასიათდება ჯამური მნიშვნელობა ( $f=f_{\beta}+f_s$ ) გორვის წინააღმდეგობის კოეფიციენტებისა  $f_{\beta}$  და  $f_s$ , რომლებიც თავის მხრივ ახასიათებენ დანაკარგებს. დაკავშირებულთ შესაბამისად ცვალებადი გრუნტოვანი გარემოსა დაპნევმატური სალტის დეფორმაციებთან;

გრუნტში თვლების ჩაფლობისას იმაზე მეტად, ვიდრე გზის საშუქია, მცირდება ჩაჭიდების წონა და ჩნდება მოძრაობის დამატებითი წინააღმდეგობა, გამოწვეული გრუნტზე კორპუსის სრიალით და მობილური მანქანების ბულდოზერული ეფექტით, რაც  $f$  კოეფიციენტში გათვალისწინებული არ არის.

ამდენად, გამავლობის ზემოთხსენებული განსაზღვრების შესაბამისად, მიღებულია გამავლობის ცნებაში ჩაირთოს მობილურ მანქანათა შემდეგი ხუთი ტიპის თვისებათა კომპლექსი:

- 1) საყრდენ-დროითი თვისებები – ახასიათებენ სავალი ნაწილის მზიდუნარიანობას გრუნტთან მათი ურთიერთქმედების პერიოდში და განაპირობებენ კვალის სიღრმეს, რომელიც გამოიყენება განზოგადებულ მაჩვენებლად. ეს თვისებები ფასდება ისეთი მაჩვენებლებით, როგორცაა თვლების საშუალო და მაქსიმალური დაწნევების გრუნტზე მათი ურთიერთქმედების პერიოდში;
- 2) წევით-ჩამჭიდი თვისებები – ფასდებიან სამი საზომით:  $f$  – გორვის წინააღმდეგობის კოეფიციენტით (გრუნტისა მამრავისადმი),  $\varphi$  – ჩაჭიდების კოეფიციენტით (მამრავებისა გრუნტთან) და  $\delta$  – ბუქსაობის კოეფიციენტით. ეს თვისებები (გორვის წინააღმდეგობა, გრუნტთან ჩაჭიდება და ბუქსაობა) განიხილებიან საკუთარი მაჩვენებლებით საყრდენ-დროითი თვისებების საზომების სხვადასხვა მნიშვნელობის დროს.
- 3) კონსტრუქციულ-საგზაო თვისებები-ახასიათებენ მობილური მანქანის უნარს გადაადგილდნენ დაჭაობებულ და გადანოტივებულ გრუნტებზე ბუღდოზერული ეფექტის წარმოქმნისა და შესრულებული სამუშაოს ხარისხის გაუარესების გარეშე ადგილობრივი რელიეფის უთანაბრობების გადალახვის დროს.
- 4) მობრუნებადობა- ფასდება მობრუნების უმცირესი რადიუსით, რომლის დროსაც არ ხდება გამავლობის დაკარგვა გაზრდილი ბუქსაობისა და გრუნტში მამრავების დამატებითი ჩაღრმავების მიზნით მოხვევის პერიოდში (ე.ი. რომელიც არ ხდება მამრავთა ბუქსაობისა და გრუნტში ჩაღრმავების გაზრდის მიზეზი).
- 5) აგროტექნიკური თვისებები – განისაზღვრებიან მამრავების მიერ გრუნტის მოთელვა-შემჭიდროებით გამოწვეული სასოფლო-სამეურნეო კულტივატორების მოსავლის დანაკარგებით. აგროტექნიკური გამავლობის

მთავარ საზომებს წარმოადგენენ ნიადაგზე დაწნევა და ძაბვათა ველების სითანაბრე.

თვლიანი მცირეგაბარიტიანი ტრაქტორების მთავარი პრობლემაა ბუქსაობა 18-23 %. საშუალო და მძიმე ნიადაგებზე (განსაკუთრებით ბუსნოზე და ყამირზე) ხვნის დროს ხშირია 100 % ბუქსაობის შემთხვევები პნევმატური სალტებიანი საბურავებით ხვნის რეჟიმში; ამავე დროს. ჩაჭიდების გაუმჯობესების მიზნით თვალზე მოდებული ნორმალური დატვირთვის გაზრდა ბალასტების გამოყენებით – გორვის მცირე რადიუსის გამო – იწვევს თვლების ჩაფლობას ნიადაგში ამის შედეგად კი გორვის წინააღმდეგობის გაზრდას და ნიადაგის თელვას, რასაც თან ახლავს ენერჯის ხარჯის გადიდება და ეკოლოგიური პირობების გაუარესება. მის გამო ხვნის პირობების გაუმჯობესება მცირეგაბარიტიანი ტრაქტორის წვეით-ჩამჭიდი ფართის გაზრდით წარმოადგენს სამეურნეო და ტექნიკურ ამოცანას.

ნიადაგთან თვლების კონტაქტის ფართი დამოკიდებულია სალტების ზომებზე, მათში ჰაერის წნევაზე, პროტექტორის ნახატის ფორმასა და ზომებზე. ნიადაგში თვლების ჩაფლობის სიღრმეზე. გადაგორებაზე გაწეული წინააღმდეგობის ძალა დამოკიდებულია ყველა თვალზე მოდებული დატვირთვის ძალაზე, წამყვან და მიმმართველ თვლებს შორის მის გადანაწილებაზე, სალტების დეფორმაციასა და მათ მასალაში შინაგან ხახუნზე. აგრეთვე გრუნთის თვისებებზე.

გრუნტის ან გზის საფარის თვისებები არსებით გავლენას ახდენენ თვლიანი სავალი სისტემის წვეით თვისებებზე და ხასიათდებიან შემეგი მაჩვენებლებით:

- დეფორმაციის მოდულით  $E=q/z$ , რომელიც განსაზღვრავს გარეგანი ნორმალური დატვირთვისადმი ნიადაგის წინააღმდეგობას. რაც უფრო მეტია ის, მით ნაკლებია თვლების ქვემოთ ნაკვალევის სიღრმე და ნაკლებია თვლების გორვისადმი წინააღმდეგობა.
- თვლების დატვირთვის ( $z$ ) დამოკიდებულება კუთრი წნევისაგან ( $q$ ) და წინააღმდეგობის ძალის ( $Pf$ ) ცვლილება თვლების დატვირთვისაგან ( $z$ ) დამოკიდებულებით.

- შინაგანი ხახუნის კოეფიციენტით ( $tg\phi$ ), რომელიც განსაზღვრავს თვლის დამტვირთავი მასის ხარჯზე აღძრული ჩაჭიდების ძალის წილს, რაც უფრო მეტია ის მით მეტია ჩაჭიდების ძალა:

$$X = X_1 + X_2 = Q_1 tg\phi + cb_2 l_2 \quad (3.2)$$

- წამყვანი თვლების ბუქსაობა ( $\delta$ ) ხასიათდება ძვრისადმი ნიადაგის მაქსიმალური წინააღმდეგობით ( $Z_{max}$ ).
- მამრავისადმი წინააღმდეგობის ( $\tau$ ) დამოკიდებულებით ჰორიზონტალურ გადაადგილებაზე ( $x$ ) მკვრივი (თიხა) და ფხვიერი (სილა) დიანადებისათვის;
- ნიადაგის ჩაჭიდებით ( $C$ ), რომელიც განსაზღვრავს წვევის ძალის იმ წილს, რომელიც დამოკიდებულია ნიადაგთან თვლის კონტაქტის ფართზე.

ძვრისადმი წინააღმდეგობის ( $\tau$ ) დამოკიდებულება კუთრი წნევისაგან ( $q$ ) განისაზღვრება მორი-კულონის განტოლებით:

$$\tau = C + qtg\phi \quad (3.3)$$

სადაც,  $\phi$  – შინაგანი ხახუნის კუთხეა.

საღებში ჰაერის წნევა განსაზღვრავს მისი დეფორმაციის სიდიდეს. ნიადაგთან, გრუნტთან ან გზის საფართან მისი კონტაქტის ფართს; რაც უფრო ნაკლებია ჰაერის წნევა, მით მეტია საღების დეფორმაცია და გზასთან მისი კონტაქტის ფართი, ხოლო ამის შედეგად, მეტია ჩაჭიდების ძალა, ნაკლებია წნევა ნიადაგზე, კვალის სიღრმე და გორვის წინააღმდეგობა. მაგრამ ამასთანავე იზრდება საღების მასალაში შინაგან ხახუნზე დანაკარგები და მისით გამოწვეული გორვის წინააღმდეგობა. შემცირებულია გრუნტჩამჭიდების წნევა და მათი ჩაღრმავება ნიადაგში, ასევე ჩაჭიდების ძალა. ეს წინააღმდეგობრიობა მოითხოვს საღებში ჰაერის ოპტიმალური წნევის შერჩევას ნიადაგის ყოველი სახეობისა და გრუნტისა და გზის სახვადასხვა მდგომარეობისათვის, რომლებიც მითითებულია ტრაქტორების ექსპლუატაციის ინსტრუქციებში.

წამყვან თვლებზე დატვირთვების შეცვლა შეიძლება დამატებითი ტვირთების (ბალასტების) დაყენებით, სალტეების სითხით შევსებით, საკიდი იარაღებით მუშაობისას თვლების დამტვირთველების გამოყენებით. თვლების დატვირთვის გადიდება მოითხოვს სალტეებში ჰაერის წნევის გადიდებას.

წინა წამყვანი ხიდის ან ერთნაირი ზომის სრულამძრავიანი სავალი სისტემის გამოყენება ხელს უწყობს წვეთი თვისებების გაუმჯობესებას, რამდენადაც ხდება წამყვან ხიდებზე მოსული წონის რეალიზება, რომელიც ემატება ჯამურ წნევის ძალას; ასევე, იზრდება გრუნტთან წამყვანი თვლების კონტაქტის ფართი.

სუსტ მზიდუნარიანობის გრუნტებზე უმჯობესია დიდი ზომის სალტეების გამოყენება ჰაერის დაბალი წნევით, რადგანაც ამ დროს იზრდება ნიადაგთან კონტაქტის ფართი. ძალიან ნოტიო ნიადაგებზე (მაგალითად, ბრინჯის ყანებში) იყენებენ სპეციალურ სალტეებს, რომლებიც ამალავენ ნიადაგის ძვრისადმი წინააღმდეგობას და ამცირებენ სალტეების პროტექტორების ამოქოლვას. ნიადაგთან სალტის კონტაქტის გასაუმჯობესებლად იყენებენ ნახევრადმუხლუხა სვლას, ასევე, შეწყვილებულ ან გასამკეცებულ თვლებსაც.

წვეთი, სიჩქარული და ეკონომიკური შესაძლებლობების შეფასებისათვის მოძრაობის სიჩქარის, სათბობის ხარჯისა, მისაბმელის ბუქსაობის შესაძლებლობისა და ა.შ. განსაზღვრის პრაქტიკული ამოცანების გადასაწყვეტად საჭიროა მოძრაობის განტოლებათა შედგენა. ზოგად შემთხვევაში მოძრაობის განტოლებას აქვს სახე:

$$G \cdot f_a = \sum_1^n R_{xi} - \sum_1^n R_{fi} - R_\delta - P_{KP} - P_i - P_w - P_x, \quad (3.4)$$

სადაც,  $G_a$  არის მობილური მანქანის წონა;

$f_a$  – გორვის წინააღმდეგობის კოეფიციენტი;

$g$  – თავისუფალი ვარდნის აჩქარება;

$\sum_1^n R_{xi}$  – თვალზე გრუნტის ტანგენციული რეაქციების ჯამია;

$\sum_1^n P_{fi}$  – სალტეების გრუნტზე გადაგორებისადმი წინააღმდეგობის ძალების

ჯამია;

$R_\delta$  – გრუნტის ბულდოზერული წინააღმდეგობაა;

$R_{R_x}$  – მობილური მანქანის კორპუსის გრუნტზე ხახუნის ძალაა;

$P_i$  – აღმართის წინააღმდეგობის ძალაა;

$P_W$  – ჰაერის წინააღმდეგობის ძალაა;

$P_{KP}$  – მობილური მანქანის კაკვზე მოდებული ძალაა.

თუკი ჩათვლით, რომ ტრაქტორის შემთხვევაში  $P_W = 0$  და აგრეთვე, წამყვანი თვლებისათვის  $f_u$  თავისებურების გათალისწინებით მიიღება

$$\sum_1^n R_{xi} = \sum_1^n R_{fG} + \sum_1^n R_{fT} + R_\delta + P_{KX} + P_i, \quad (3.5)$$

ან გამლილი სახით

$$K_\phi \cdot \phi \cdot G_a \cdot \cos \alpha \geq G_a f_G \cdot \cos \alpha + (1 - K_P) G_a f \cos \alpha + G_a (f_K + f_\delta) \cos \alpha + G_a \sin \alpha, \quad (3.6)$$

(3.6) განტოლების ყველა წევრის ( $G_a \cdot \cos \alpha$ )-ზე გაყოფის შემთხვევაში მივიღებთ:

$$K_\phi \cdot \phi \geq f_G + (1 - K_P) f_T + f_K + f_\delta + tg \alpha, \quad (3.7)$$

სადაც,

$f_K$  – თვლების გრუნტზე გორვის წინააღმდეგობის კოეფიციენტი;

$K_g$  – თვლების გრუნტთან ჩაჭიდების გამოყენების კოეფიციენტი;

$$K_\phi = \left( K_P - \frac{R_{KZ}}{G_a} \right) \sum_1^n \frac{M_{Ki}}{z_0} \sum_1^n P_{zi} \phi_{zi}$$

იმ პირობით, რომ  $M_{K-i} \leq z_0 \cdot \phi_i \cdot P_{Z-i}$ , (3.7) უტოლობა შეიძლება განვიხილოთ როგორც ავტომობილის გამავლობის კრიტერიუმი.

მექანიკური თვისებების გასაშუალოებული მაჩვენებლების მქონე გრუნტებზე ავტომობილის გამავლობის რაოდენობრივი შეფასებისათვის გამოყენება (3.2)-ის ანალოგიური გამოსახულება

$$\Pi_0 = tg \alpha_{\max} = K_P \cdot \phi - f, \quad (3.8.)$$



(3.8) გამოსახულებიდან დაზუსტებული სახით მივიღებთ:

$$\Pi = \operatorname{tg} \alpha_{\max} = K \cdot \varphi - f_g - f_K - f_\delta - (1 - K_P) F_T, \quad (3.9)$$

სადაც,  $\Pi$  – გამავლობის მაჩვენებელია.

გამავლობის მაჩვენებელი რაოდენობრივად ტოლია მოცემულ გრუნტზე აღმართის მაქსიმალური კუთხის ტანგენსისა ან ჩაჭიდების მიხედვით კუთრი წევის ძალისა, რომელიც შეიძლება გამოყენებული იქნას სხვადასხვა წინააღმდეგობათა გადალახვაზე, გაქანებაზე და ა.შ. რაც მეტია  $\Pi$ -ს მნიშვნელობა, მით უფრო მაღალია მობილური მანქანის გამავლობა. (3.9) გამოსახულება იძლევა ნათელ წარმოდგენას ავტომობილის გამავლობის დონის შესახებ გარკვეულ გრუნტულ პირობებში. იგივე მიზნისთვის ზოგჯერ გამოიყენებენ შემდეგ გამოსახულებას [63]:

$$\Pi' = \frac{(M_\varphi - M_f)}{M_\varphi}, \quad (3.10)$$

სადაც,

$M_\varphi$  და  $M_f$  - შესაბამისად, თვლების გრუნტთან ჩაჭიდების მომენტი და გორვის წინაღობის მომენტი.

ეს მაჩვენებელი წარმოდგენას იძლევა მომენტის გამოყენების ხარისხზე, რომელიც რეზერვში რჩება.  $\Pi'$  იცვლება 0-დან 1-მდე; რაც მეტია  $\Pi'$ , მით უფრო მაღალია გამავლობა. მაჩვენებელი  $\Pi'$  მოსახერხებელია ერთნაირი გრუნტის პირობებში რამდენიმე მობილური მანქანის გამავლობის შედარებისათვის. მაგრამ ის მოუხერხებელია მობილური მანქანის რამდენიმე სხვადასხვაგვარ გრუნტებზე გამავლობის შედარებითი შეფასებისას.

ზოგიერთ შემთხვევაში [63] მობილური მანქანის რბილ გრუნტზე გამავლობის შეფასება ხდება რამდენიმე ფარდობითი მაჩვენებლით:

$$\Pi_P = 1 - P_{\text{საშ}} / P_S; \quad \Pi_C = 1 - f_Z / \varphi; \quad \Pi_T = 1 - f / D_{\max}. \quad (3.11)$$

აქ,

$\Pi_P$  – გამავლობის მაჩვენებელია მზიდი უნარის მიხედვით;

$\Pi_C$  – გამავლობის მაჩვენებელია თვლების გრუნტთან ჩაჭიდების მიხედვით;

$\Pi_T$   $\Pi_P$  – გამავლობის მაჩვენებელია ძრავას წევის მიხედვით.

ამ მაჩვენებლებს შეიძლება კიდევ დავუმატოთ გამავლობის მაჩვენებელი თვლის გრუნტში შეღწევის მიხედვით

$$\Pi_b = 1 - h_z/h_k . \quad (3.12)$$

$\Pi_p$ ,  $\Pi_c$ ,  $\Pi_T$  და  $\Pi_b$  მაჩვენებლები შესაძლოა მიზანშეწონილი აღმოჩნდეს ზოგიერთი კერძო ამოცანის გადაწყვეტისას.

მობილური მანქანების სხვადასხვა გრუნტებზე ან ზედაპირებზე გამავლობის შეფასებისას, რომელთა მექანიკური მაჩვენებლები შეიძლება მოცემული იქნას მხოლოდ სტატისტიკური მახასიათებლებით, გამავლობის მაჩვენებლად მიზანშეწონილია ალბათური მაჩვენებლის გამოყენება [16]:

$$\Pi = P[K_\phi \phi \geq f_g + f_k + f_\delta + (1 + K_p)f_T + tg\alpha], \quad (3.13)$$

რომელიც ახასიათებს მობილური მანქანის მიერ მოცემული მარშრუტის ჩარჩენის გარეშე დაძლევის ალბათობას. ეს მაჩვენებელი რიცხობრივად იმ მარშრუტის ნაწილის ტოლია, რომელზეც შესაძლებელია მობილური მანქანების მოძრაობა ჩარჩენის გარეშე.

ამჟამად არსებობს ზოგიერთი გრუნტის სტატისტიკური მახასიათებლები, რაც იძლევა (3.11) განტოლების გამოყენების შესაძლებლობას გრუნტის მიხედვით გამავლობის ალბათური შეფასებისათვის.

ყველა განხილული მაჩვენებელი ახასიათებენ მობილური მანქანის უნარს დაძლიოს სხვადასხვაგვარი დაბრკოლებები გრუნტზე მოძრაობისას. მაგრამ, გამავლობის განსაზღვრის შესაბამისად, საჭიროა შეფასდეს არა მხოლოდ მობილური მანქანის უგზობის პირობებში მოძრაობის შესაძლებლობა, არამედ მისი ეფექტურობაც. ამ მიზნით შეთავაზებულია [27, 63].

$$\lambda_c = \frac{V}{V_p}, \quad \lambda_g = \frac{V_g}{V_{gp}}, \quad (3.14)$$

$$\lambda_e = \frac{Q}{Q_p}, \quad \lambda_p = \frac{N}{N_p},$$

აქ,  $\lambda_c$ ,  $\lambda_g$ ,  $\lambda_e$ ,  $\lambda_p$  – გავლის ერთი ზოლის მაჩვენებლებია, შესაბამისად სიჩქარისა, ტვირთამწეობისა, ეკონომიურობისა, მუშაობის უნარისა;  $V$ ,  $V_g$ ,  $Q_p$  – შესაბამისად, გრუნტზე მოძრაობისას სიჩქარე, დატვირთვა და საწვავის ხარჯია;  $N$  – გავლის

ერთ ზოლზე გასაშვები მობილური მანქანების რაოდენობაა, ამ ზოლის მწყობრიდან მთლიანად გამოსვლამდე;  $V_P, G_{gP}, Q_P, N_P$  – გაუმჯობესებულ ზედაპირებიან გზებზე მოძრაობის საანგარიშო პარამეტრებია.

შეთავაზებულია, აგრეთვე, გამავლობის განზოგადებული მაჩვენებლები, რომლებიც ახასიათებს მათ ფარდობით ეფექტურობას გზების გარეშე პირობებში გამოყენებისას [63]:

$$\Pi'_e = \frac{G_g V}{G_{gP} V_P}; \quad \Pi''_e = \frac{G_g \frac{S}{t \cdot Q}}{G_{gP} \frac{S_P}{t_P \cdot Q_P}}; \quad (3.15)$$

სადაც,  $S$  – მარშრუტის სიგრძეა;  $t$  – მოძრაობის დროა; – საწვავის ხარჯია.

სხვადასხვა მობილური მანქანის შედარებისათვის უფრო მიზანშეწონილია გზების გარეშე მოძრაობისას მწარმოებლობის ან დახარჯული საწვავის ერთეულზე შეფარდებული მწარმოებლობის აბსოლუტური მაჩვენებლები, და არა მათი შეფარდება გზებზე მწარმოებლობის მაჩვენებლებთან:

$$\Pi_e = \frac{G_g V}{Q}, \quad (3.16)$$

მაჩვენებელთა დიდი რაოდენობის განხილვის შედეგად შეიძლება იმის დასკვნა, რომ მობილური მანქანის გამავლობის შეფასებისათვის მიზანშეწონილია (3.7) უტოლობითა და (3.9), (3.11), (3.14) განტოლებებით გამოსახული გამავლობის მაჩვენებლების გამოყენება.

### 3.2. გრუნტების სახეები და ძირითადი თვისებები

როგორც უკვე აღვნიშნეთ, პნევმატური სალტის დეფორმირებად გრუნტთან დინამიკურ ურთიერთქმედებას რთული ხასიათი აქვს. სალტის გრუნტთან ურთიერთქმედების კანონზომიერებათა კვლევისათვის საჭიროა გავეცნოთ გრუნტებისა და პნევმატური სალტების დამახასიათებელ თვისებურებებს. განვიხილოთ ისინი შემდეგი თანმიმდევრობით.

გრუნტების მექანიკური თვისებები განისაზღვრება მყარი ნაწილაკების სიდიდით (გრანულომეტრული შემადგენლობით), სიმკვრივითა და ბელტებიანი საფარით. გრანულომეტრული შემადგენლობა წარმოადგენს გრუნტის ყველაზე სტაბილურ მახასიათებელს. მას ჩვეულებრივ გრუნტების კლასიფიკაციის საფუძვლად იყენებენ. ტენიანობა, სიმკვრივე და ბელტებიანი საფარი წლის განმავლობაში იცვლება ფართო ზღვრებში მეტეოროლოგიური პირობებისა და ადამიანის საქმიანობის მოქმედების შედეგად. გრანულომეტრული შემადგენლობისა და მყარი ნაწილაკების თვისებების მიხედვით გრუნტები იყოფა შემდეგ ჯგუფებად: შეკრული, ქვიშიანი (შეუკვრელი), დაჭაობებული, თოვლი.

შეკრულ გრუნტებს მიეკუთვნება თიხოვანი ნაწილაკების დიდი რაოდენობით შემცველი გრუნტები. შეკრული გრუნტების მდგომარეობა და მექანიკური თვისებები ხასიათდება ტენიანობით (წყლის მასის მყარი ნაწილაკების მასასთან შეფარდებით). მცირე ტენიანობისას ისინი იმყოფებიან მყარ მდგომარეობაში, აქვთ მნიშვნელოვანი სიმტკიცე; ტენიანობის გაზრდისას განსაზღვრულ სიდიდემდე ისინი პლასტიკურები ხდებიან, ხოლო სრული წყალგაჯერებისას – დენადები. პლასტიკურობის ზედა და ქვედა ზღვრების ტენიანობათა სხვაობას უწოდებენ პლასტიკურობის რიცხვს (ის 17-ის ტოლია თიხოვანი გრუნტებისათვის და 7...17-ისა – თიხნარიანისათვის).

გრუნტის ტენიანობის შეფარდებას ტენიანობასთან, რომელიც შეესაბამება პლასტიკურობის ზედა ზღვარს, უწოდებენ ფარდობით ტენიანობას. ის წარმოადგენს შეკრული გრუნტის მნიშვნელოვან მაჩვენებელს. შეკრული გრუნტების შემჭიდროება ხდება 0,4-0,65 ფარდობით ტენიანობისას. ფარდობითი ტენიანობა 0,65-ზე მეტად გადიდებისას გრუნტის მექანიკური თვისებების მაჩვენებლები მკვეთრად მცირდება. შეკრულ გრუნტებს აქვთ მცირე ფილტრაციული უნარი. ამიტომ ისინი საკმაოდ კონსერვატიულია, ნელა ლბება და ნელა შრება. მათი დეფორმირებადობა მნიშვნელოვნად იცვლება დატვირთვის მოქმედების დროის მიხედვით. რბილ-პლასტიკურ მდგომარეობაში მათ აქვთ მნიშვნელოვანი წებვადობა.

შეკრული გრუნტები ძალიან მრავალფეროვნები არიან როგორც გრანულომეტრული შემადგენლობით (თიხოვანი, თიხნარიანი, მძიმე თიხნარიანი,

მსუბუქი თიხნარიანი), ასევე შემჭიდროებისა და მობელტვის ხარისხის მიხედვით. ნალექის შემთხვევაში ყველაზე მეტად გაფხვიერებული (ნახნავი) გრუნტები ტენიანობა უფრო რამდენადმე ნაკლებად – დაკორდული (ნაწვერალი) და კიდევ უფრო ნაკლებად – შემკვრივებული (დატკეპნილი) გრუნტები (გრუნტის გზები).

შეკრული გრუნტები რამდენიმე პარამეტრით ხასიათდება. მათ მიეკუთვნება, კერძოდ:

- გრუნტში ძაბვათა მიღების კოეფიციენტი «a», რომლის მნიშვნელობა იცვლება 0,64-1,50 ზღვრებში და დამოკიდებულია, უმთავრესად, გრუნტის შრიანობაზე. პრაქტიკისათვის საკმარისი სიზუსტით ის შეიძლება განისაზღვროს განტოლებიდან:

$$a = 0,64 \left( \frac{1+b}{H_g} \right), \quad (3.17)$$

სადაც,  $b$  – გრუნტში ჩასაწნევი ტვიფარის სისქეა;  $H_g$  – გრუნტის რბილი შრის სისქეა;

- რელაქსაციის დრო ( $t_z$ ) დამოკიდებულია გრუნტის ფილტრაციულ უნარზე და აქვს კორელაციური კავშირი შიგა ხახუნის კუთხის უკუ სიდიდესთან ( $\varphi_0$ ):

$$t_z = \frac{H_z}{\varphi_0}, \quad (3.18)$$

სადაც,  $K_z = 0,5^0$ ;  $\varphi_0$  – აიღება გრადუსებში;

- ძვრის დეფორმაციის მოდული  $E_1$  იცვლება დიდ ზღვრებში (0,3...2,0 მპა), ამასთან ის იზრდება გრუნტის ბმულობის გადიდებისას.  $E_1$ -ის საორიენტაციო მნიშვნელობის მიღება შეიძლება, თუ ვიცით გრუნტის შიდა ჩაჭიდება, შემდეგი განტოლებით:

$$E_1 = v \cdot C_0 + E_1$$

სადაც,  $v = 22,5$ ;  $C_0$  – გამოსახულია მპა-ში;  $E_{01} = 0,25$  მპა;

- დეფორმაციის მოდულს  $E$ -ს, რომელიც წარმოადგენს გრუნტის ერთ-ერთ ძირითად პარამეტრს, ასევე აქვს საკმაოდ მჭიდრო კორელაციური კავშირი გრუნტის შიგა ჩაჭიდულობის კოეფიციენტთან:  $E = 570 \cdot C_0$ .

- გრუნტის სიმკვრივე  $\gamma$  იცვლება მცირე ზღვრებში (1,4..2,05 გ/სმ<sup>3</sup>) და შეიძლება განისაზღვროს გრუნტის ტენიანობის მიხედვით:

$$\gamma = \frac{\gamma_g (1 + W)}{1 + \gamma_g W}, \quad (3.19)$$

სადაც,

$W$  – გრუნტის აბსოლუტური ტენიანობაა;

$\gamma_g$  – გრუნტის მყარი ნაწილაკების სიმკვრივეა.

ქვიშიანი (შეუკვრელი) გრუნტები ხასიათდება მყარი ნაწილაკების შედარებით დიდი ზომებით (არ არის თიხოვანი ნაწილაკები). ქვიშიანი გრუნტების მდგომარეობას განსაზღვრავს მათი სიმკვრივე, რომელიც ყველაზე დიდ გავლენას ახდენს მექანიკურ თვისებებზე. გრუნტის სიმკვრივე ფასდება ფორიანობის მნიშვნელობით ან მოცულობითი მასით. ფხვიერი ქვიშები ბუნებრივი განლაგებისას გამოირჩევიან მცირე შემკვრივებით. იმის გამო, რომ ქვიშის ფორიანობა უმთავრესად იცვლება შემკვრივების ხარისხის მიხედვით და არა წევსაგან. ქვიშების დეფორმაცია იოლად ხდება ძვრათა შედეგად.

ტენიანობის გადიდებისას ქვიშის წინააღმდეგობა გარე დატვირთვებისადმი თავდაპირველად რამდენადმე იზრდება, შემდეგ კი, დენადობის ზღვრის მიღწევას, ისევ მცირდება. ქვიშიანი გრუნტები ხასიათდება მნიშვნელოვანი ფილტრაციული უნარით. ისინი სწრაფად ლბება და სწრაფადვე შრება. დატვირთვის მოქმედების დროის მიხედვით მათი დეფორმირებადობა უმნიშვნელოდ იცვლება.

ფხვიერი ქვიშებისათვის ძირითად პარამეტრს, რომელიც განსაზღვრავს მექანიკურ თვისებებს, წარმოადგენს შინაგანი ხახუნის კუთხე  $\varphi_0$ :

$$\varphi_0 = 30^\circ + \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \varphi_4, \quad (3.20)$$

სადაც,  $\varphi_1$  – დამოკიდებულია ქვიშის სიმკვრივეზე;  $\varphi_2$  – ერთგვაროვნებაზე;  $\varphi_3$  – დამრგვალებულობაზე (კუთხის ყველაზე მცირე მნიშვნელობა შეესაბამება ყველაზე კარგად დამრგვალებულ ქვიშებს),  $\varphi_4$  – მარცვლის სიმსხვილეზე.

დაჭაობებული ნიადაგი იქმნება ჭარბი დატენიანებისა და ანაერობიოზის გაბატონების პირობებში, ამიტომ ნიადაგის წარმოქმნის პროცესში ორგანული ნივთიერების სინთეზი მკვეთრად სჭარბობს დაშლაზე. ორგანული ნივთიერების დაშლისა და მინერალიზაციის პროცესები სუსტად მიმდინარეობს და დამოკიდებულია აერაციის ხარისხზე გრუნტის წყლების ქიმიურობაზე და ჰიდროთერმულ პირობებზე.

ნიადაგის წარმოქმნის აღნიშნული თავისებურებების შედეგად დაჭაობებულ ნიადაგში ხდება ორგანული ნივთიერების ყოველწლიური დაგროვება ტორფის სახით ტორფიანობა (სისქე), ჰიდრომექანიკურ და სხვა პირობებზე დამოკიდებულებით, მერყეობს ათობით სანტიმეტრებიდან რამდენიმე მეტრამდე.

ტორფის ჭრისადმი წინააღმდეგობა და ტორფის ჩამჭიდი თვისებები ხასიათდება, ისევე როგორც მინერალური გრუნტებისათვის, შინაგანი ჩაჭიდებით და შინაგანი ხახუნის კუთხით  $\phi_0$ . ჭაობიანი გრუნტების უმრავლესობისათვის გრუნტის სუსტი შრის სისქე მნიშვნელოვნად უფრო მეტია, ვიდრე თვლების სიგანე, ამიტომ მათთვის შეიძლება მივიღოთ  $H_g = \infty$ .

წყალნაჯერი გრუნტებისათვის გამოიყენება ისეთი კომპლექსური მაჩვენებელი, როგორცაა გრუნტში ძაბვების გავრცელების სიჩქარის კოეფიციენტი, რომელიც განისაზღვრება გამოსახულებით:

$$a = \frac{K_F(1 + \varepsilon)}{\gamma_w \cdot \alpha}, \quad (3.21)$$

სადაც,  $K$  – ფილტრაციის კოეფიციენტი;  $\varepsilon$  – ფორიანობის კოეფიციენტი;  $\gamma_w$  – წყლის სიმკვრივე;  $\alpha$  – შემჭიდროების კოეფიციენტი.

თოვლიანი ყამირი ხასიათდება დაახლოებით იგივე პარამეტრებით, როგორც მინერალური ნიადაგი. თოვლის ძვრისადმი წინააღმდეგობის დამოკიდებულება ნორმალურ დატვირთვაზე ზოგად შემთხვევაში მნიშვნელოვნად განსხვავდება წრფივისაგან.

დამოკიდებულების ასეთი ხასიათი აიხსნება რთული ფიზიკურ-მექანიკური პროცესებით, რომლებიც მიმდინარეობს თოვლის დეფორმაციისას. მაგრამ კუთრი წნეების  $P=0,01...0,05$  მპა დიაპაზონში, რომლებიც დამახასიათებელია თოვლმავალი

მანქანების მამრავებისათვის, შეიძლება საკმარისი სიზუსტით მივიღოთ ძვრისადმი წინააღმდეგობის ნორმალურ დატვირთვაზე წრფივი დამოკიდებულება და თოვლის ჩამჭიდი თვისებების შეფასებისათვის გამოვიყენოთ იგივე პარამეტრები, რაც გრუნტისათვის – შინაგანი ხახუნის კოეფიციენტი  $tg\varphi_0$  და შინაგანი ჩაჭიდება  $C_0$ .

თოვლის სიმკვლევე ბუნებრივ მდგომარეობაში იზომება  $\gamma = 0,1...0,4$  გ/სმ<sup>3</sup> ზღვრებში, იზრდება ტემპერატურისა და განლაგების დროის ზრდისას.

### 3.3. პნევმატური სალტების თვისებები

პნევმოსალტებმა ფართო გავრცელება ჰპოვა თავის საამორტიზაციო თვისებების, ანუ დარტყმების, ბიძგებისა და ვიბრაციის, რომლებიც გადაიცემა გზიდან მანქანის დგარზე კორპუსზე, შთანთქმის უნარის გამო. ეს თვისება განპირობებულია პნევმოსალტების კონსტრუქციით.

ვიბრაციების ენერგია გადადის სალტში ჰაერის კუმშვის მუშაობაში და სალტის პროტექტორის, ბრეკერისა და კარასის მასალის დრეკადი ჰისტერეზისის მუშაობაში.

მობილური მანქანების გამავლობაზე, კერძოდ, მათ საყრდენ-დროით და წევით-ჩამჭიდ თვისებებზე გავლენას ახდენს შემდეგი დამახასიათებელი თვისებურებანი: ნიადაგთან კონტაქტის ლაქის ფართის ცვლილება დატვირთვაზე და სალტში შინაგან წნევაზე დამოკიდებულებით; კონტაქტის ლაქის ნიადაგზე ხახუნისა და სალტის მასალაში ჰისტერეზისული დანაკარგების გამო გორვაზე წინაღობა; მხები ძალის წარმოქმნა როგორც კონტაქტის ლაქის მთელ ფართზე ნიადაგის მხები რეაქციების ტოლქმედის.

პნევმოსალტზე გარეგანი დატვირთვის (ნორმალურის, ტანგენციურის, გვერდითის და კუთხურის) მოდებისას, ხდება სალტის დეფორმირება ამ დატვირთვის მოქმედების მხრისაკენ. ამასთან, შეუქცევად გამოიყოფა თბური ენერგია, წარმოიქმნება თვლის ფუძესთან კონტაქტის ლაქა და ლაქას მთელს ფართზე თვალზე მოქმედებს ფუძის (ნიადაგის) რეაქცია.



თუ სპეციალურ მოსაჭიმ სტენდზე მოვახდენთ სალტის დატვირთვას და შემდეგ განტვირთვას თვლის ღერძზე მემწეობით ნორმალური ძალის მოდებით და უწყვეტად ჩავიწერთ თვლის ცენტრის დატვირთვისა და განტვირთვის მნიშვნელობებს, ასევე მის გადაადგილებებს, მაშინ მივიღებთ ჰისტერეზისის მარყუჟს. ჰისტერეზისის მარყუჟის ფართიდ განსაზღვრავს სალტის მასალაში (პროტექტორი, ბრეკერი, კარკასი) ხახუნზე და პროტექტორის ფუძეზე ხახუნზე ენერჯის დანაკარგის მნიშვნელობას.

[64] ნაშრომში მოყვანილია ფორმულა, რომლითაც ხდება სალტის რადიალური კუმშვისას ჰისტერეზისული დანაკარგების შედეგს თვლის გორვის წინააღმდეგობის კოეფიციენტის კომპონენტის გამოთვლა:

$$f_{HR} = \frac{\lambda_T K_H}{2RWZ_K Q} = \frac{K_h}{\frac{2R}{\lambda_T} WZ_K Q} = a_1 K_H, \quad (3.22)$$

სადაც,

$K_H$  – ჰისტერეზისზე დახარჯული სამუშაოა სალტის ერთჯერადი მოჭიმვისას და რომელიც პროპორციულია ჰისტერეზისის მარყუჟის ფართისა;

$\lambda_T$  – სალტის რადიალური დეფორმაციაა;

$R$  – სალტის თავისუფალი რადიუსია;

$W$  – არის  $\frac{\lambda_T}{R}$  ფარდობაზე დამოკიდებული კოეფიციენტი:

$$W = 2 \arccos \left( 1 - \frac{\lambda_T}{R} \right) - \left( 1 - \frac{\lambda_T}{R} \right) \ln \frac{1 + \sqrt{2 \frac{\lambda_T}{R}}}{1 - \sqrt{2 \frac{\lambda_T}{R}}}, \quad (3.23)$$

სადაც,  $z_K$  – თვლის გორვის სტატიკური რადიუსია;  $Q$  – მოჭიმვისას თვალზე მოქმედი ყველაზე დიდი დატვირთვაა;  $a_1$  – პროპორციულობის კოეფიციენტი.

(3.22) ფორმულიდან გამომდინარეობს, რომ თვლის გორვის წინააღმდეგობა ჰისტერეზისის მარყუჯის ფართის პირდაპირპროპორციულია. მაგრამ, უნდა აღინიშნოს, რომ სალტის დეფორმირების პირობები მომჭიმ სტენდზე და რეალურ პირობებში არ არის ერთნაირი.

ნაშრომიდან [120] ცნობილია, რომ მყარ საყრდენზე სალტის გორვისას ჰისტერეზისული დანაკარგები წინააღმდეგობაზე საერთო დანაკარგების პროპორციულია, მაგრამ სალტის გორვის წინააღმდეგობის რეალური კოეფიციენტი (3.2) ფორმულით გამოთვლილ  $f_{GCEP}$  კომპონენტზე 2...3-ჯერ მეტია.

თვალზე ნორმალური დატვირთვის მოქმედებასთან ერთდრულად ტანგენციური, გვერდითი და კუთხური ძალების მოქმედებისას იზრდება სალტის რადიალური დეფორმაცია (3...25 %-ით) და წარმოიქმნება ჰისტერეზისული დანაკარგები ხახუნზე სალტის მასალაში.

ა.შელუხინის [138] მიხედვით გორვის წინააღმდეგობის კოეფიციენტის  $f_{GCEP}$  კომპონენტების განსაზღვრა, რომელიც დამოკიდებულია ჰისტერეზისულ დანაკარგებზე მგრები მომენტის მოქმედებისას (წამყვანი თვალი), ხდება შემდეგი ფორმულით:

$$f_{HM} = \frac{M_P \varphi}{z_K Q} = a_2 \cdot M_P^2, \quad (3.24)$$

სადაც,

- $M_P$  – წამყვანი თვლის ღერძზე დაყვანილი წამყვანი მომენტი;
- $\varphi$  – მომენტის ( $M_P$ ) მოქმედების შედეგად სალტის დაგრების კუთხეა;
- $a_2$  – პროპორციულობის კოეფიციენტი.

შეიძლება ვივარაუდოთ, რომ სალტის გორვის წინააღმდეგობის ზოგადი კოეფიციენტი, რომელიც განპირობებულია ჰისტერეზისული დანაკარგებით სალტის ყველა სახის დეფორმაციის ჯამური მოქმედებისას, ტოლი იქნება:

$$f = f_{HR} + f_{HM} + f_{HT} + f_{H\delta} + f_{HY} = a_1 K_R + a_2 K_M + a_3 K_T + a_4 K_\delta + a_5 K_Y = a_G K_H \quad (3.25)$$

აქ,

- $P, K_P, T, \varphi$  და  $Y$  – აღნიშნავენ სალტის შესაბამის დეფორმაციებს;

$a_1, a_2, \dots, a_5$  – ჰისტერეზისებზე დახარჯული სამუშაოების დროს პროპორციულობის კოეფიციენტებია.

ამჟამინდელი თვალის, სწორხაზოვანი მოძრაობისას და გვერდითი და კუთხური ძალების არ არსებობისას განიხილოთ ორ დეფორმაციას: რადიალურსა და ტანგენციურს (დერძულს ჰორიზონტალური მიმართულებით), ამიტომ:

$$f = a \cdot K_H + a_3 \cdot K_T$$

ამასთან,  $a_1, a_2, \dots, a_5$  - კოეფიციენტები დამოკიდებულია არა მხოლოდ თვლის პარამეტრებზე ( $R, Z_K, P_w, \lambda_T$ ) და დატვირთვის რეჟიმებზე ( $Q, M_P, V, Z$  და ა.შ.), არამედ თვალზე ერთდროულად მოქმედი დატვირთვების რაოდენობაზე და მნიშვნელობებზე.

სალტების ჰისტერეზისული თვისებების შეფასების შედეგების მიხედვით განისაზღვრება თვლების გორვის წინააღმდეგობა.

სალტების საყრდენი თვისებები განისაზღვრება კონტაქტის ლაქის (ანაბეჭდის)  $F$  ფართის მნიშვნელობით,  $P_{\text{სა}}$  წნევით და ამ ლაქაზე მაქსიმალური დაწნევით. ნორმალური რადიალური დატვირთვის მოქმედებისას სალტე დეფორმირდება და წარმოქმნის ფუძესთან  $F$  ფართის მქონე კონტაქტის ლაქას (ანაბეჭდს), რომელზეც წარმოიქმნება დაწნევა ფუძეზე. ჩვეულებრივ, კონტაქტის ლაქის (ანაბეჭდის) ფართს უკავშირებენ  $\Delta_{III}$  სალტის რადიალურ დეფორმაციას.

მყარ ფუძეზე  $\Delta_{III}$  სალტის რადიალური დეფორმაციის (თვლის ღერძის ქვეშ) განსაზღვრისათვის რ.ჰედეკელმა და ნ.ულიანოვმა [89] შესთავაზეს ფორმულები. ყველაზე დიდი გავრცელება ჰპოვა ჰედეკელის ფორმულამ:

$$\lambda_T = \frac{Q}{\pi P_w \sqrt{DB}}, \quad (3.27)$$

სადაც,  $P_w, B, D$  - შესაბამისად, სალტეში ჰაერის წნევაა, მისი სიგანე და თავისუფალი დიამეტრია.

ო.სიროტამ შეიტანა შესწორება ამ ფორმულაში მარჯვენა მხარის  $C = C_1 b - C_2 \varphi + C_3 P_w$  კოეფიციენტზე გამრავლებით, სადაც,  $C_1, C_2, C_3$  დამოკიდებულია სალტის კონსტრუქციაზე. დეფორმირებად გრუნტებზე მუშაობისას სალტის რადიალური დეფორმაციის გათვალისწინებას ის სთავაზობს რიცხვითი საცდელი კოეფიციენტით  $\gamma_z$ , რომლის მნიშვნელობა მერყეობს  $1 > \gamma_z > 0,7$  ზღვრებში გრუნტის თვისებების მიხედვით:

$$\lambda_T = \gamma_s \frac{C \cdot Q}{\pi P_w \sqrt{DB}}, \quad (3.28)$$

სალტის მყარ ფუძესთან კონტაქტის ლაქის ფართის შეფასებისათვის  $\Delta_{III}$  დეოფორმაციისაგან ფუნქციაში მკვლევარების მიერ შეთავაზებულია შემდეგი ფორმულები [117]:

- რ. ჰედეკელის მიერ

$$F = \pi \lambda_T \sqrt{BD} = \frac{Q}{P_w}, \quad (3.29)$$

- ბ. სვირშჩევსკის მიერ

$$F = \pi \lambda_T \sqrt{(D - \lambda_T)(B - \lambda_T)}, \quad (3.30)$$

- ნ.ულიანოვის მიერ

$$F = y(1 - \psi) \pi \lambda_T \sqrt{BD}, \quad (3.31)$$

- ი.ნაფიკოვის მიერ

$$F = 0,632 B \sqrt{\lambda_T (D - \lambda_T)}, \quad (3.32)$$

- გ.დომბროვსკის მიერ

$$F = 0,12 \sqrt[3]{D^3 B}, \quad (3.33)$$

მაგრამ ავტოსატრაქტორო სალტეების კონტაქტის ლაქის ფართისა და მათი რადიალური დეფორმაციის აღნიშნული ფორმულებით გაანგარიშების შედეგების საცდელ მონაცემებთან შედარებამ აჩვენა დიდი (30...100 %-მდე) განსხვავება  $\Delta_{III}$ -ს და -ის მნიშვნელობათა შეფასებებში [117]. ეს ფაქტი საკმაოდ თვალსაჩინოდ მიუთითებს აღნიშნული საკითხის შემდგომი შესწავლის აუცილებლობაზე.

პნევმოსალტეების ჩამჭიდი თვისებები განისაზღვრება  $\tau - S$  ან  $\varphi_{cII} - S$  სახის დამოკიდებულებით თვალზე ნორმალური დატვირთვის სხვადასხვა მნიშვნელობებისას ( $\tau$ -კონტაქტის ლაქის ფართზე მოქმედი მხები ძაბვების საშუალო მნიშვნელობაა;  $S$  – კონტაქტის ლაქის ზონაში მოძრაობის მიმართულების საწინააღმდეგო მხარისაკენ პროტექტორის ელემენტის სრიალის მიმდინარე მნიშვნელობაა;  $\varphi_{cII}$  – სალტის გრუნტთან ჩაჭიდების კოეფიციენტია, რომელიც  $\Sigma\tau$  ძაბვათა ჯამის თვალზე ნორმალურ დატვირთვისთან ფარდობის ტოლია. ზემოხსენებული დამოკიდებულებანი მიიღება სპეციალურ სტენდებზე გამოცდისას ან გაანგარიშების გზით.

პნევმატური სალტეების ზემოხსენებული მახასიათებლები განსაზღვრავენ მობილური მანქანების გამავლობას დეფორმირებად გრუნტებზე. მაგრამ მათ შორის შეიძლება გამოვყოთ გორვის წინააღმდეგობის ძალა, როგორც გამავლობის ერთ-ერთი უმნიშვნელოვანესი განმსაზღვრელი თვისება.

### 3.4. დეფორმირებად გრუნტზე გამავლობის თეორიული კვლევა

როგორც საერთოდ მიღებულია, გამავლობის არსი მდგომარეობს მობილური მანქანის საექსპლოატაციო თვისებაში, რომელიც განსაზღვრავს რთულ და მძიმე საგზაო და უგზოობის პირობებში გადაადგილების შესაძლებლობას და მდგომარეობს წინააღმდეგობის ძალთა ჯამზე წვევის ძალის სიჭარბეში [16]:

$$F_T \geq \sum F_C, \quad (3.4.1)$$

სადაც,  $F_T$  – მობილური მანქანის წამყვან თვლებზე დაყვანილი ჯამური წევის ძალაა;  $\sum F_C$  – წინააღმდეგობის ძალთა ჯამია.

კუთრი წევის ძალა ( $K_T$ ) ესაა წევის ძალის ( $F_T$ ) ფარდობა მობილური მანქანის წონასთან ( $G_a$ ):

$$K_T = \frac{F_T}{G_a}. \quad (3.4.2)$$

(3.4.2) ფორმულიდან გამომდინარეობს:

$$K_T = \frac{ma}{mg} = \frac{a}{g}, \quad (3.4.3)$$

სადაც, მობილური მანქანის მასაა;  $a$  – მობილური მანქანის აჩქარებაა;  $g$  – თავისუფალი ვარდნის აჩქარებაა.

ამრიგად, მოძრაობის (გადაადგილების) ფიქსირებული (ძირითადი) მიმართულებებია (კოორდინატებია) – თარაზული და შვეული; ამასთან, აჩქარებებით. მაგრამ, როცა მოძრაობა გაწონასწორებულია წინააღმდეგობის ძალებით, იგი თანაბარია (აჩქარებების გარეშე), რომლებიც ვლინდებიან [17]: თარაზულ მიმართულებაზე – გადაადგილების მუდმივი სიჩქარით; შვეულ მიმართულებაზე – დეფორმირებადი გრუნტის შემთხვევაში თვლის მუდმივი (თანდათანობითი) ჩაფლობით და მყარი საგზაო საფარის შემთხვევაში სალტის ჩაღუნვით.

თვლის ჩაფლობისა და სალტის ჩაღუნვის განსაზღვრა უფრო ადვილია თვლის უძრავ მდგომარეობაში, მაგრამ გორვის თვლის ხასიათი უფრო უკეთესად ვლინდება დეფორმირებად გრუნტზე მისი მოძრაობის დროს.

დეფორმირებად გრუნტში თვლის ჩაფლობის კრიტერიუმს შეესაბამება ჩაფლობის სიჩქარის ( $V_n$ ) პარამეტრის შემოღება, რომლის მეშვეობით, მოძრაობის სიჩქარესთან ( $V_a$ ) ერთად, კუთრი წევის ძალის ( $K_T$ ) მსგავსად, შესაძლებელი ხდება ჩაფლობის კუთრი სიჩქარის ( $K_V$ ) პარამეტრის შემოღება:

$$K_V = \frac{V_n}{V_a}. \quad (3.4.4)$$

(3.4.2) და (3.4.4) ფორმულებიდან პირველი ხელშემწყობია, ხოლო მეორე – ხელისშემშლელია გამავლობისა, რომელიც დამოკიდებულია ორივე მათგანზე და მათი შეთავსებით, ორივე ზეგავლენის (დადებითისა და უარყოფითისა), პროპორციულობის კოეფიციენტი ( $K_p$ ), როგორც მიიღება თვლის გორვის ხასიათის მაჩვენებელი:

$$K_p = \frac{K_T}{K_V}, \quad (3.4.5)$$

ე.ი. 
$$K_p = \frac{F_T V_a}{G_a V_n}. \quad (3.4.6)$$

ბოლო გამოსახულებაში (3.4.6) მნიშვნელის გაყოფითა და გამრავლებით თვლის კონტაქტის (ლაქის) ფართზე ( $S_K$ ) მიიღება:

$$K_p = \frac{F_T V_a S_K}{G_a V_n S_K}, \text{ სადაც } S_K = \ell \cdot b, \quad (3.4.7)$$

სადაც,  $\ell$  – თვლის საყრდენ ზედაპირთან კონტაქტის სიგრძეა;  $b$  – თვლის საყრდენ ზედაპირთან კონტაქტის სიგანეა.

გამოსახულების (3.4.7) გარდაქმნა შესაძლებელია ორი მიმართულებით:

- ანალიზის მიმართულებით:

$$K_p = \frac{F_T V_a}{G_a V_n} \cdot \frac{\ell \cdot b}{\ell \cdot b} = \frac{F_T V_a}{G_a V_n} \cdot \frac{\ell \cdot h}{\ell \cdot b}, \quad (3.4.8)$$

სადაც,  $V_a(b \cdot h) = V_n(\ell \cdot b)$  – ცალ-ცალკე (მოცემული გამოსახულების მარცხენა და მარჯვენა მხარეები) წარმოადგენენ გორვისას თვლის ჩაფლობის შედეგად მისი ნაკვალევიდან გამოჭირხნილი გრუნტის ერთიდაიგივე მოცულობით ხარჯს ( $W$ ).

- სინთეზის მიმართულებით:

$$K_T = \frac{N}{PW}, \quad (3.4.9)$$

სადაც,  $N$  – სატრანსპორტო საშუალების მიერ განვითარებული (სასარგებლო) სიმძლავრეა;  $P$  – თვლის საკონტაქტო დაწნევა საყრდენ ზედაპირზე.

ბოლო ფორმულა (3.4.9) გამოსახავს პროპორციულობის (გამავლობის შემფასებელი) კოეფიციენტის ( $K_P$ ) ფიზიკურ არსს, ხოლო გამოსახულებიდან (3.4.8), იმ დაშვებით, რომ თვალი მოძრაობს დეფორმირებად გრუნტზე ამჟამად რეჟიმში მუდმივი სიჩქარით, გამომდინარეობს:

$$K_P = \frac{G_a f_K}{PS_k} = \frac{G_a f_k}{G_a} \cdot \frac{lb}{b\hbar} \geq \frac{G_a f_k}{G_a} \cdot \frac{lb}{lb} = f_k. \quad (3.4.10)$$

ბოლო (3.4.10) გამოსახულებიდან ჩანს, რომ გორვის წინააღმდეგობის კოეფიციენტი ( $f_k$ ) წარმოადგენს აქ გამოყვანილი პროპორციულობის კოეფიციენტის ( $K_P$ ) შემადგენელ ნაწილს (ხოლო, ტოლია – მხოლოდ კერძო შემთხვევაში, მკაცრად დაცული იმ პირობით, როცა თვალი მოძრაობს ერთგვაროვან გრუნტზე ზუსტად თარაზული მიმართულებით) და ამდენად სამართლიანია გამოსახულება:

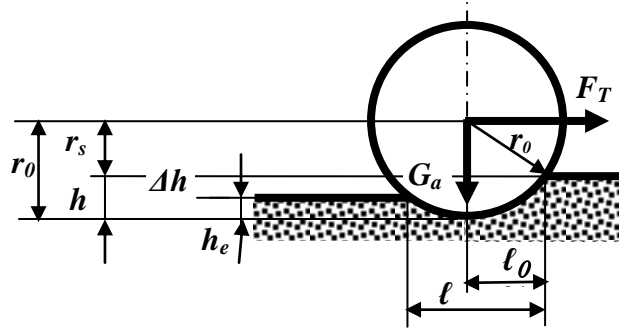
$$K_P \geq f_K, \quad (3.4.11)$$

ე.ი. ანალოგიურად (3.4.1) ფორმულისა, ბოლო (3.4.11) გამოსახულება და ამდენადვე, მოცემული პროპორციულობის კოეფიციენტიც ( $K_P$ ), აკმაყოფილებს გამავლობის პირობას.

აგრეთვე, შესაძლოა (3.4.8) ფორმულის ინტერპრეტაცია, როგორც (3.4.2) ფორმულის გეომეტრიული აპროქსიმაციისა:



$$K_p = \frac{F_T \ell}{G_a h}, \quad (3.4.12)$$



ნახ.3.1. დეფორმირებად გრუნტზე თვლის გორვის სქემა.

ამასთან (იხ. ნახ.3.1),  $\ell = \ell_0(1 + \varepsilon)$ ,  $\ell_0 = \sqrt{r_0^2 - r_s^2}$ ,  $\varepsilon = 1 - \frac{\Delta h}{h}$  ე.ი.  $\varepsilon = \frac{h_e}{h}$ ,  $h = r_0 - r_s$ ,

სადაც,  $\varepsilon$  – დრეკადობის მოდულია;  $h$  – თვლის დეფორმირებად გრუნტში ჩაფლობის სიღრმეა (თვლის ჩალუნვის გათვალისწინებით);  $\Delta h$  – ნაკვალის სიღრმეა (ე.ი.

გრუნტის ნარჩენი დეფორმაცია);  $h_e$  – აღდგენილი დეფორმაციის წილია;

$r_0$  – თვლის თავისუფალი რადიუსია;  $r_s$  – თვლის სტატიკური რადიუსია.

აღნიშნული პირობების გათვალისწინებით შესაძლებელია შემდეგი გარდაქმნები:

$$K_p = \frac{F_T(1 + \varepsilon)\sqrt{r_0^2 - r_s^2}}{G_a(r_0 - r_s)} = \frac{F_T(1 + \varepsilon)\sqrt{(r_0 - r_s)(r_0 + r_s)}}{G_a(r_0 - r_s)} = \frac{F_T(1 + \varepsilon)}{G_a} \sqrt{\frac{(r_0 + r_s)}{(r_0 - r_s)}}. \quad (3.4.13)$$

(3.4.2) ფორმულის გათვალისწინებით ბოლო ფორმულა (3.4.13) დებულობს სახეს:

$$K_p = K_T(1 + \varepsilon) \sqrt{\frac{(r_0 + r_s)}{(r_0 - r_s)}}. \quad (3.4.14)$$

აღნიშნული პრობლემის პრაქტიკული გადაწყვეტა შესაძლებელია იმ ზოგადი კანონზომიერებით, რომელიც განისაზღვრება წინააღმდეგობის ძალის მომენტის ფარდობით თვალზე მოდებული მაქსიმალური შვეული დატვირთვის მომენტთან.

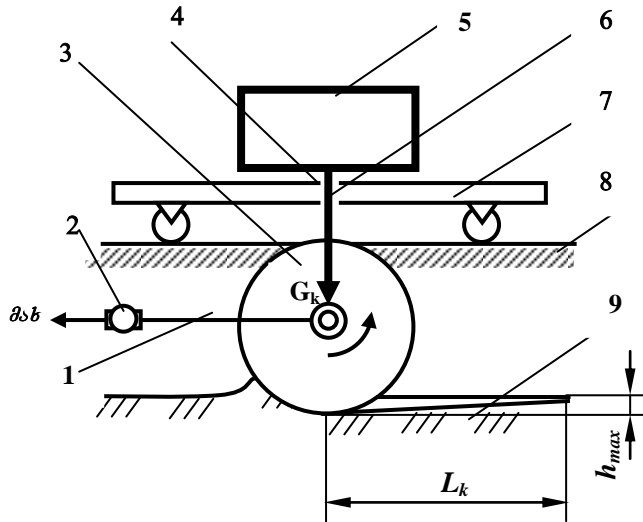
ამ შემთხვევაში, გამავლობის განსაზღვრის მეთოდი ითვალისწინებს ტარირებული ტვირთით 5 გამოსაცდელი თვლის ღერძზე 3 ნორმალური (შვეული) დატვირთვის მოდებას ჭოკის 6 მეშვეობით და მის გადაგორებას სპეციალურად მომზადებულ გრუნტიან 9 არხში გვარლის მეშვეობით 1 გაზიდვით, ხოლო დინამომეტრის 2 მეშვეობით – წვეის ძალის გაზომვას. ნორმალური დატვირთვის მოდება ხდება თვლის 3 გადაგორების მუდმივი სიჩქარის დამყარების შემდეგ, ხოლო ხორციელდება რელსიან 8 გზაზე გადაადგილებულ ურიკაზე 7 დაყრდნობილი ტარირებული ტვირთის 5 ბმისაგან მყისიერი განთავისუფლებით, რომელიც მიმმართველში 4 მოძრავი შტოკის 6 მეშვეობით თანდათანობით ახორციელებს მაქსიმალურ ნორმალურ დატვირთვას ( $G_{max}$ ) გამოსაცდელი თვლის 3 ღერძზე, რის შედეგადაც ხდება მისი თანდათანობითი ჩაფლობა გრუნტში 9 და გარკვეული (მაქსიმალური) მნიშვნელობის ( $h_{max}$ ) მიღწევის შემდეგ ნაკვალის სიღრმე არ იცვლება. ამის შემდეგ იზომება გამოსაცდელი თვლის 3 გრუნტში ნაკვალევის მინიმალურ და მაქსიმალურ სიღრმეთა შორის მანძილი ( $L$ ) და იანგარიშება დეფორმირებად გრუნტზე გამავლობის შემფასებელი პროპორციულობის კოეფიციენტი ( $K_p$ ), რომელიც იანგარიშება ფორმულით:

$$K_p = G_{max} \cdot L / P_{max} \cdot h_{max} , \quad (3.4.15)$$

სადაც,  $P_{max}$  – გვარლზე მოდებული მაქსიმალური წინააღმდეგობის (გვარლის გაზიდვის მაქსიმალური) ძალაა;  $L$  – ნაკვალის მინიმალურ და მაქსიმალურ სიღრმეთა შორის მანძილია;  $G_{max}$  – თვალზე მოდებული მაქსიმალური ნორმალური დატვირთვაა;  $h_{max}$  – გრუნტში თვლის ნაკვალის მაქსიმალური სიღრმეა.

მაშასადამე, ფორმულა (3.4.9) გამოხატავს გამავლობის ფიზიკურ არსს, ხოლო ფორმულები (3.4.14 და 3.4.15) – იძლევიან თვლის წევა-ჩამჭიდი თვისებების განსაზღვრის გაანგარიშების შესაძლებლობას.

გრუნტიან არხში გვარლის მეშვეობით გაზიდვა იძლევა ლაბორატორიულ



ნახ.3. 2. გვარლის გაზიდვით გრუნტიან არხში თვლის გადაგორება ამცოლ რეჟიმში.

პირობებში თვლის გამოცდის შესაძლებლობას დეტერმინირებული დატვირთვებით.

გამავლობის შეფასების წარმოდგენილი მეთოდი ტრადიციულ პარამეტრთა ახალი ერთობლიობით გარკვეულწილად იძლევა მათ შორის ახალი ფუნქციური დამოკიდებულებების კვლევის შესაძლებლობას.

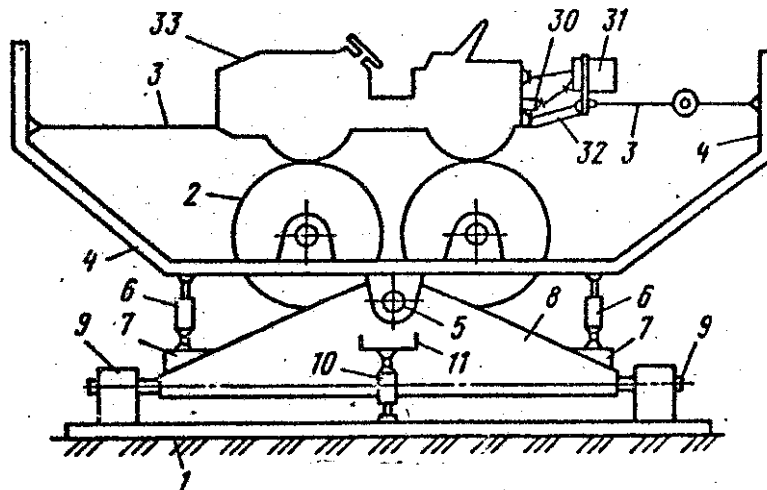
## თავი 4.

### მცირეგაბარიტიანი ტრაქტორების დინამიკური სისტემის პარამეტრული კვლევა ლაბორატორიულ პირობებში

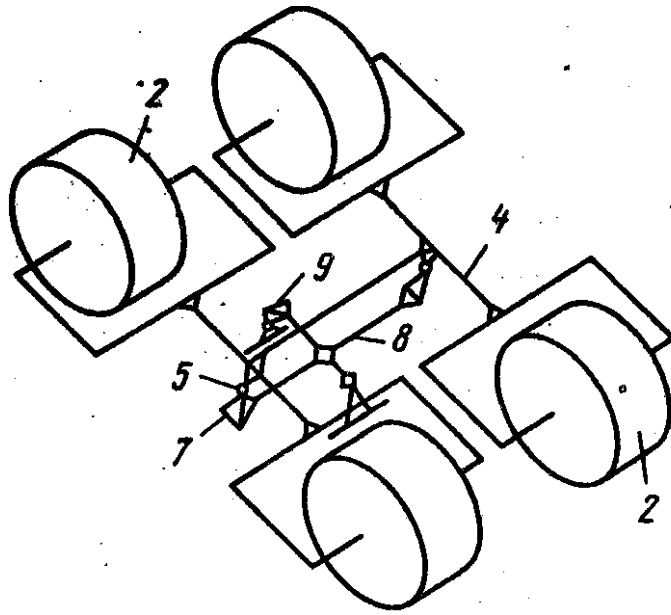
#### 4.1. თვლიანი ტრაქტორის სასტენდო დინამიკური გამოცდები

ნახ. 4.1-ზე გამოსახულია იმავე სტენდის გვერდხედი, ნახ. 4.2 გამოსახულია სტენდი, საერთო ხედი. ნახ. 4.3-ზე - წინახედი. ნახ. 4.4-ზე გამოსახულია – სტენდის დატვირთვის პროგრამული მართვის მოწყობილობის ბლოკ-სქემა. ნახ. 4.5-ზე სტენდის ჰიდროსისტემის ბლოკ-სქემა.

თვლიანი ტრაქტორების დინამიკური გამოცდის სტენდი შედგება: ფუძე 1, საყრდენი დოლები 2, საწევები 3, სარბენი დოლების დასაყენებელი ჩარჩო 4, მოსაბრუნებელი საყრდენი 5 საერთო განივი ჰორიზონტალური ღერძით, სახსრად დაყენებული ერთმანეთთან თანმიმდევრობით შეერთებული ჰიდროპულსატორები 6 და მათი ზისტად დაყენებულ საბჯენი შუალედურ ჩარჩოზე 8, საბრუნე საყრდენები 9 საერთო გრძივი ჰორიზონტალური ღერძით, ფუძეზე 1 სახსრულად დაყენებული ჰიდროპულსატორები 10 და მათი 1 და შუალედურ ჩარჩოს 8 შორის დაყენებული საბჯენები 11. სარბენ დოლებთან 2 დაკავშირებულია სამუხრუჭე გენერატორები 12, ტაქოგენეტატორები 13 და მათ შორის დაყენებული დინამომეტრული ქურო 14. ელექტრულ სქემაში ასევე ჩართულია დატვირთვის წინააღმდეგობის 15 ბლოკი, 16 მადიფერენცირებელი ბლოკი, ოპერაციული 17 და

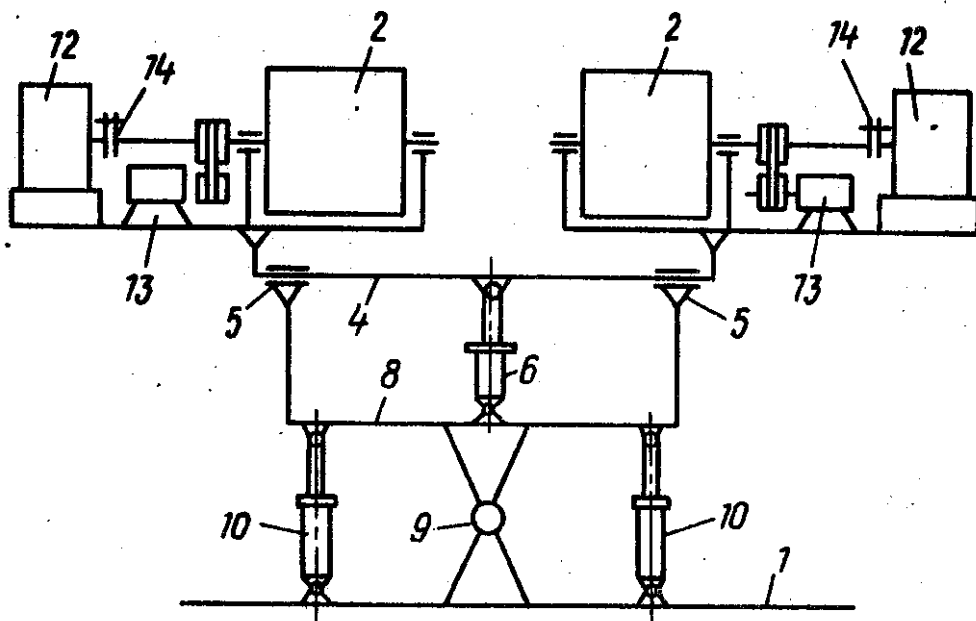


ნახ.4.1

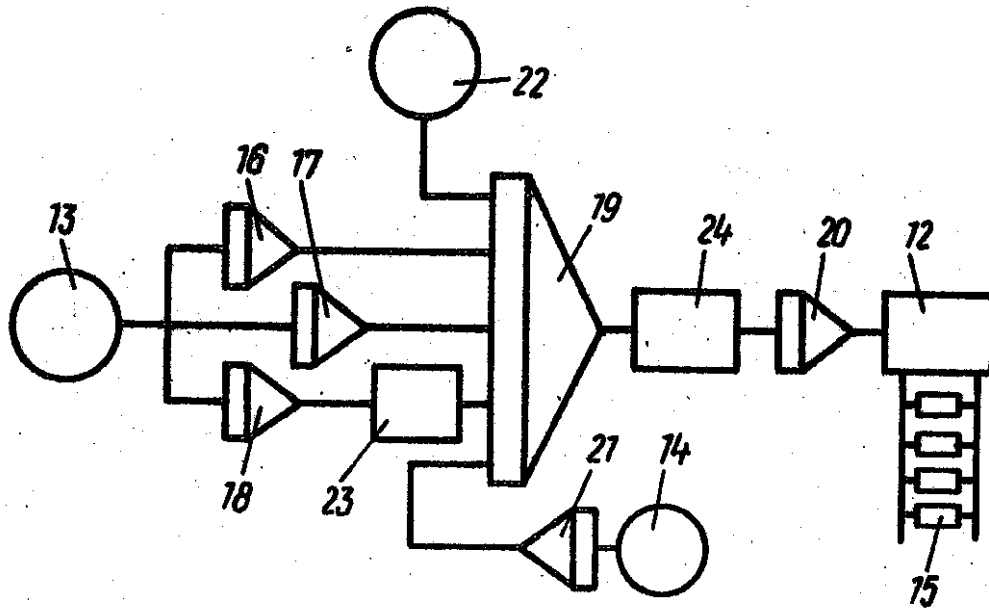


ნახ.4.2

გამლიერების 18 ბლოკები, 19 შემკრების და საბოლოო გამლიერების 20 ბლოკები, დინამიური ქუროს 14 სიგნალის გამამლიერებელი 21 ბლოკი, ძაბვის წყარო 22, არაწრფივობის ბლოკი 23 და მაკორექტირებელი მოწყობილობა 24. სტენდის ჰიდროსისტემის მართვისათვის კანონმიმწოდებელი მოწყობილობის სახით გამოიყენება ანალოგური გამომთვლელი მანქანა 25, რომელიც გამამლიერებელი 26 ბლოკების საშუალებით ჩართულია ელექტროამძრავებთან 27, რომლებიც

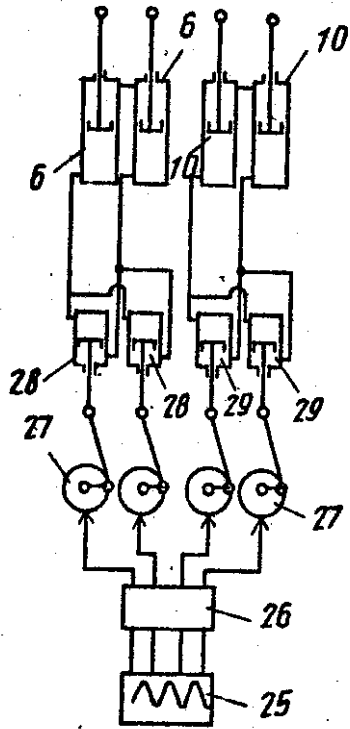


ნახ.4.3



ნახ.4.4

წარმოადგენენ ელექტროძრავებს რედუქტორებით და მრუდმხარა-ბარბაცა მექანიზმებს, რომლებსაც მოძრაობაში მოჰყავთ ცალ-ცალკე ჰიდროპულსატორების 28 და 29 პარალელურად შეერთებული თითოეული წყვილი, რომლებიც თავის მხრივ ორი ჰიდრომაგისტრალით ჰიდრავლიკურად მიერთებულნი არიან ჰიდროპულსატორების 6 და 10 წყვილებთან. სიმძლავრის ამრთმევი ლილვი 30 დაკავშირებულია დამტივრითავ მოწყობილობასთან 31 რომელიც ხისტად არის დამაგრებული თვლიანი ტრაქტორის 33 მისაბმელ მოწყობილობაზე 32, სარბენი დოლების 2 ბრუნვისას ტახოგენერატორები 13 გამოიმუშავენ ბრუნვის სიხშირის პროპორციულ ძაბვას, რომელიც ფილტრაციით მიეწოდება 16-18 ბლოკებს. თვლიანი ტრაქტორის ადგილიდან დაძვრისას სიჩქარის სიგნალი დაბალია; ის ასევე მცირეა 17-18 ოპერაციული ბლოკების გამომყვანებზეც, მაგრამ 16 ბლოკის გამომყვანთან სიგნალი პროპორციულია თვლიანი ტრაქტორის აჩქარებისა და მნიშვნელოვანი ამპლიტუდის ძაბვა 19 შემკრების გამომავალზე ძირითადად განისაზღვრება 16 მადიფერენცირებელი ბლოკის სიგნალით. 20 საბოლოო გამაძლიერებელი ბლოკის გავლის შემდეგ ეს სიგნალი მიეწოდება სამუხრუჭე 12 გენერატორს, რომელიც თავის მხრივ ახურებს 15 დატვირთვების წინააღმდეგობის ბლოკს. მაშასადამე, თვლიანი ტრაქტორის მოძრაობის დაწყების საწყის ეტაპზე წინააღმდეგობის ძალა დამოკიდებულია ძირითადად აჩქარების სიდიდეზე. ამასთან



ნახ.4.5

16 მადიფერენცირებელი ბლოკი ყენდება ისე, რომ თითოეული 12 სამუხრუჭე გენერატორის მიერ განვითარებული ძალა ტოლი იქნება მოძრაობის წინააღმდეგობის ძალის ინერციული მდგენელის სარბენი დოლების 2 მასით წარმოქმნილი ინერციული დატვირთვების გათვალისწინებით.

ჰიდროპულსატორების 6 და 10 წყვილები იმის გამო, რომ ჰიდრაულიკურად მიმდევრობით არიან დაკავშირებული, თითოეულ წყვილში ურთიერთმორის მუშაობენ 180°-ით ფაზაა ცდენით, ხოლო იმის გამო, რომ 28 და 29 ჰიდროპულსატორების წყვილები ჰიდრაულიკურად პარალელურად არიან დაკავშირებული, იმართებიან ერთმანეთისგან

დამოუკიდებლად და სხვადასხვა სიხშირით, რაც ხელს უწყობს ამპლიტუდური დიაპაზონის გაფართოებას. ისინი წინასწარ ჩადებული პროგრამით გათვალისწინებულ დიაპაზონში ახდენენ გენერირებას ოთხი რიგის შემთხვევითი სიდიდეებისა, რომლებიც 26 გამამლიერებელ ბლოკში ფორმირდებიან ოთხი რიგის ელექტრონულ სიგნალად და იძლევიან 28-29 ჰიდროპულსატორების ოთხი 27 ელექტროამძრავის ბრუნვის სიხშირის ერთმანეთისაგან დამოუკიდებლად მართვის შესაძლებლობას.

ამასთან ერთად ამძრავი 28 და 29 ჰიდროპულსატორები ჩართული არიან ყოველ პარალელურად შეერთებულ წყვილში. ამიტომ მუშა მოცულობები 6 და 10 ჰიდროპულსატორების ყოველ წყვილში ერთმანეთის ტოლია და თითოეული ცალ-ცალკე ტოლი არიან პარალელურად შეერთებული მათი შესაბამისი ამძრავი 28 და 29 ჰიდროპულსატორების წყვილების ჯამურ მუშა მოცულობებისა. ამასთან 6 ჰიდროპულსატორები წარმოქმნიან სარბენი 2 დოლების რხევებს გრძივ ვერტიკალურ სიბრტყეში საბრუნო საყრდენების 5 მიმართ, ხოლო 10 ჰიდროპულსატორები წარმოქმნიან სარბენი 2 დოლების რხევებს განივ ვერტიკალურ სიბრტყეში 9 საბრუნო საყრდენების მიმართ.

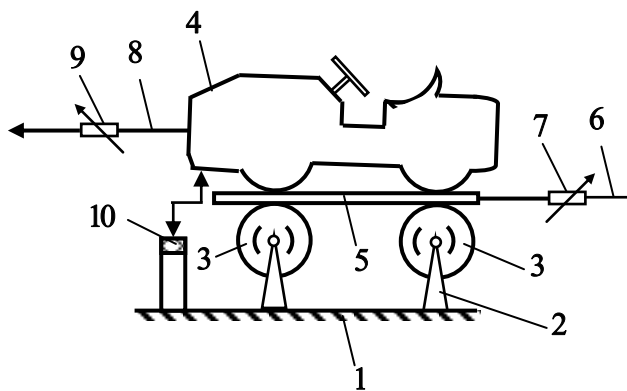
ურთიერთპერენდიკულარულად განლაგებული 5 და 9 საბრუნო საყრდენები, რომელთა ღერძები განლაგებულია გამოსაცდელი 33 თვლიანი ტრაქტორის სიმძიმის ცენტრის ვერტიკალზე, ასევე 6 და 10 ჰიდროპულსატორების ურთიერთ შორის თანმიმდევრობით შეერთებული თითოეული წყვილი შესაძლებლობას იძლევა მინიმუმამდე შემცდეს ენერგო-დანახარჯები სარბენი 2 დოლების ვერტიკალური რხევების აღძვრაზე. 31 და 30 დამტვირთავი მოწყობილობის ხისტი დამაგრება 32 მისაბმელ მოწყობილობაზე იძლევა ტრანსმისიის დატვირთულობის იმპირების შესაძლებლობას იმ გავლენის გათვალისწინებით, რომელსაც ახდენს საცდელ თვლიან ტრაქტორზე 33 აქტიური სასოფლო-სამეურნეო იარაღები.

მთლიანობაში 31 დატვირთვის მოწყობილობის მართვა პულტიდან (არ არის ნაჩვენები) 12 დამუხრუჭების გენერატორებთან ერთად ქმნის რეალური საველე პირობების იმიტაციის შესაძლებლობას.

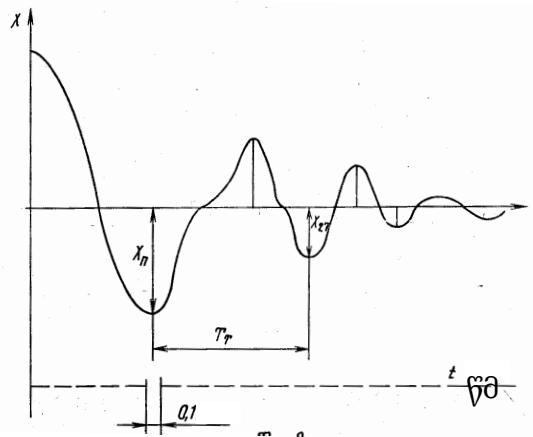
#### **4.2. ტრანსმისიის გრეხვითი სიხისტისა და დემფერების განსაზღვრა თავისუფალი რხევების მეთოდით**

სრულამძრავიანი ტრაქტორის ტრანსმისიაში დემფერირებისა და სიხისტის განვსაზღვრის შესაძლებლობას იძლევა ტრანსმისიის ლილვებზე თავისუფალი რხევების ოსცილოგრამის მოხსნა. მოწყობილობა მისი განხორციელებისათვის (ნახ. 4.6) შეიცავს გამოსაკვლევ 4 ტრაქტორის თვლების მსგავს ხისტად დამაგრებულ უძრავ საყრდენ 3 თვლებზე დაყენებულ 5 პლატფორმას, რომელიც ჯალამბრის გასაზიდი 6 გვარლით მიერთებულია ელექტრომაგნიტურ 7 ფიქსატორთან, რომელის მეშვეობით ფიქსირდება და შემდეგ მყისიერად მოეხსნება გასაზიდი 6 გვარლის წევის ძალა. გამოსაკვლევ 4 ტრაქტორს აყენებენ 5 პლატფორმაზე და ჯალამბრის 8 გვარლით აერთებენ ელექტრომაგნიტურ 9 ფიქსატორთან. გამოსაკვლევ 4 ტრაქტორის სიჩქარეთა კოლოფში გადართავენ გამოსაკვლევ სიჩქარეს, აბლოკირებენ წამყვანი ხიდების საკიდრებს და ძრავის მქნევარას კრონშტეინების მეშვეობით, რომლებიც მაგრდებიან გამოსაკვლევ 4





ნახ.4.6. თავისუფალი რხევების ჩაწერა



ნახ.4.7. მილევადი რხევის ოსცილოგრამა

ტრაქტორის საყრდენ ჰორიზონტალურ 5 პლატფორმაზე, რომელსაც გაზიდავენ 7 ფიქსატორით, შემდეგ გამოსაკვლევ 4 ტრაქტორს გაზიდავენ 8 გვარლით ჰორიზონტალური 5 პლატფორმის გაზიდვის საწინააღმდეგო მიმართულებით, იმ მომენტამდე სანამ არ დაიწყება მისი თვლების «იუზი», რასაც აფიქსირებენ ელექტრომაგნიტური 9 ფიქსატორით. ყოველივე ეს ხდება იმ მიზნით, რომ მიღებულ იქნას გამოსაკვლევი 4 ტრაქტორის ტრანსმისიის ლილვებზე ნათლად გამოხატული და პლატფორმასა და გამოსაკვლევი 4 ტრაქტორის კორპუსზე გრძივი მიმართულებით გავრცელებული თავისუფალი რხევები. თავისუფალი რხევების რეგისტრაცია ხდება გრძივი გადაადგილების 10 გადამწოდით.

გამოსაკვლევი ტრაქტორის თავისუფალი რხევები აღიძვრებიან საბურავებზე და ლილვებზე ერთდროულად, ხოლო პლატფორმის თავისუფალი რხევები აღიძვრებიან მხოლოდ საბურავებზე.

ორივე ეს რხევა აღიძვრება ჰორიზონტალური ღერძის მიმართულებით და ერთმანეთს ემთხვევიან ფაზებით, რადგანაც დამჭიმი გვარლებიდან დამჭიმი ძალების მყისი მოხსნა 7 და 9 ფიქსატორებით ხდება ერთდროულად, მაგრამ გამოსაკვლევი 4 ტრაქტორისა და 5 პლატფორმის თავისუფალ რხევებს აქვთ ურთიერთსაწინააღმდეგო მიმართულება. ამის გამო გამოსაკვლევი 4 ტრაქტორის თავისუფალი რხევების ოსცილოგრამის ჩაწერისას გრძივი გადაადგილების 10 გადამწოდების მეშვეობით ფუძის მიმართ ხორციელდება თავისუფალი რხევების ჩაწერა (ნახ.4.7) მხოლოდ ტრანსმისიის ლილვებზე მათზე საკიდრის ელემენტების

და თვლების საბურავების რხევების დადების გარეშე, რადგან საკვლევი 4 ტრაქტორის საბურავებისა და 5 პლატფორმის საყრდენი 3 თვლების საბურავების საკუთარი რხევები ერთმანეთს აბათილებენ.

ტრანსმისიის არადრეკადი წინააღმდეგობის კოეფიციენტი განისაზღვრება ფორმულით:

$$K_{\text{ПП}} = 2M_a \frac{1}{T_T} \ln \left( \frac{X_{1T}}{X_{2T}} \right) \frac{z_K^0}{i_0^2 \cdot i_{pk}^2 \cdot i_{kII}^2}, \quad (4.1)$$

სიხისტის კოეფიციენტი ტოლია:

$$C_{\text{ПП}} = M_a \frac{(z_K^0)^2}{i_0^2 \cdot i_{pk}^2 \cdot i_{kII}^2} \left( \frac{2\pi}{T_T} \right)^2, \quad (4.1)$$

სადაც,  $M_a$  – ტრაქტორის მთლიანი მასაა;  $z_k^0$  – თვლების გორვის რადიუსი;  $i_0, i_{pk}, i_{kII}$  – შესაბამისად მთავარი გადაცემის, გამანაწილებელი კოლოფისა და სიჩქარეთა კოლოფის გადაცემათა რიცხვებია;  $X_{1\omega}, X_{2\omega}$  – პირველი და მეორე პერიოდების ამპლიტუდებია, რომლებიც განისაზღვრება ცდების შედეგად მიღებული მრუდიდან (ნახ. 4.7);  $T_{\text{Пп}}$  – რხევის პერიოდია, რომელიც განისაზღვრება დროის მასშტაბით.

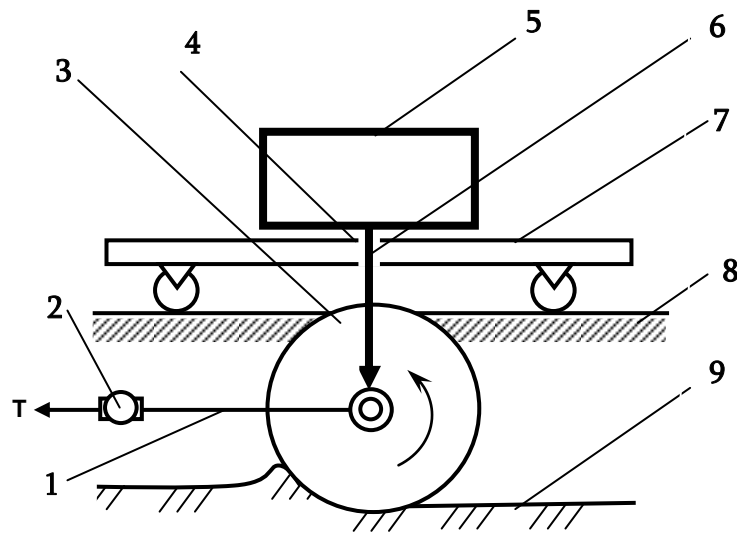
სრულამძრავიანი მობილური მანქანის ტრანსმისიაში დემფერებების და სიხისტის განსაზღვრის მეთოდის გამოყენება იძლევა უფრო მაღალი სიზუსტის გამომავალი მახასიათებლების მიღების შესაძლებლობას, რაც ხორციელდება მისი თავისუფალი რხევების ოსილლიგრამის ჩაწერით მხოლოდ ტრანსმისიის ლილვებზე სავალი ნაწილების თავისუფალი რხევების ზედდების გარეშე.

### 4.3. დეფორმირებად გრუნტზე გამავლობის ექსპერიმენტული კვლევა

გამავლობის, როგორც სატრანსპორტო საშუალების მიერ საგზაო უთანაბრობებით გამოწვეულ წინააღმდეგობათა დაძლევის უნარის, შეფასებისათვის ტრადიციულად განიხილება: თვლის ჩაჭიდება გრუნტთან, გორვის წინააღმდეგობა, ბუქსაობა, თვლის დაწნევა გრუნტზე, თვლის მთელავი

ზემოქმედება გრუნტზე, ზღურბლოვანი წინააღმდეგობის გადალახვა და სხვა [33, 34, 35].

მოხსენიებულ და სხვა მახასიათებელთა ერთობლიობითა და გრუნტის ფიზიკურ-მექანიკური თვისებების გათვალისწინებით, ხდება სტრანსპორტო საშუალების გამავლობის შეფასება. მაგალითად, გამავლობის მახასიათებელთა განსაზღვრისათვის მხედველობაში მიიღება გრუნტის თვისებათა ისეთი მახასიათებლები, როგორებიცაა: აბსოლუტური და ფარდობითი ტენიანობები, სიმკვრივე, დეფორმაციის მოდული, მზიდუნარიანობის ზღვარი, შინაგანი ხახუნის კუთხე და ჩაჭიდების კოეფიციენტი.



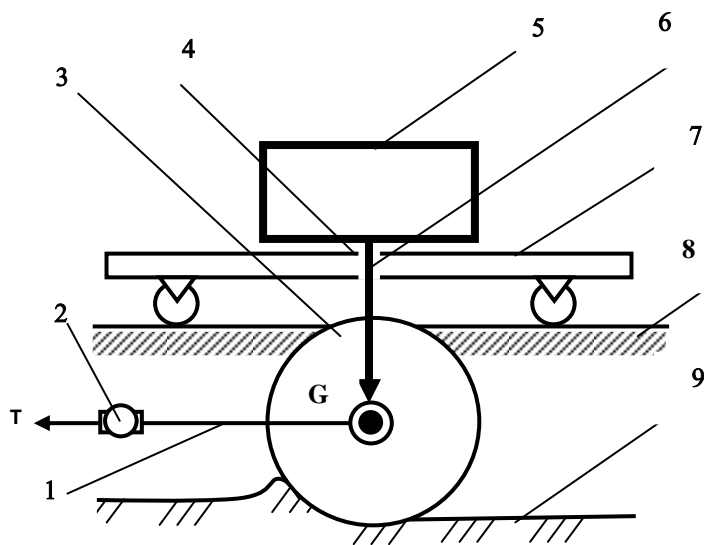
ნახ.4.8. თვლის გაზიდვა ამყოლ რეჟიმში

ექსპერიმენტული კვლევების უზრუნველსაყოფად ძირითადად საჭირო ხდება გრუნტის ფიზიკურ-მექანიკური თვისებების განსაზღვრა დეფორმირებადი შრის სიღრმეზე სხვადასხვა ტენიანობის პირობებში. მაგალითად, ლაბორატორულ პირობებში ხდება ნორმალური დატვირთვის ძალის მოდულობა თვალზე და მისი გადაგორება სპეციალურად მომზადებულ გრუნტიან არხში გაზიდვითა და წვეის ძალის ერთდროული დინამომეტრირებით [37, 39, 40, 41]. მაგრამ ასეთი გამოცდების დროს აღნიშნულ პარამეტრთა ტრადიციული ურთიერთდამოკიდებულების გამოყენება არ იძლევა აღქმისათვის მათ მარტივ განზოგადებას გამავლობის, როგორც სატრანსპორტო საშუალების მიერ მისი თვლების ბრუნვითი

მოდრაობის წინსვლით მოძრაობად ეფექტურად გარდაქმნის უნარის, პირდაპირ შემფასებელ ერთიან მახასიათებელში.

აღნიშნული ნაკლის აღმოფხვრა შესაძლებელია იმით, რომ ერთიდაიგივე გრუნტიან არხში, იდენტურ გარეშე (ობიექტურ) პირობებში, ერთიდაიგივე თვლის გადაგორება განხორციელებულდეს მონაცვლეობით – მისი გორვის გაძნელებულ და გაადვილებულ პირობებში, ორივე შემთხვევაში გაიზომოს წვევის ძალები და განისაზღვროს მათ შორის დამოკიდებულება, რომლის ფუნქციაც თვალსაჩინოდ უჩვენებს სატრანსპორტო საშუალების თვლებზე რეალური საგზაო ზეგავლენას, რაც თავის მხრივ შესაძლებელს გახდის მისი საექსპლოატაციო თვისებების (კერძოდ, გამავლობის) უფრო რეალურად შეფასებას მყარ, ფხვიერ და დაჭაობებულ გრუნტებზე გადაადგილებისას. ასეთი ფუნქციის განსაზღვრისათვის ანალოგიის სახით შესაძლოა უგანზომილებო კოეფიციენტთა განსაზღვრის მეთოდების გამოყენება, მაგალითად – გრუნტის მზიდუნარიანობის მიხედვით [26].

აღნიშნულ პრობლემას, ზემოთ მოყვანილი განზოგადების პრინციპით, შესაძლოა ჰქონდეს რამდენიმე გადაწყვეტა, რომელთაგან უპირატესის შერჩევა შესაძლებელი გახდება კონკრეტული ამოცანების გადაწყვეტისას კონკრეტულ საგზაო პირობებში. აქ განხილულია აღნიშნული პრინციპის პრაქტიკული განხორ -



ნახ.4.9. დამუხრუჭებულ თვლის გაზიდვა

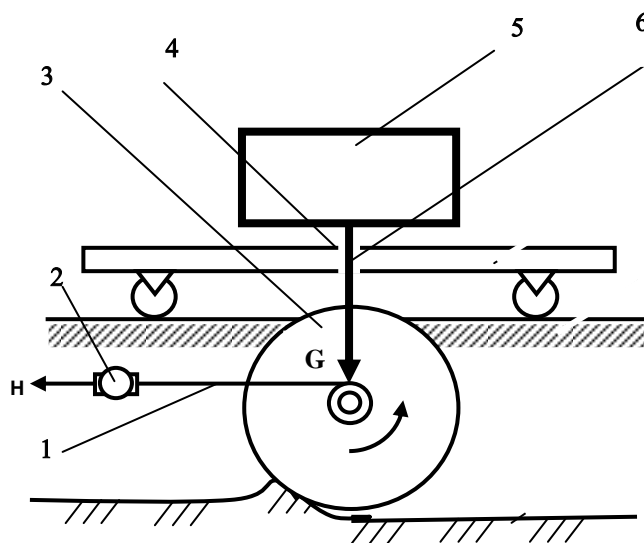
ციელების სამი ვარიანტი, რომლებიც წარმოადგენენ მობილური მანქანის გამავლობის შეფასების მეთოდს იმ საერთო კანონზომიერებით, რომელიც განისაზღვრება გაძნელებულ და გაადვილებულ პირობებში თვლის გადაგორებისას დინამომეტრებით გაზომილ გაზიდვის ძალთა ფარდობით:

$$K = 1 - \frac{P_i}{P_j} \quad \text{და} \quad K' = \frac{P_i}{P_j} \quad (4.3)$$

სადაც,  $K$  – გამავლობის ხელშემწყობ გარემოებათა შემფასებელი პროპორციულობის კოეფიციენტია;

$K'$  – გამავლობის დამაბრკოლებელ გარემოებათა შემფასებელი პროპორციულობის კოეფიციენტია;

$P_i$  – გაზიდვის ძალაა გორვის გაადვილებულ პირობებში;

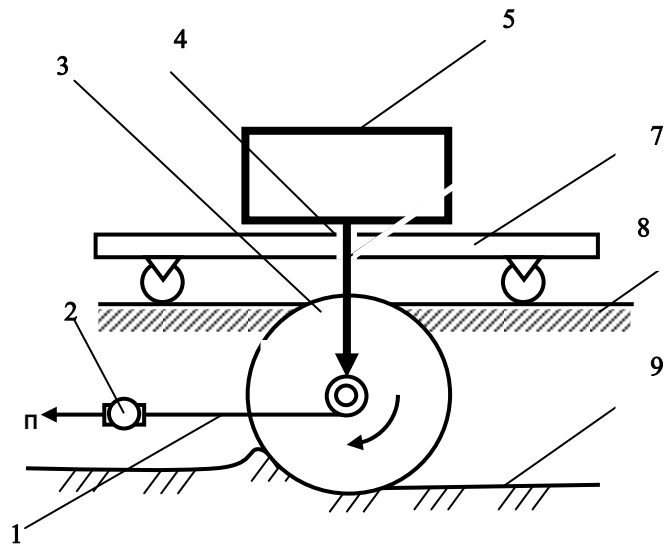


#### 4.10. გვარლის დახვევა მოძრაობის მიმართულებით

$P_j$  – გაზიდვის ძალაა გორვის გაძნელებულ პირობებში.

მაგალითი 1. შვეულ მიმმართველში გორვის გაადვილებულ პირობად აიღება თვლის 3 გვარლით 1 გაზიდვა ამყოლ რეჟიმში (ნახ. 4.8), ხოლო გაძნელებულ პირობად – დამუხრუჭებული თვლის 3 გვარლით 1 გაზიდვა (იხ. ნახ.4.9).

მაგალითი 2. გორვის გაადვილებულ პირობად აიღება თვლის 3 ღერძზე



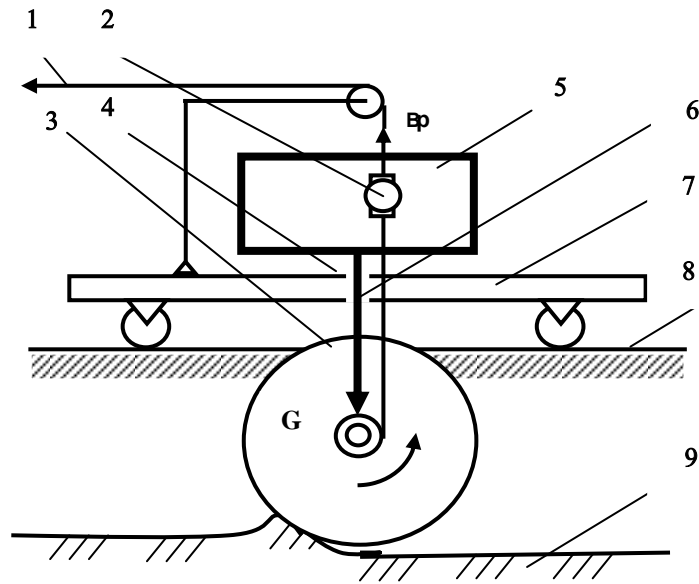
ნახ.4.11. გვარლის გაზიდვა მოძრაობის საწინააღმდეგოდ

გვარლის 1 დახვევა მოძრაობის მიმართულებით (იხ. ნახ. 4.10), ხოლო გაძნელებულ პირობად – თვლის 3 ღერძზე გვარლის 1 დახვევა მოძრაობის საწინააღმდეგო მიმართულებით (იხ. ნახ. 4.11)

მაგალითი 3. გორვის გაადვილებულ პირობად აიღება თვლის 3 ღერძზე გვარლის 1 დახვევა მოძრაობის მიმართულებით და გაზიდვა შვეულად ზემოთ (იხ. ნახ. 4.12), ხოლო გაძნელებულ პირობად – იგივე გვარლის 1 გაზიდვა შვეულად ქვემოთ (იხ. ნახ. 4.13)

გამავლობის შეფასების ზემოაღნიშნული მეთოდი ითვალისწინებს გრუნტიანი არხის 9 მომზადებას – ჯერ გრუნტის მასალის (თიხისა და ქვიშის ნარევის და ა.შ.) გაფხვიერებით, ხოლო შემდეგ საჭირო სიმკვრივემდე მისი მოტკეპნით, მასში გამოსაცდელი თვლის 3 ჩაყენებას, რომელზეც ზემოგანხილული მაგალითების მიხედვით გამობმული იქნება გვარლი 1 დინამომეტრითურთ 2, თვალზე 3 ნორმალური (შვეული) დატვირთვის ( $G$ ) მოდებას რელსებზე 8 შედგმული ურიკის 7 შვეულ მიმმართველში 4 სრიალის შესაძლებლობით ჩასმულ ჭოკზე 6 დამაგრებული ტვირთით 5. მომზადების შემდეგ ხდება გრუნტიან არხში 9 თვლის

3 გაზიდვა გვარლით 1 და წევის წინააღმდეგობის (გაზიდვის) ძალების  $P_i$  და  $P_j$  გაზომვა დინამომეტრით 2.



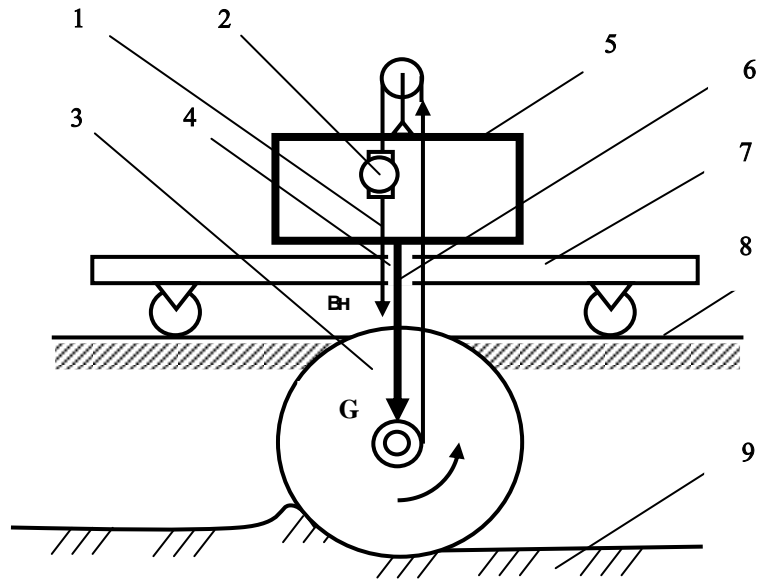
ნახ.4.12. გვარლის გაზიდვა ზემოთ

ზემოაღწერილ დინამომეტრირების სამ მაგალითს ერთიდაიგივე გარემო პირობებში (თვლის ნორმალური დატვირთვა და გრუნტიანი არხის ნიადაგობრივ-შემცველობითი და ფიზიკურ-მექანიკური მდგომარეობები) შეესაბამება გამავლობის ხელშემწყობ გარემოებათა შემფასებელი პროპორციულობის  $K$  კოეფიციენტის სხვადასხვა რიცხვითი მნიშვნელობები, როელთა განზოგადება (დინამომეტრირების ერთიდაიგივე რეჟიმებისათვის) შესაძლებელია მათი გავრცელების ფარგლებში გრუნტის ფიზიკურ-მექანიკურ მდგომარეობათა სხვადასხვა (ძირითადად სამი) ვარიანტისათვის:

ვარიანტი 1. გრუნტიან არხში ხდება გაფხვიერებული გრუნტის ტკეპნა მაღალ სიმკვრივემდე (გრუნტის მკვრივი, მცირედ დეფორმირებული მდგომარეობა).

ამ დროს თვლის გორვის გამწვანებულ (ნახ. 4.9, 4.11 და 4.13) და გაადვილებულ (ნახ. 4.8, 4.10 და 4.12) პირობებში გაზომილ წევის წინააღმდეგობის (გაზიდვის) ძალათა  $P_j$  და  $P_i$  სხვაობა  $(P_j - P_i)$  მაქსიმალურია, ხოლო მათი

ფარდობა  $(\frac{P_i}{P_j})$  მინიმალურია, გამავლობის ხელშემწყობ გარემოებათა შემფასებელი პროპორციულობის კოეფიციენტი კი – მაქსიმალური ( $0 < K \leq 1$ ).



ნახ.4.13. გვარლის გაზიდვა ქვემოთ

ვარიანტი 2. გრუნტიან არხში არ ხდება გაფხვიერებული გრუნტის ტკეპნა მაღალ სიმკვრივემდე (გრუნტის ფხვიერი, ადვილად დეფორმირებადი მდგომარეობა). ამ დროს თვალი ეგლობა, რის შედეგადაც მისი გორვის გაძნელებულ (ნახ.4.9, 4.11 და 4.13) და გაადვილებულ (ნახ. 4.8, 4.10 და 4.12) პირობებში გაზომილ წევის წინააღმდეგობის (გაზიდვის) ძალათა  $P_j$  და  $P_i$  სხვაობა  $(P_j - P_i)$  უმნიშვნელოა, ხოლო მათი თანაფარდობა  $(\frac{P_i}{P_j})$  შესამჩნევია, პროპორციულობის გამავლობის ხელშემწყობ გარემოებათა შემფასებელი კოეფიციენტი – მცირე ( $0 < K < 1$ ).

ვარიანტი 3. გრუნტიან არხში ხდება ბლანტი გარემოს მიღება (მცირედ მკვრივი ან დეფორმირებადი გრუნტის დატენიანება). ამ დროს ადგილი აქვს თვლი სრიალს ან ჩაფლობას (შესაბამისად – ბულლდო-ზერულ ეფექტს), ხოლო მისი გორვის გაძნელებულ (ნახ. 4.9, 4.11 და 3.13) და გაადვილებულ (ნახ. 4.8, 4.10 და



4.12) პირობებში გაზომილ წევის წინააღმდეგობის (გაზიდვის) ძალათა  $P_j$  და  $P_i$  სხვაობა  $(P_j - P_i)$  მინიმალურია, ხოლო მათი თანაფარდობა მაქსიმალურია, გამავლობის ხელშემწყობ გარემოებათა შემფასებელი პროპორციულობის კოეფიციენტი კი – მინიმალური ( $0 \leq K < 1$ ).

სატრანსპორტო საშუალების გამავლობის შეფასების ზემოაღნიშნული პრინციპის განზოგადება იძლევა შესაძლებლობას, თვლის შემოწმება მოხდეს გამავლობის სხვადასხვა კრიტერიუმებზე, რომელთა განსაზღვრის თავისებურებები საჭიროებენ თვლის გორვის გაძნელებული (ნახ.4.9, 4.11 და 4.13) და გაადვილებული დეტერმინირებული ლაბორატორული პირობებიდან შეირჩეს ერთერთი: მაგალითი 1 (ნახ. 4.8 და 4.9) იძლევა შესაძლებლობას, თვალი გამოიცადოს გრუნტთან ჩაჭიდებაზე  $(1 - \frac{P_i}{P_j})$  და ბულდოზერულ ეფექტზე  $(\frac{P_i}{P_j})$ ; მაგალითი 2 (ნახ. 4.10 და 4.11) იძლევა შესაძლებლობას, თვალი გამოიცადოს გრუნტთან ჩაჭიდებაზე  $(1 - \frac{P_i}{P_j})$  და გორვის წინააღმდეგობაზე  $(\frac{P_i}{P_j})$ ; მაგალითი 3 (ნახ. 4.12 და 4.13) იძლევა შესაძლებლობას, თვალი გამოიცადოს გრუნტთან ჩაჭიდებასა  $(1 - \frac{P_i}{P_j})$  და დაწნევაზე  $(\frac{P_i}{P_j})$ .

### თავის მოკლე დასკვნა

წევის ძალის მყისა დაგდებითა და თავისუფალი რხევების ოსცილოგრამების ჩაწერით ტრანსმისიის დაყვანილი დემფერებისა და სიხისტის განსაზღვრისას გაირკვა, რომ ტრანსმისიის რხევები ერთდროულად აღიძვრებიან ლილვებზე და სალტეებზე, ხოლო კორპუსის რხევები - მხოლოდ სალტეებზე; თანაც ეს ორივე სახის რხევები კორპუსზე მოქმედებენ ჰორიზონტალური მიმართულებით და ისინი მსგავსია ფაზებით რაც გათვალისწინებულია განხილულ მეთოდში, რომელიც იძლევა უფრო მაღალი სიზუსტის გამომავალი მახასიათებლების მიღების შესაძლებლობას; მიღებული კოეფიციენტები შეიყვანება მათემატიკურ მოდელში. გრუნტიან არხში დინამომეტრირება კი იძლევა გამავლობის ემპირიული განსაზღვრის შესაძლებლობას.

## თავი 5.

### ტრაქტორის სატრანსპორტო და საველე ექსპერიმენტული კვლევები

#### 5.1. სატრანსპორტო და საველე ექსპერიმენტული კვლევების ამოცანები და მეთოდика

საველე-ექსპერიმენტული კვლევები ტარდება ტრანსმისიის სადატვირთვო რეჟიმების დადგენის მიზნით. გამოცდების ჩასატარებლად შეირჩევა მახასიათებელი ტიპის საფარიანი გზები, რომლებიც ყველაზე ხშირად გვხვდება ტრაქტორის ექსპლუატაციის პრაქტიკაში.

ექსპერიმენტული სამუშაოების საფუძველზე წყდება შემდეგი ამოცანები:

- დაუმყარებელი და დამყარებული მოძრაობის რეჟიმების პირობებში ტრანსმისიის დატვირთვის დინამიკური პროცესების მიმდინარეობის ხასიათის გამოვლენა;
- წამყვანი ხიდების ნახევარღერძებზე მგრები მომენტების მაქსიმალური სისდიდების განსაზღვრა (რითაც ფასდება ტრანსმისიის დატვირთულობა, რადგანაც ნახევარღერძი წარმოადგენს ძალური ამძრავის ერთ-ერთ ძირითად რგოლს და ყველაზე დატვირთულ ადგილს ტრანსმისიაში) ადგილიდან მკვეთრი დამჯრისას;
- ნახევარღერძებზე მგრები მომენტების დინამიკური ციკლური მდგენელების განსაზღვრა ხვნის დროს და დამყარებულ რეჟიმში მოძრაობისას სხვადასხვა გზებზე.

მცირეგაბარიტიანი ტრაქტორის ექსპერიმენტული კვლევები ტარდებოდა ორ ეტაპად:

პირველ ეტაპზე ტარდებოდა არსებული დრეკად-მადემფერებელი მახასიათებლების მქონე ტრანსმისიის კვანძების შეფასებითი გამოცდები მნიშვნელოვანი პარამეტრების გამოვლენის მიზნით, რომლებიც მოქმედებს ტრანსმისიის ლილვების დატვირთულობაზე და საანგარიშო მოდელების

კორექტულობის შესაფასებლად ოპტიმიზაციის პროცესში მისაღები სიზუსტით მათი გამოყენებისათვის.

მეორე ეტაპზე, ტრანსმისიის დატვირთულობის შემცირების მიზნით, შეისწავლებოდა წამყვანი ხიდების ამძრავების რაციონალური პარამეტრების (რომლებიც მიღებული იყო ოპტიმიზაციის საფუძველზე) გავლენა ტრანსმისიის დატვირთულობის დინამიკურ პროცესებზე.

საგაზო-ექსპერიმენტული კვლევები ტარდებოდა ქ.დმიტროვში ავტო-მოტო ტექნიკის გამოცდებისა და დაყვანის სამეცნიერო-კვლევით ცენტრში. გამოსაცდელ ობიექტად გამოიყენებოდა სრულამძრავიანი მცირეგაბარიტიანი ტრაქტორი T-718 მისაბმელით TOB-350.

მცირეგაბარიტიანი ტრაქტორი იტვირთებოდა მისაბმელის ძარაზე ჩამაგრებული ლითონური ბალასტით. ბალასტის მასა და განლაგება უზრუნველყოფდა ნომინალურ დატვირთვას ქარხანა-დამამზადებლის რეკომენდაციის შესაბამისად. გამოცდების წინ მცირეგაბარიტიან ტრაქტორს უტარდებოდა ტექნიკური მომსახურება.

გამოცდები ტარდებოდა შემდეგ გზებზე:

- ასფალტის საფარით (დინამომეტრული გზის უბანი) სიგრძით 1000 მ;
- რიყის ქვის გზა პროფილირებული მოკირწყვლით – 500 მ;
- გრუნტის გზა – 500 მ.

ჩქაროსნული რეჟიმები გზაზე:

- ასფალტი – 2,8; 4,3; 6,1 მ.წმ<sup>-1</sup>.

დასახული ამოცანების რალიზაციისათვის დამუშავებული და ტრაქტორზე დამონტაჟებული იქნა ტენზომეტრული დანადგარი (ნახ. 5.9) და სამარჯვები (ნახ. 5.7 და ნახ.5.8) ისინი იძლევა შესაძლებლობას გაიზომოს შემდეგი პარამეტრები:

- მგრები მომენტები წინა და უკანა ხიდების ნახევარღერძებზე და წვევა კაკვზე;
- ძრავის მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირე;
- გაზომვის ხანგრძლივობა და თვლების ბრუნთა რიცხვი.

მგრები მომენტების გასაზომად ნახევარღერძებზე დაწებებული იყო 2ΦКРВ კილიტის ტენზოგადამწოდები, რომელთა ნორმალური წმინალობაა 200 ომი და

ბაზა  $l = 20$  მმ. გადამწოდების მიერთება ტენზოდანადგარზე და ელექტრული სიგნალის გაზომვა სწარმოებდა მუსებიანი ტორსული დენის ამრთმევი მოწყობილობების მეშვეობით (ნახ. 5.7 და 5.10), რომლებიც დაყენებული იყო თვლის დისკების ცილინდრულ უბნებზე (ნახ.5.11) და გუთნის საკიდ წვევებზე (ნახ.5.12).

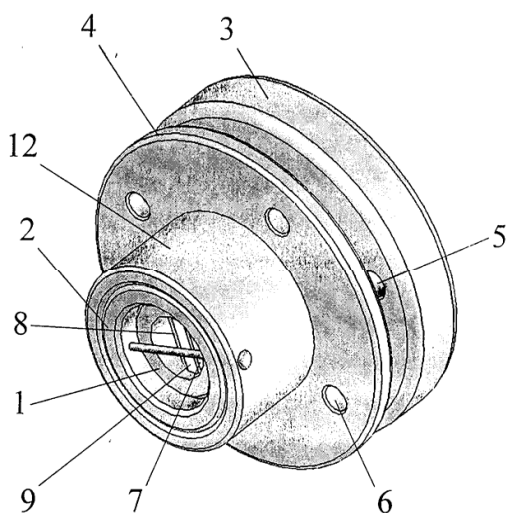
მრავის მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირის გასაზომად გამოყენებული იყო M3-307 მარკის ცვლადი დენის ტაქოგენერატორი, რომელიც შედის მცირეგაბარიტიანი ტრაქტორის ელექტრომოწყობილობის სისტემაში.

გასაზომი პარამეტრების დიდი რაოდენობისა და მათი ცვლილების ხასიათის გათვალისწინებით, მაძლიერებელ და მარეგისტრირებელ აპარატურად შერჩეული იქნა ექვსარხიანი მაძლიერებელი KWS-3073 (2 ცალი) და 14 არხიანი XP-50 ტიპის მაგნიტოგრაფი. რეგისტრაციის ხარისხი მოწმდებოდა ოსცილგრაფის საშუალებით.

გაზომვებისას ავტომატურად წარმოებდა დროის ათვლა. TOB-350 მისაბმელიანი T-718 მცირეგაბარიტიანი ტრაქტორის ტრანსმისიის დატვირთულობის ექსპერიმენტული კვლევის ამოცანების შესაბამისად დამუშავებული იქნა გამოცდების ჩატარების მეთოდიკა, რომელიც ითვალისწინებდა ტრაქტორის დაუმყარებელ და დამყარებულ მოძრაობას სხვადასხვა გადაცემებზე და პოლიგონის სხვადასხვა ტიპის გზებზე, წამყვანი ხიდების ამძრავების ორი ტიპით (არსებულთა და ოპტიმიზირებულთა).

## 5.2. ტრაქტორის დინამიკური დატვირთულობის ექსპერიმენტული კვლევა სატრანსპორტო და საველე პირობებში

ტრაქტორის კვლევის პროგრამა ითვალისწინებდა ტრანსპორტირებისა

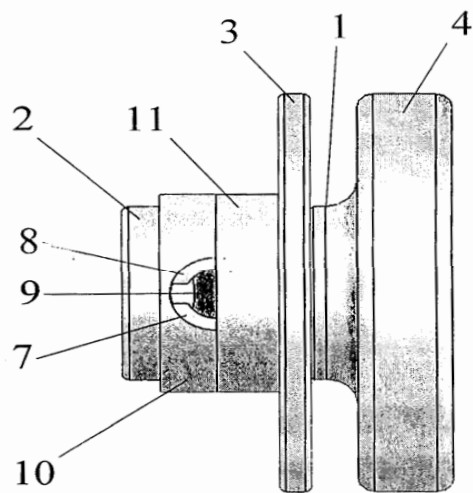


ნახ.5.1

და საველე სამუშაოების ჩატარებას დრეკადი ქუროებით მისი თვლების ამძრავებში და მათ გარეშე.

### კომპაქტური დრეკადი ქურო

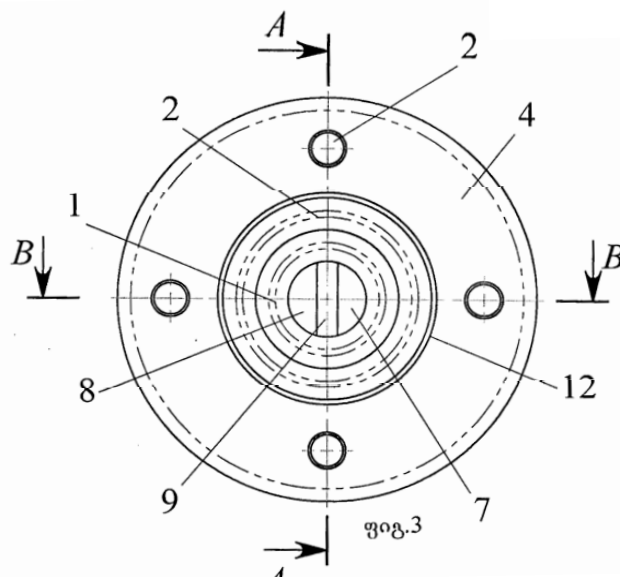
დამუშავებული და დამზადებული იქნა კომპაქტური ქურო ტრაქტორის თვლების ამძრავებისათვის, მისი დრეკადი ელემენტის სიხისტის რეგულირების შესაძლებლობით, ე.ი. ექსპერიმენტის დროს შეიძლება მისი შენაცვლება ხისტი ლითონური ელემენტით, რომელიც სპეციალურად დამზადდა ამ მიზნით.



ნახ.5.2

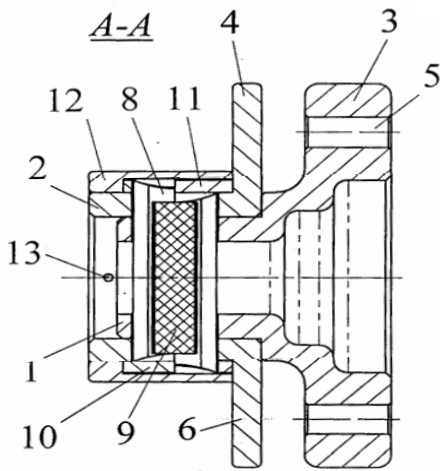
აწყობის თანმიმდევრობა.

თვლის დრეკადი ქურო შეიცავს ორ ცილინდრული ფორმის ნახევარქუროებს 1 და 2, რომელთაგან ერთი ჩასმულია მეორეში და აქვთ სამაგრი ელემენტები მილტუჩების 3 და 4 სახით, რომლებშიც შესრულებულია ნახვრეტები

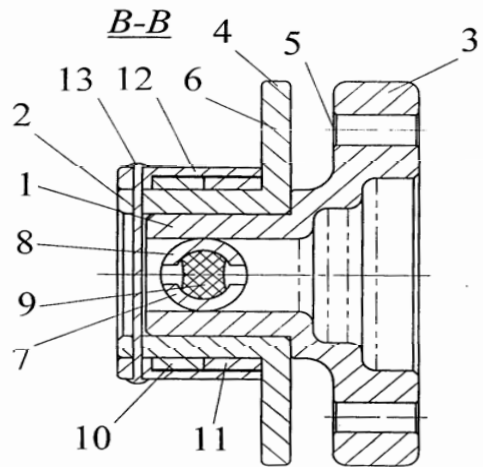


ნახ.5.3

ნახ.5.1-ზე გამოსახულია თვლის დრეკადი ქუროს საერთო ხედი, აქსონომეტრიაში; ნახ.5.2 – იგივე გვერდხედში (გარე მილისს გარეშე); ნახ.5.3 – იგივე, ხედი შიგა (წამყვანი) ნახევარქუროს მხრიდან; ნახ.5.4 იგივე, ჭრილი A-A ნახ. 5.3-დან; ნახ.5.5 ჭრილი B-B ნახ. 5.3-დან; ნახ.5.6-ზე ქუროს დაშლა-



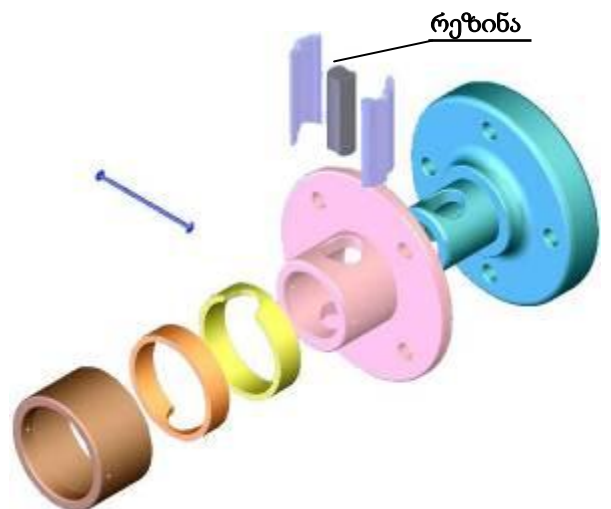
ნახ.5.4



ნახ.5.5

5 და 6, ხოლო აღნიშნულ ნახევარქუროებს ცილინდრულ ნაწილში აქვს განივი ურთიერთთანხვედრილი გამჭოლი ნახვრეტები, რომლებშიც ჩასმულია დრეკადი კვანძი, შედგენილი დრუ ცილინდრული სეგმენტების სახით შესრულებული საბჯენი ელემენტებისაგან 7 და 8, რომელთაც აქვს საფეხუროვანი ტორსები, რომელთა შორის ჭექით ჩასმულია დრეკადი ელემენტი 9, ხოლო გარე ნახევარქუროზე 2 ერთმანეთზე მიჯრით დასმულია ორი ერთნაირი მიმმართველი მილისი 10 და 11, რომლებზეც წამოცმულია საფეხუროვანი გარე მილისი 12, რომელიც ასევე თავისი საფეხურით წამოცმულია გარე (ამყოლ) ნახევარქუროზე 2 და მასთან დამაგრებულია სამაგრი ელემენტით 13. ქუროს ლითონურ მასალად გამოყენებულ იქნა ფოლადი ფლ-65, ხოლო დრეკადი ელემენტისათვის 68÷70 შორის სიხისტით ГОСТ-8752-79-ის მიხედვით შეირჩა რეზინა ИРП-1287.

დრეკადი ქუროს აწყობა წარმოებს შემდეგნაირად (ნახ.5.6): შიგა კონცენტრულ მილისას 1 ეცმება მისადმი კონცენტრული გარე მილისა 2, შემდეგ საბჯენ ფირფიტებს 3 შორის თავსდება დრეკადი ელემენტი 4 და ასეთი სახით აწყობილი დრეკადი კვანძი თავსდება კონცენტრული შიგა 1 და გარე 2



ნახ.5.6. ქუროს დაშლა-აწყობა 10

მილისების თანაღერძულ განივ ნახვრეტებში. მის შემდეგ კონცენტრულ გარე მილისაზე 2 ეცმება გარე მილისა 12 და ფიქსირდება მასთან ჭანჭიკების 6 საშუალებით. დრეკადი ელემენტის 4 შესაცვლელად იხსნება ჭანჭიკების 6, დამატებით მილისას 5 აბრუნებენ 90°-ით და როდესაც მისი ნახვრეტის ღერძი დაემთხვევა მილისების 1 და 2 თანაღერძული ნახვრეტების ღერძებს, შესაძლებელი ხდება დრეკადი ელემენტის 4 ამოღება საბჯენ ფირფიტებთან 3 ერთად შემდეგ საჭიროების შემთხვევაში შეიცვლება ისეთივე დრეკადი ელემენტით 4, რომელიც იდება საბჯენ ფირფიტებს 3 შორის და ყველაფერი მეორდება საპირისპირო მიმდევრობით.

დრეკადი ქურო მუშაობს შემდეგნაირად: შიგა (წამყვან) ნახევარქუროს 1 მილტუჩის 3 მეშვეობით ნახევარღერძის მორგვიდან (ნაჩვენები არ არის) გადაეცემა მაბრუნე მომენტი, რომელიც გარდაიქმნება რა საბჯენ ელემენტებზე 7 და 8 მოქმედ დამწოლ წყვილ ძალად, დრეკადი ელემენტის 9 შეკუმშვით იწვევს აღნიშნული დრეკადი კვანძის (ანუ – საბჯენი ელემენტებისა 7 და 8, მათ შორის მოთავსებული დრეკადი ელემენტითურთ 9) შემობრუნებას აღნიშნულ შიგა (წამყვან) ნახევარქუროსთან 1 ერთად და მაბრუნე მომენტის გადაცემას ამოლ (გარე) ნახევარქუროსათვის 2, რომელიც, თავის მხრივ, აღნიშნულ მაბრუნე მომენტს მილტუჩის 4 მეშვეობით გადასცემს მასზე ნახვრეტებისა 6 და სამაგრი ელემენტების (მაგალითად – ჭანჭიკებისა და ქანჩების) მეშვეობით დამაგრებულ თვლის დისკოს (ნაჩვენები არ არის). ამ დროს დრეკადი ელემენტის 9 შეკუმშვის სიდიდე პირდაპირ-პროპორციულად არის დამოკიდებული გარე (ამოლი) ნახევარქუროს 2 წინააღმდეგობის მომენტზე, რომელიც გამოწვეულია თვლიანი მობილური მანქანის გადაადგილების წინააღმდეგობის ჯამური ძალით, რომელიც ძირითადად დამოკიდებულია გზის პროფილისა და (მიწის სამუშაოების, მაგალითად – ხვნის დროს) ნიადაგის სიმკვრივის უთანაბრობებზე, რომლებიც იწვევს დრეკადი ქუროს ცვლად დატვირთვებს, ანუ მისი დრეკადი ელემენტის 9 შეკუმშვა-გაფართოებებს, რაც ხდება საბჯენი ელემენტების 7 და 8 ერთმანეთთან მიახლოება-დაშორების მონაცვლეობით, რომელთა ტორსების საფეხურები სრიალით გადაადგილდება მიმართველი მილისების 10 და 11 ტორსებზე, რითაც მათ

უნარჩუნდება სწორი ორიენტაცია, ხოლო გარე მილისი 12 იცავს დრეკად ელემენტს 9 გარე ზემოქმედებისაგან.

ამასთან, კონცენტრული შიგა 1 და გარე 2 მილისების ურთიერთმიმართ და-  
მგრის კუთხე და ამის გამო, საბრჯენი ფირფიტების 3 ურთიერთ მიმართ  
გადაადგილება შეესაბამება მოდებული მგრეხავი მომენტის სიდიდეს. საბრჯენი  
ფირფიტები 3 თავისი განივი წიბოებით მოთავსებული არიან ასევე კონცენტრული  
შიგა 1 და გარე 2 მილისების თანადერძული ნახვრეტების შესაბამის ჭრილებში,  
რაც იძლევა საბრჯენი ელემენტების 3 ზუსტი ორიენტაციის შენარჩუნებას და  
უზრუნველყოფს მთლიანობაში დრეკადი ქუროს საიმედო მუშაობას. მოცემული  
დრეკადი ქუროს გამოყენება სატრანსპორტო საშუალებების ტრანსმისიაში, კერძოდ  
მცირეგაბარიტიანი სრულამძრავიანი ტრაქტორის თვლების მორგვებსა და  
დისკოებს შორის იძლევა შესაძლებლობას, რომ მისი დრეკადი კვანძის შეცვლა  
მოხდეს ლილვიდან დრეკადი ქუროს მოხსნის გარეშე, ე.ი. ის ექსპლოატაციის  
პირობებშიც სარემონტოდ ვარგისია.

### **ექსპერიმენტის მომზადება და ჩატარება**

მოსალოდნელი დატვირთვების შესაბამისად, ჩატარებული იქნა  
ტენზორეზისტორებიდან (ტენზისტორული გადამწოდებიდან) გამომავალი  
სიგნალების ტარირება. ტენზოგადამწოდების ბოგირული სქემით დამაგრებისათვის,  
ნახევარდერძებზე მგრეხი მომენტების შესაბამისი სიგნალების ჩაწერის მიზნით,  
შერჩეული იყო თვლების დისკოების ცილინდრული ზედაპირები. ტარირებისათვის  
ყოველი დისკო ჩამაგრებული იყო ფუძის ვერტიკალურ ზედაპირზე, ხოლო  
პერიფერიული ნახვრეტების გამოყენებით ნახევარდერძის მიმაგრების ადგილთან  
მიმაგრებული იყო სატარირებელი ბერკეტის ლილვი. შემდეგ მოხდა ხსენებული  
ბერკეტის დატვირთვა ტარირებული ტვირთებით და დომკრატით – დინამომეტრის  
გამოყენებით. შესაბამისად, ფიქსირდებოდა ოსცილოგრაფის ეკრანზე სხივის  
ვერტიკალური გადაადგილება და ისრის გადაადგილება მიკროამპერმეტრის  
სკალაზე.

ტენზოგადამწოდების ტარირების შემდეგ თვლების დისკოები  
ტენზოგადამწოდებითურთ დაყენებული იქნა მცირეგაბარიტიანი ტრაქტორის ყველა



თვლის ნახევარდერძზე – ქუროების საშუალებით (ნახ.5.10), ხოლო თვლების ფერსოებზე დაყენებული იქნა კრონშტეინები, რომლებზეც დამაგრებული იყო ტორსული დენისამრთმევეები (ნახ. 5.7 და ნახ.5.11), დაკავშირებულები კორპუსის



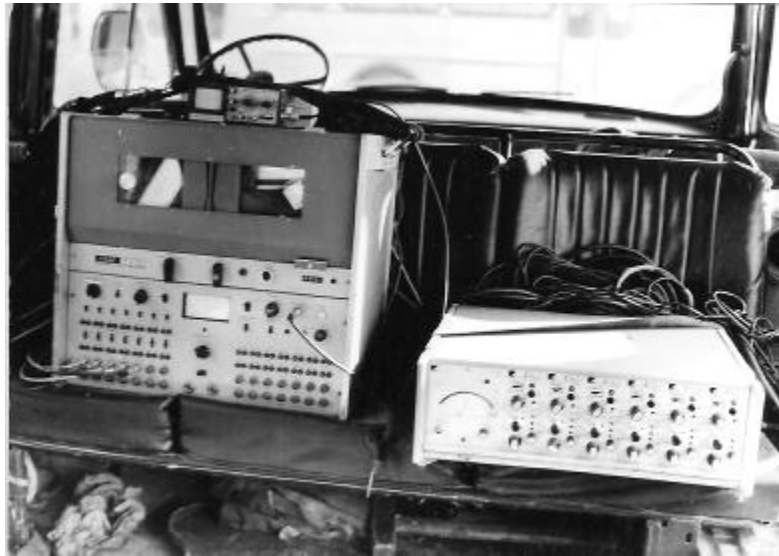
ნახ.5.7. ტრაქტორის აღჭურვა მზომი მოწყობილობებით

ფრთებთან უძრავი კრონშტეინების საშუალებით. დენსამრთმევეებიდან ხსენებულ საბჯენებზე გამოყვანილი იყო შტეკერები, მათი იმ აპარატურაზე მისაერთებლად, რომელიც დაყენებული იყო თანმხლებ სატრანსპორტო საშუალებაში (ნახ.5.8 და ნახ.5.9), ტრაქტორის გამოცდისათვის მის მიერ სატრანსპორტო სამუშაოების შესრულებისას (ნახ.5.14) და ხვნისას (ნახ.5.13). როგორც აპარატურის მატარებელი თანმხლებ სატრანსპორტო საშუალებად გამოყენებული იყო YA3-452 მარკის ავტომობილი.



ნახ.5.8. ტრაქტორისა და თანმხლები ავტომობილის აღჭურვა

ტრაქტორის ტრანსმისიის მაქსიმალური დინამიკური დატვირთვების განსაზღვრის მეთოდულად უნდა გამოიყენოს ოპერატორის ინდივიდუალური თავისებურებების გავლენა. ამ მიზნით ტრაქტორის ადგილიდან დაძვრისას გადაბმულობის ჩართვა ხდებოდა მისი უკიდურეს მდგომარეობაში სწრაფი სრული განთავისუფლებით, რომელიც შეესაბამებოდა გადაბმულობის სრულ გამორთვას.



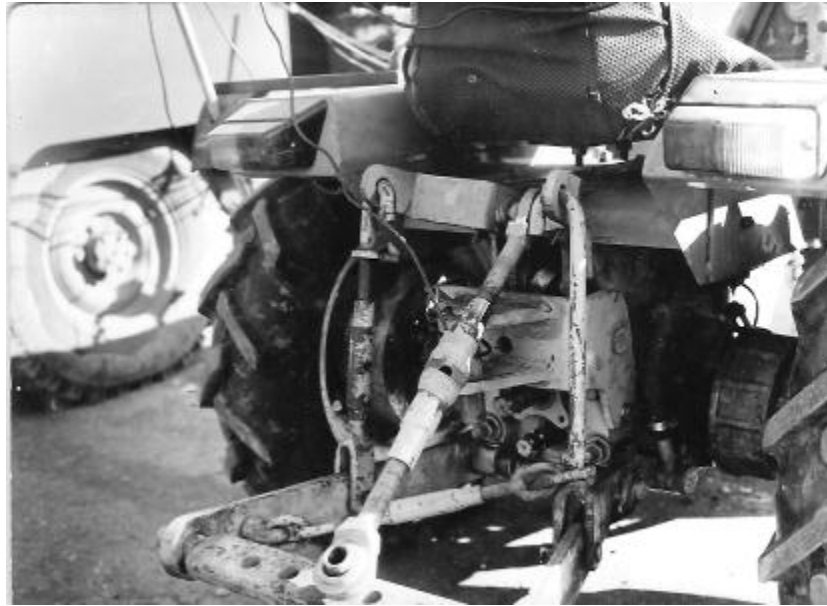
ნახ.5.9. მზომი აპარატურით აღჭურვილი თანმხლები ავტომობილი

დინამიკური დატვირთვები მცირეგაბარიტული ტრაქტორის ტრანსმისიაში იზომებოდა იმ გადაცემის ჩართვისას, რომლის დროსაც ხდებოდა დაძვრა გადაბმულობის მკვეთრი ჩართვით. გამოცდები წარმოებდა სხვადასხვა ტიპის საფარიანი გზების სწორ უბნებზე, ძრავის მუხლა ლილვის სხვადასხვა მუდმივი კუთხური სიჩქარეებისას.



ნახ.5.10 და ნახ.5.11. ნახევარღერძების აღჭურვა გადამწოდებითა და დენისამრთმევეებით

მაქსიმალური მგრები მომენტის განსაზღვრის მიზნით, სტატისტიკური დატვირთვის გათვალისწინებით, დამკვრა სწარმოებდა სწორ ზედაპირზე.



ნახ.5.12. გუთნის საკიდი წევის აღჭურვა ტენზომეტრიული გადამწოდით

მცირეგაბარიტიანი ტრაქტორის მიერ სხვადასხვა სასოფლო-სამეურნეო სამუშაოების ჩატარებისას, დინამიკური მახასიათებლების წევითი მაჩვენებლების და დახარჯული სიმძლავრის სახით განსაზღვრისათვის სწარმოებდა სადატვირთვო რეჟიმების ჩაწერები ნახევარღერძებზე მგრები მომენტების და კუთხური სიჩქარეების გაზომვის გზით ტორსული დენამრთმევეების მეშვეობით. წევითი დატვირთვები იზომებოდა მისაბმელის და გუთნის გადაბმულობის მოწყობილობებზე ელექტრონული დინამომეტრის მეშვეობით.



ნახ.5.13. ტენზომეტრული სიგნალების რეგისტრაცია თანმხლებ ავტომობილში

ТОБ-350 მისაბმელ ურიკასთან ერთად სატრანსპორტო სამუშაოების ჩატარებისას (ნახ.5.14) ტრაქტორის მწარმოებლობის განსაზღვრისათვის გაითვალისწინებოდა საშუალო სიჩქარე, განსაზღვრული საცდელი გასვლებისას ჩასათვლელ უბანზე.

1.3. წვეთი მახასიათებლების მოხსნის დროს, ნიადაგთა ფონების ძირითადი დიაპაზონების მოცვის მიზნით განისაზღვრება ველების მახასიათებლები.

1.3.1. ნიადაგის ტენიანობა  $\omega$ :

$$\omega = \frac{g_1 - g_2}{g_2} \cdot 100\% \quad (5.1)$$

სადაც,

$g_1$  – დატენიანებული ნიადაგის ყველა სინჯებია;

$g_2$  – მუდმივ წონამდე გამოშრობის ყველა სინჯები.

ნიადაგის სინჯები აიღება სანიადაგო ბურღით 15 სმ სიღრმეზე, სამ წერტილში, რომლებიც თანაბრად არიან განლაგებული გამოცდების ჩასატარებელ უბანზე.



ნახ.5.14. ტრაქტორი მისაბმელით და თანმხლები ავტომობილით საგზაო გამოცდებზე

1.3.2. ნიადაგის სისაღე  $P$  განისაზღვრება ფორმულით:

$$P = \frac{h_{საშ} \cdot q}{S} \quad (5.2)$$

სადაც,  $h_{საშ}$  - სისალის დიაგრამის საშუალო ორდინატის სიდიდეა;

$q$  - სიმკვრივე საზომის ზამბარის მასშტაბია, კგ/სმ;  $S$  - ყვინთას განივი კვეთის ფართობი, სმ<sup>2</sup>;

ნიადაგის სისალეს ვსაზღვრავდით სანიადაგო სისალის საზომით.

1.3.3. ნიადაგის სიმკვრივე  $\rho$  :

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (5.3)$$

სადაც,  $m$  - აბსოლუტურად მშრალი ნიადაგის მასაა, გ;  $V$  - აღებული ნიადაგის ნიმუშის მოცულობაა, სმ<sup>3</sup>;

1.3.4. ფარდობითი სიმკვრივე გამოისახება პროცენტებში:

$$I = \frac{\rho_{\max} (\rho - \rho_{\min})}{\rho (\rho_{\max} - \rho_{\min})} \quad (5.4)$$

სადაც,  $\rho$  - გრუნტის სიმკვრივეა მშრალ მდგომარეობაში;

$\rho_{\max}$  - გრუნტის სიმკვრივეა მშრალ და ყველაზე მკვრივ მდგომარეობაში;

$\rho_{\min}$  - გრუნტის სიმკვრივეა მშრალ და ყველაზე ფხვიერ მდგომარეობაში.

შეუკვრელი გრუნტების ფარდობითი სიმკვრივის განსაზღვრა მიღებულია საველე გამოცდების მსვლელობისას. ფარდობითი სიმკვრივის უპირატესობას წარმოადგენს მისი უნარი ასახოს შეუკვრელი გრუნტების ქცევის ზოგადი ტენდენციები.

საველე სამუშაოების ჩატარებისას (ნახ.5.14) გავალისწინებული იყო ტრაქტორის ტექნოლოგიური სიჩქარეები; ჩასათვლელი მონაკვეთის სიგრძე შეადგენდა 200 მ, ხოლო მომზადებული გზის სიგრძე, რომელსაც ტრაქტორი გადიოდა მოცემული დატვირთვის გამოცდის დაწყებამდე განისაზღვრებოდა დროით, რომელიც საჭირო იყო ტრაქტორის მიერ მდგრადი მუშა რეჟიმის მისაღწევად მოცემული დატვირთვისას. ეს დრო შეადგენდა 1-2 წმ.

კვლევის პროგრამის ფარგლებში ექსპერიმენტულად იქნა შესწავლილი ტრანსმისიის დინამიკური დატვირთვები და ტრაქტორის მიერ სხვადასხვა სასოფლო-სამეურნეო სამუშაოების შესრულებისას დახარჯული სიმძლავრე.

განისაზღვა მაქსიმალური დინამიკური დატვირთვები მცირეგაბარიტიანი ტრაქტორის ადგილიდან დამკრისას პირველ, მეორე და მესამე გადაცემებზე და ხვნისას პირველ და მეორე გადაცემებზე; მეორე და მესამე გადაცემებზე – ფრეზვის შესრულებისას, ყველა სხვა გადაცემაზე - ტრანსპორტირებისას სხვადასხვა სირთულის რელიეფის პირობებში.

გამოცდების მსვლელობისას მოხდა მცირეგაბარიტიანი ტრაქტორის ნახევარღერძებზე მგრები მომენტების ჩაწერა, ხოლო გამომავალი სიგნალები მიიღებოდა ტენზოგადამწოდებით 2ФКРБ, რომელთა მინიმალური წინაღობა შეადგენდა  $R=200$  ომს ბაზა კი  $l=10$  მმ-ს. მგრები მომენტი ჩაიწერებოდა XP-30 მაგნიტოგრაფზე. აპარატურის კვებისათვის გამოიყენებოდა 6CT-128 მარკის აკუმულატორის ბატარეები. ტენზორეზისტორების მიერთება კვების ბლოკში და ელექტრული სიგნალების მოხსნა სწარმოებდა ტორსული დენასართმევის საშუალებით წამყვანი თვლების დისკოებზე.

ხვნისას, პნევმატურის გარდა, ჩაჭიდების გაზრდის მიზნით, გამოყენებული იყო ექსპერიმენტისათვის სპეციალურად დამზადებული ლითონის თვლები.

მცირეგაბარიტიანი ტრაქტორის მიერ სასოფლო-სამეურნეო სამუშაოების შესრულებისას ხვნის და ფრეზვის დროს, წვეთი მაჩვენებლებისა და დახარჯული სიმძლავრის სახით დინამიკური მაჩვენებლების განსაზღვრისათვის სწარმოებდა სადატვირთვო რეჟიმების უწყვეტი ჩაწერები, ნახევარღერძების მგრები მომენტებისა და კუთხური სიჩქარეების გაზომვის გზით. ხვნის სიღრმე შეადგენდა 150 მმ-ს პნევმატური სალტეებისათვის და 200 მმ-ს ლითონური თვლებისათვის. ექსპერიმენტი ტარდებოდა თიხიან ნიადაგზე შემდეგი მახასიათებლებით: მშრალი გრუნტისათვის (მარცლოვანი კულტურების ნაწვევრალი)  $\omega=32...41\%$ ,  $\rho=1,6...1,75$  გ/სმ<sup>3</sup>, ნოტიო თიხნარ ნიადაგზე რომელიც წინა 4 წლის განმავლობაში არ დამუშავებულა და რომელსაც მობილური ტექნიკის მამრავების ზემოქმედება არ განუცდია.

### 5.3. ტრანსმისიის დატვირთულობის სტატისტიკური მახასიათებლების განსაზღვრა

მოძრაობის დამყარებული რეჟიმებისას მობილური მანქანის ტრანსმისიის დატვირთულობის საანგარიშო-ექსპერიმენტული კვლევების დროს, შემავალ შემფოთებათა და გამომავალ პარამეტრთა შემთხვევითი ხასიათის გამო, უნდა განსაზღვრულიყო ის პარამეტრები, რომელთა დამუშავება ხდება სტატისტიკური ანალიზის მეთოდებით. ამიტომ დატვირთულობის შეფასებისათვის დასახულ იქნა გამოსაკვლევი პროცესების სტატისტიკური მახასიათებლების განსაზღვრის ამოცანა.

შემთხვევითი პროცესების ძირითადი თვისებების აღსაწერად გამოყენებულია ოთხი სტატისტიკური ფუნქცია: პროცესის საშუალო მნიშვნელობა, დისპერსია, ანუ საშუალო-კვადრატული გადახრა, ავტოკორელაციური ფუნქცია, სპექტრული სიმკვრივე.

მრავალრიცხოვანი კვლევებით [95, 135] დადგენილია, რომ მობილური მანქანების დინამიკურ სისტემაში ერთიდაიგივე პირობებში (მუდმივი მოძრაობის სიჩქარე გზის სწორ მონაკვეთი) მიმდინარე პროცესები არის სტაციონარული ერგოდიკური პროცესები. ეს იძლევა, სტატისტიკური მახასიათებლების მაღალი ალბათობით მიღების საშუალებას.

ექსპერიმენტული კვლევების შედეგები წარმოდგენილია ციფრული ფორმით. ამასთან, კვლევების სიზუსტის ასამაღლებლად ჩატარდა წინასწარი დამუშავების მთელი რიგი ოპერაცია. განვიხილოთ ისინი უფრო დაწვრილებით.

მონაცემები მიეწოდებოდა მაგნიტოგრაფის მაგნიტურ ლენტისგან დროთა განმავლობაში ელექტრული დენის ძაბვის ცვლილების სახით. პირველი ოპერაცია – რედაქტირება, გამოცდილი სპეციალისტის მიერ ხშირად დაიყვანება უბრალოდ მონაცემთა ვიზუალურ ანალიზამდე, რომლის დანიშნულებაც ისეთ შემფოთებათა გამორიცხვა, როგორებიცაა, სიგნალის დონის შემცირება, სიგნალის გაქრობა გადამწოდის ცუდი მუშაობისას და ა.შ. (მოცემულ შემთხვევაში რედაქტირებას მაგნიტოგრაფზე სიგნალების ჩაწერისას. ოსცილოგრაფის მიერ რხევათა ვიზუალიზაციის მეშვეობით). შემდგომი ოპერაცია – დისკრეტიზაცია, სწარმოებს ანალოგიურ-ციფრული გარდამქმნელებით (აცგ), რომლებიც გარდაქმნიან საწყის

სიგნალს ორობით ციფრულ კოდში დროის ერთნაირი ინერვალების შემდეგ (დისკრეტიზაციის ინტერვალი  $h$ ).

დისკრეტიზაციის სიჩქარე (ამონაკრების სიხშირე) განისაზღვრება მოსაზრებიდან, რომ გამოირიცხოს სიხშირეების შენიღბვის მოვლენა (საწყის სიგნალში არსებული უფრო მაღალი სიხშირეები დაიყვანება  $0.1/2 h$  ჰც დიაპაზონამდე და უთავსდება ამ დიაპაზონის უფრო დაბალ სიხშირეებს).

$$f_c = \frac{1}{2h}, \quad (5.5)$$

რეკომენდირებულია შერჩეული იქნას სიხშირე  $f_c$ , რომელიც 1,5...2-ჯერ უფრო მეტია, ვიდრე მაქსიმალურად მოსალოდნელია გამოსაკვლევი სიგნალის სპექტრში.

შემდგომი სტადია – მონაცემთა წინასწარი შეფასება (გაუმჯობესება). მას მიეკუთვნება შესაძლო შეცდომათა გამორიცხვა.

ანარიცხების მოცულობა  $N$  შეძლებისდაგვარად უნდა განისაზღვროს შემდგომი შეფასებების საჭირო სიზუსტიდან გამომდინარე (სპექტრული სიმკვრივის განსაზღვრისათვის,  $N$  უმჯობესია შეირჩეს შემდეგნაირად  $N=12^P$ , სადაც  $P$  - მთელი რიცხვია).

პროცესის რეალიზაციის სიგრძე  $T$ .

$$T = Nh \quad (5.6)$$

პროცესის საშუალო მნიშვნელობა მიიღება ფორმულით:

$$\bar{U} = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N U_n \quad (5.7)$$

სადაც,

$N$  – ანარიცხთა რაოდენობა;

$U_n$  – პროცესის მნიშვნელობა ათვლის წერტილებში.

ამ ფორმულით გასაანგარიშებელი  $\bar{U}$  წარმოადგენს ნამდვილ საშუალო მნიშვნელობის შეფასებას. შემდგომი გაანგარიშების გასამარტივებლად სასურველია პროცესი გარდაიქმნას ისეთნაირად, რომ მისი საშუალო მნიშვნელობა ნულის



ტოლი იყოს, ხოლო ახალი რეალიზაცია განისაზღვროს  $X(b)=U(t)-\bar{U}$ , სახით. მაშინ  $\{X_n\}$  ფუნქციის მნიშვნელობათა  $X(t)$  მიმდევრობა განისაზღვრება შემდეგი სახით:

$$X_n=X(t_0+nh)=U_n-\bar{U}, n=1,2,\dots,N \quad (5.8)$$

მაშინ  $\{X_n\}$  მიმდევრობის საშუალო მნიშვნელობა იქნება  $\bar{X}=0$  ტოლი.

შემდგომ ფორმულებში გამოიყენება სწორედ ამ გარდაქმნილი მიმდევრობა  $\{X_n\}$ . საშუალო კვადრატული გადახრა  $\sigma$  იანგარიშება ფორმულით

$$\sigma_x = \left[ \sum_{n=1}^N \frac{(X_n)^2}{N-1} \right] \quad (5.9)$$

ხოლო დისპერსია –  $D_x = \sigma^2$

$\{X_n\}$ -ის,  $n=1,2,\dots,N$  მნიშვნელობების  $N$ ,  $\bar{X}=0$  საშუალო მნიშვნელობის მქონე სტაციონარული შემთხვევითი პროცესის  $X(t)$  გარდაქმნილი რეალიზაციის  $\{X_n\}$   $n=1,2,\dots,N$  მნიშვნელობების  $N$ -ის მიხედვით  $rh$  ძვრისას ავტოკორელაციური ფუნქციის შეფასება ხდება შემდეგი სახით:

$$\hat{R}_x(rh) = \frac{1}{N-r} \sum_{n=1}^{N-r} X_n \cdot X_{n+r}, \quad r=0,1,2,\dots,m \quad (5.10)$$

სადაც,

$r$  – ბიჯის ნომერია;

$m$  – ბიჯების მაქსიმალური რიცხვია;

$\hat{R}_x - R_x$  – ავტოკორელაციური ფუნქციის ჭეშმარიტი მნიშვნელობის შეფასებაა, რომელიც  $r$  ბიჯის ნომერზე შეესაბამება  $rh$  ძვრას.

$R_x/R_0$  ნორმირებული კორელაციური ფუნქცია ისაზღვრება  $\hat{R}_x$ -ის  $\hat{R}_0$ -ზე გაყოფით, სადაც,

$$\hat{R}_0 = \hat{R}_x(D) = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (X_n)^2 \quad (5.11)$$

სამართლიანია უტოლობა:

$$-1 \leq \frac{R_x}{R_0} \leq 1 \quad (5.12)$$

ჰემმარიტი სპექტრული სიმკვრივის  $G_x(f)$  პირველადი შეფასება  $\hat{G}_x(f)$  განისაზღვრება  $D \leq f \leq f_c$  დიაპაზონის ნებისმიერი მნიშვნელობებისათვის შემდეგი სახით:

$$\hat{G}_x(f) = 2h \left[ \hat{R}_0 + 2 \sum_{r=1}^{m-1} R_x \cos\left(\frac{\pi r t}{f_c}\right) \right] \quad (5.13)$$

სპექტრული სიმკვრივის საბოლოო მაგლუვებელი შეფასება განისაზღვრება პირველადი შეფასებების ჰემინგის წონითი ფუნქციის სიხშირის მიხედვით [117].

$\hat{G}_x(f)$  ფუნქციების მნიშვნელობების გაანგარიშება რეკომენდებულია მხოლოდ დისკრეტულ სიხშირეთათვის

$$f = \frac{Kf_c}{m}, \quad K = 0, 1, 2, \dots, m \quad (5.14)$$

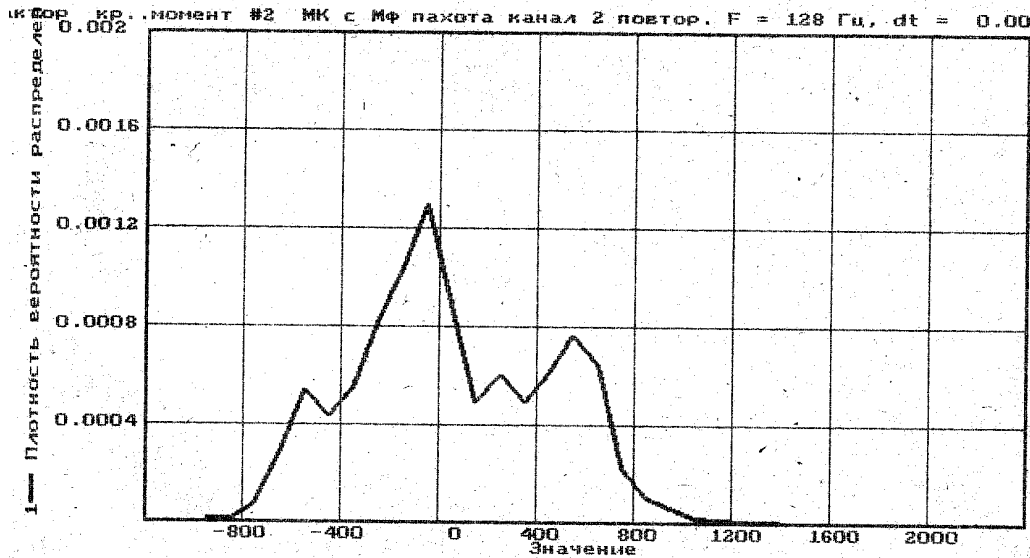
$K$  ინდექსი – ეს არის ჰარმონიკის რიგი.

ამრიგად, სპექტრული სიმკვრივის შეფასება გამოიხატება ავტოკორელაციური ფუნქციის ფურიეს გარდაქმნით. არსებობს უფრო ეფექტური მეთოდიც: სპექტრული სიმკვრივის გაანგარიშება საწყისი რეალიზაციის ფურიეს პირდაპირი გარდაქმნით, ფურიეს სწრაფი გარდაქმნის (ფსგ) გამოყენებითა და მისი ფურიეს უკუგარდაქმნის აგება ავტოკორელაციური ფუნქციის შეფასებისათვის. აღნიშნული მეთოდი ეფექტურია  $N=2^P$  პირობებით და აჩქარებს გაანგარიშებებს დაახლოებით 8...10-ჯერ.

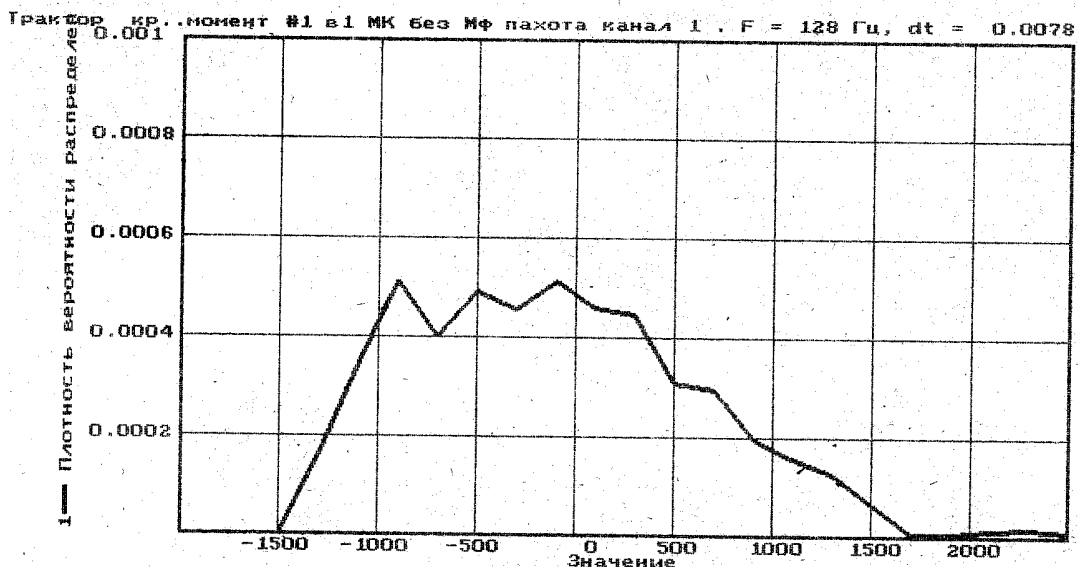
ექსპერიმენტული კვლევების მონაცემების დამუშავებისა და შეფასებისათვის გამოყენებული იყო მოცემულ დონეთა გადაკვეთის მეთოდი, რომელიც მდგომარეობს სადატვირთვო რეჟიმის მრუდისა და დატვირთვის მოცემული დონეების (რომელზეც ნაწილდება მოქმედი დატვირთვების მთელი დიაპაზონი) გადაკვეთების რიცხვის დათვლაში. ეს არის სადატვირთვო რეჟიმების უწყვეტი ჩანაწერების სტატისტიკური დამუშავების ყველაზე ცნობილი მეთოდი. მცირეგაბარიტიანი ტრაქტორის გამოცდების მონაცემთა დამუშავების შედეგად მიღებული იყო ნახევარდერძზე მგრები მომენტების მოცემული დონეების წარმოქმნის რიცხვი, რომელთა საფუძველზე გაანგარიშებული იყო მათემატიკური

ლოდინი და ციფრულად აგებული იქნა დატვირთვების განაწილების მრუდები (ნახ.5.16 - 5.30) სატრანსპორტო და ხვნის რეჟიმებზე პნევმატური და ლითონის თვლებით (მასალა ფლ-45) ხისტი და დრეკადი ამპრით. მოხდა გრაფიკების მასშტაბური შედარება, რომელთაგან ზოგი წარმოდგენილია აქ (ნახ.5.31 და 5.32).

დატვირთვების განაწილების მრუდების აგების შემდეგ ჩატარებული იქნა ტრანსმისიის დალილობის გამომწვევი დატვირთვების სტატისტიკური ანალიზი.

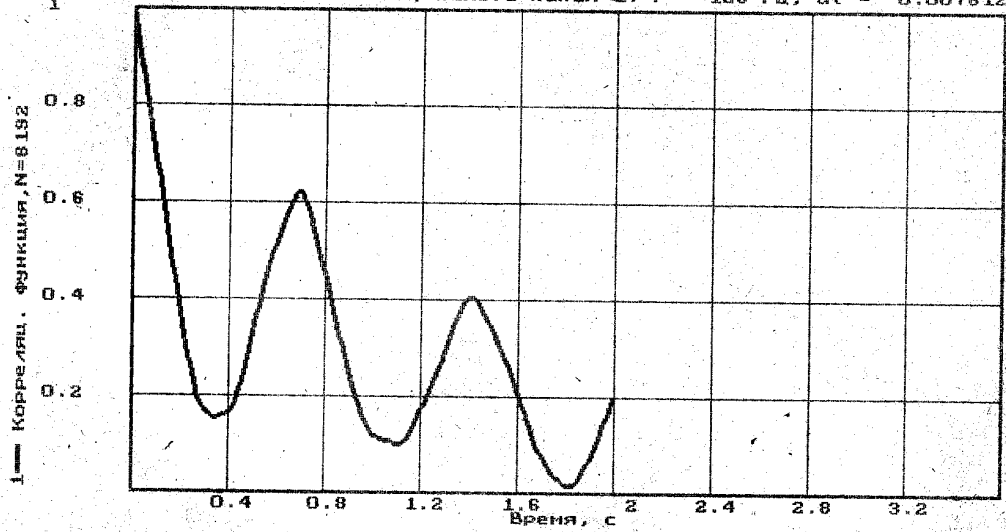


ნახ.5.16. ნახევარღერძზე მგრეხავი მომენტების განაწილების ალბათობის სიმკვრივე, ლითონის თვალი და დრეკადი ამპრავით, ხვნის რეჟიმში.



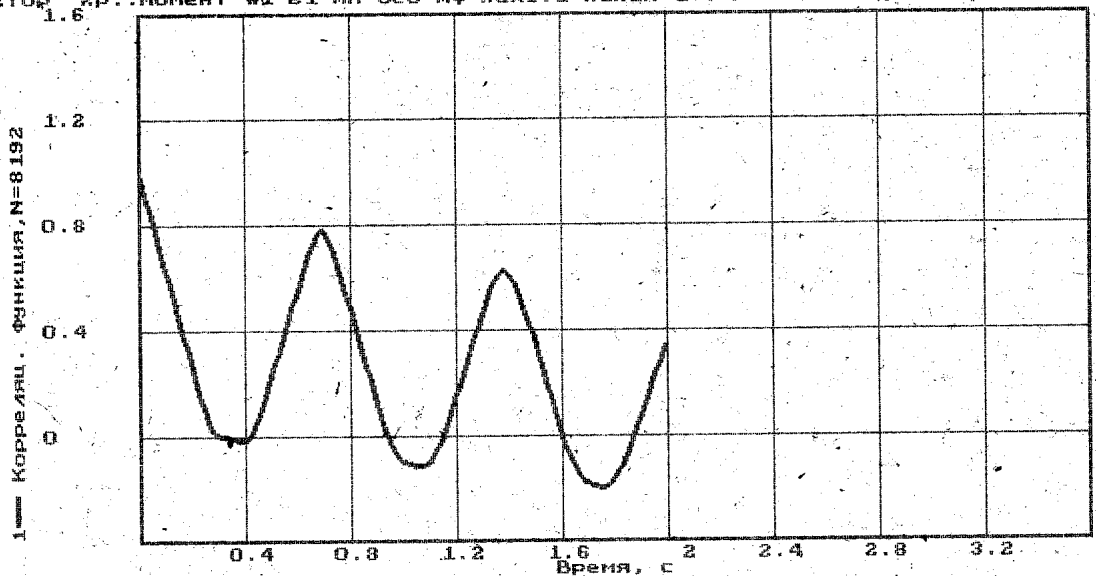
ნახ.5.17. ნახევარღერძზე მგრეხავი მომენტების განაწილების ალბათობის სიმკვრივე, ლითონის თვალი ხისტი ამპრავით, ხვნის რეჟიმში

Трактор кр. момент #1 в1 МК с Мф пахота канал 1. F = 128 Гц, dt = 0.007812

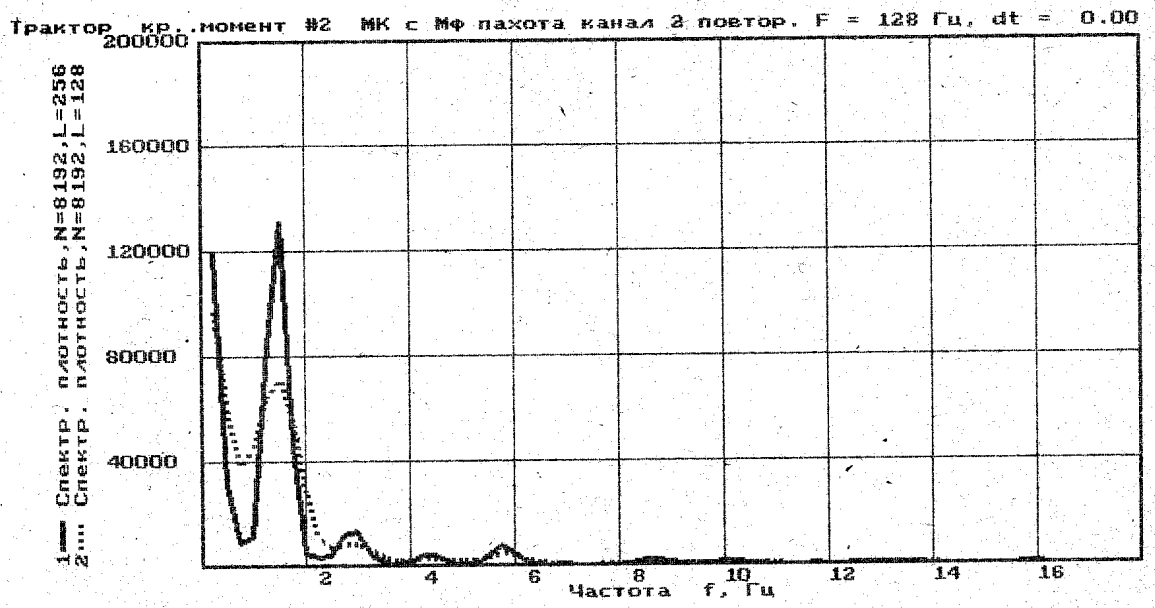


ნახ.5.18. ნახევარღერძებზე მგრები მომენტების კორელაციური ფუნქცია, ლითონის თვალი დრეკადი ამძრავით ხვნის რეჟიმში min= +0,02

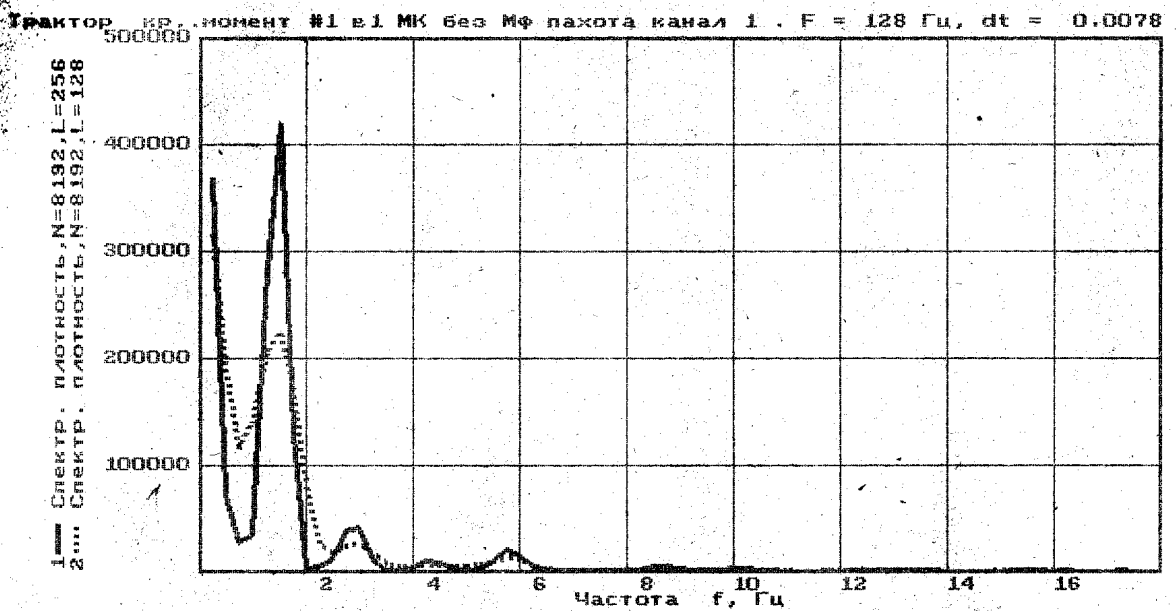
Трактор кр. момент #1 в1 МК без Мф пахота канал 1. F = 128 Гц, dt = 0.0078



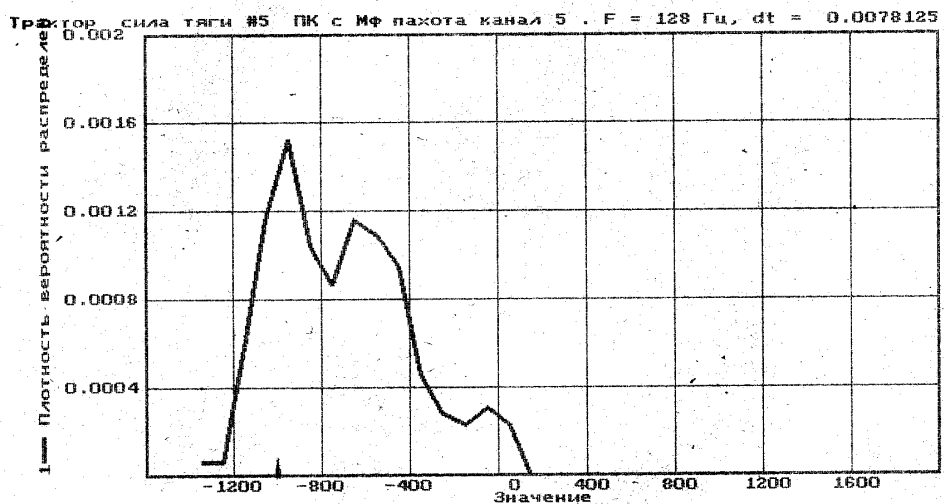
ნახ.5.19. ნახევარღერძებზე მგრები მომენტების კორელაციური ფუნქცია, ლითონის თვალი ხისტი ამძრავით ხვნის რეჟიმში min= -0,2



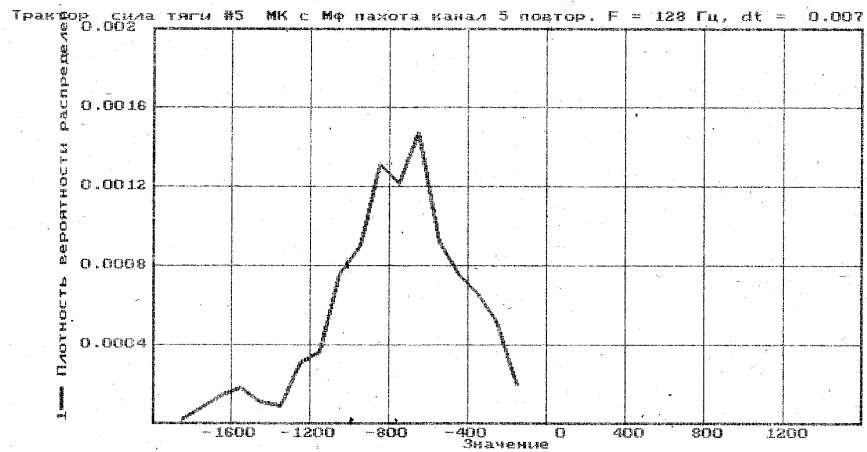
ნახ.5.22. ნახევარღერძებზე მგრები მომენტების სპექტრალური სიმკვრივე, ლითონის თვალი ხისტი ამპრაჟით ხვნის რეჟიმში max=132000



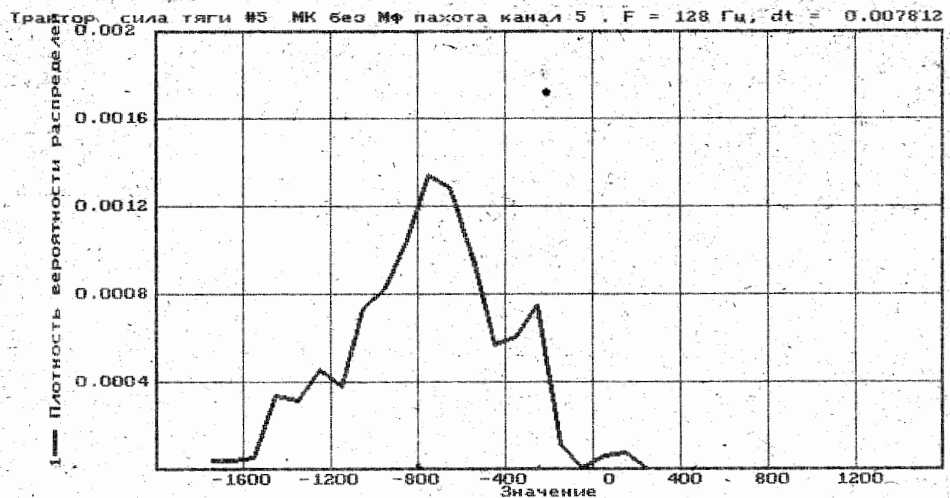
ნახ.5.23. ნახევარღერძებზე მგრები მომენტების სპექტრალური სიმკვრივე, ლითონის თვალი ხისტი ამპრაჟით ხვნის რეჟიმში max=425000



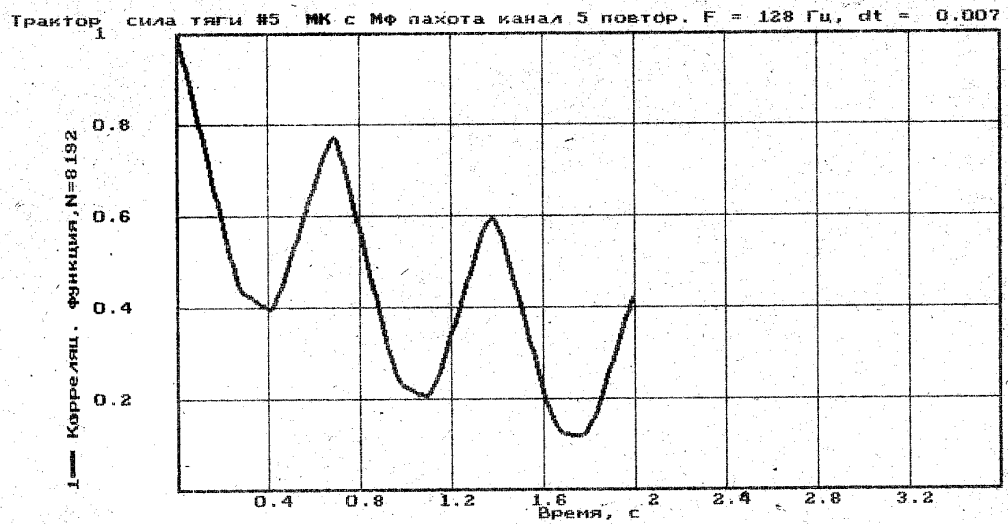
ნახ.5.24. კაკვზე წევის ძალების განაწილების ალბათობის სიმკვრივე, პნევმატური თვალი დრეკადი ამძრავით ხვნის რეჟიმში



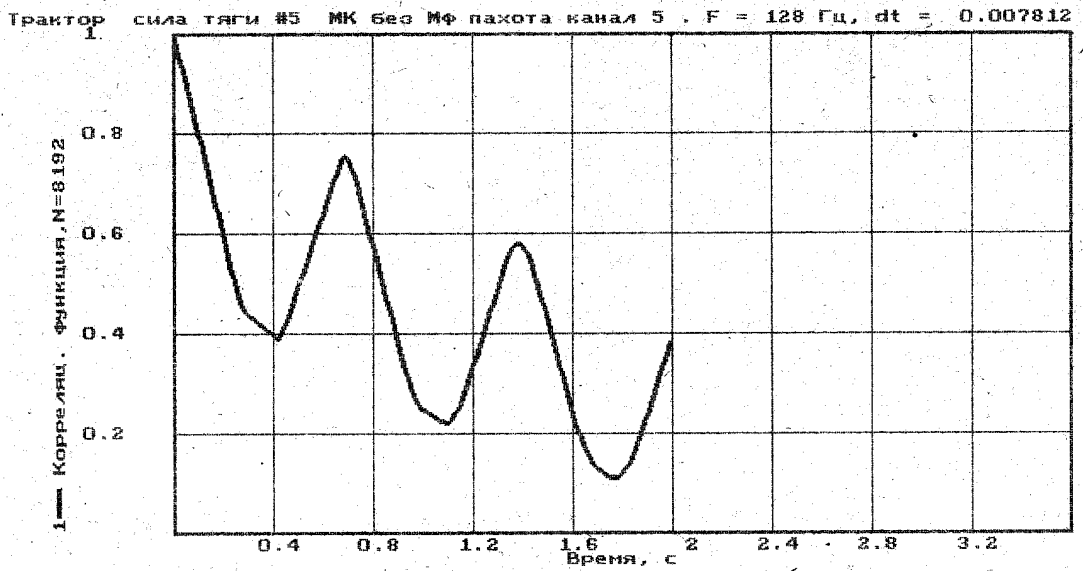
ნახ.5.25. კაკვზე წევის ძალების განაწილების ალბათობის სიმკვრივე, ლითონის თვალი დრეკადი ამძრავით ხვნის რეჟიმში



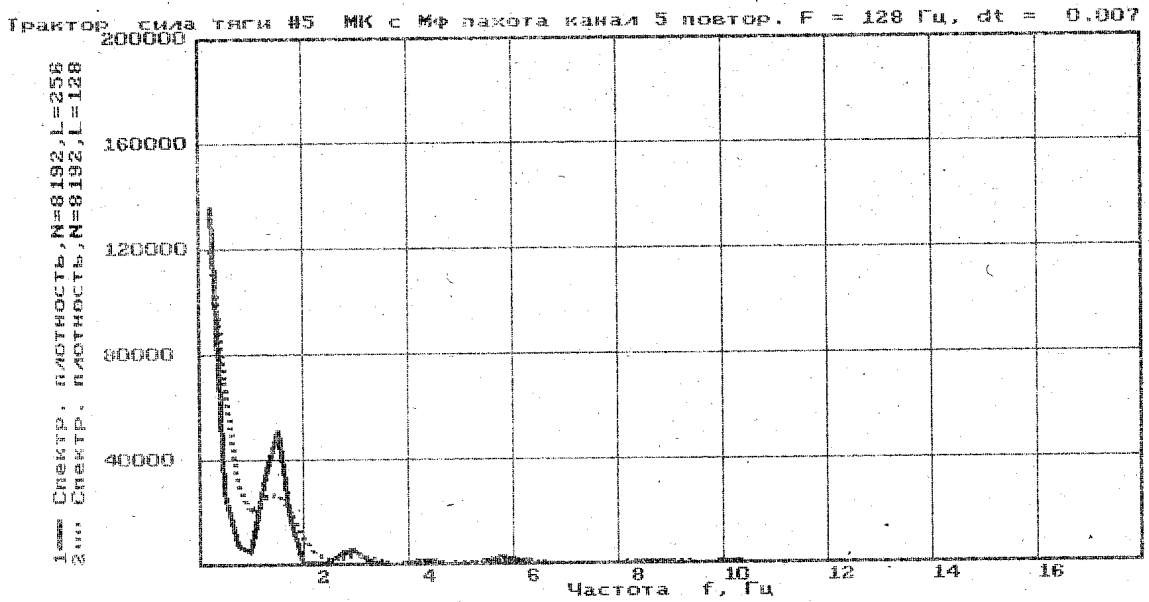
ნახ.5.26. კაკვზე წევის ძალების განაწილების ალბათობის სიმკვრივე, ლითონის თვალი დრეკადი ამძრავით ხვნის რეჟიმში



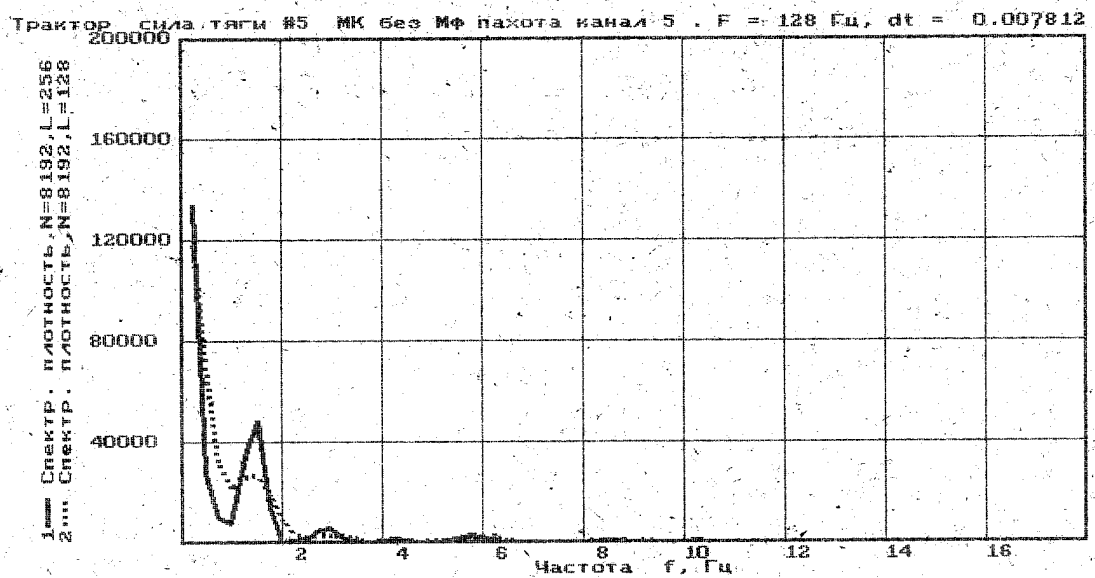
ნახ.5.27. კაკვზე წევის ძალების კორელაციური ფუნქცია, ლითონის თვალი დრეკადი ამძრავით ხვნის რეჟიმში



ნახ.5.28. კაკვზე წევის ძალების კორელაციური ფუნქცია, ლითონის თვალი ხისტი ამძრავით ხვნის რეჟიმში

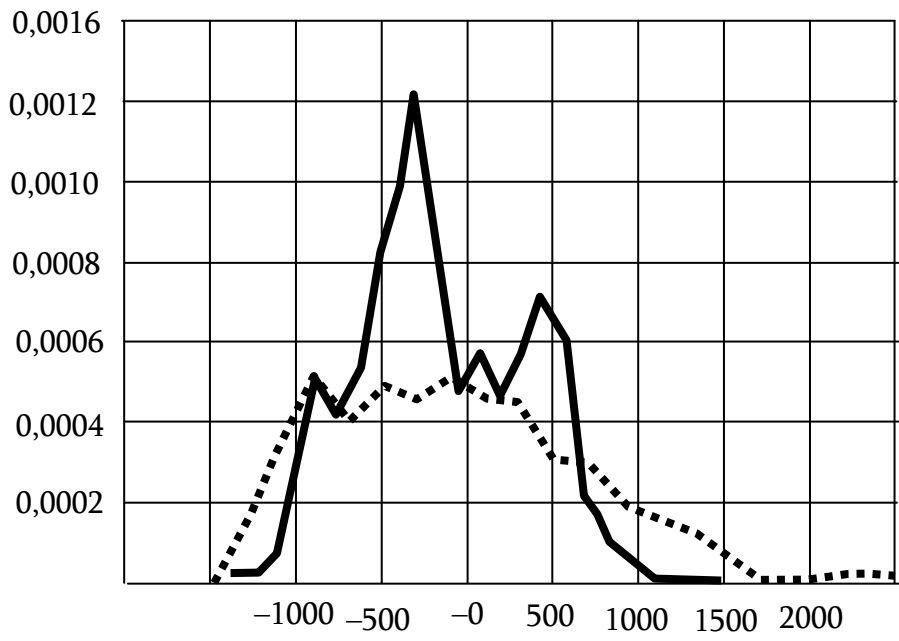


ნახ.5.29. კაკვზე წევის ძალების სპექტრალური სიმკვრივები, ლითონის თვალი დრეკადი ამძრავით ხვნის რეჟიმში

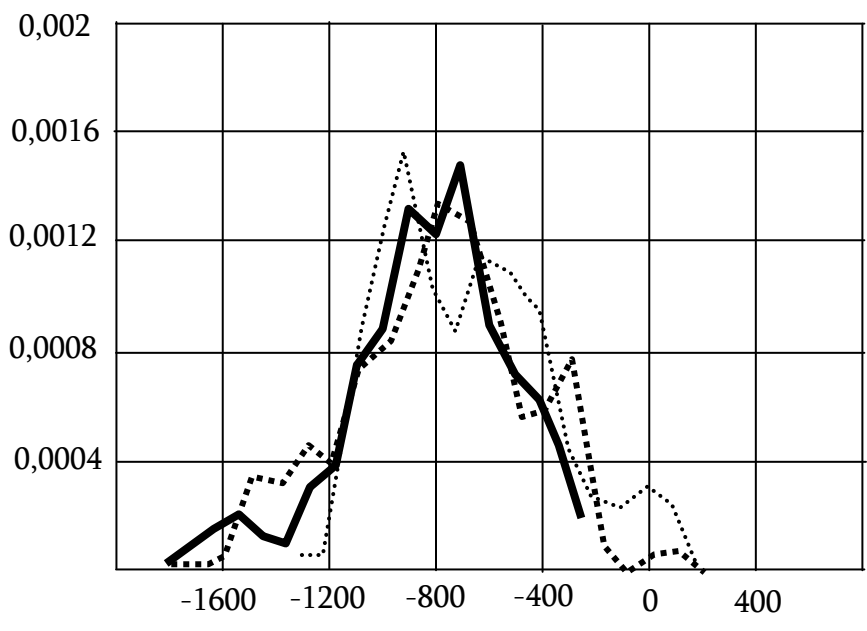


ნახ.5.30. კაკვზე წევის ძალების სპექტრალური სიმკვრივები, ლითონის თვალი ხისტი ამძრავით ხვნის რეჟიმში





ნახ.5.31. ხვნის დროს ნახევარღერძებზე მგრები მომენტების განაწილების ალბათობათა სიმკვრივების გრაფიკები ლითონის თვლების დრეკადი (უწყვეტი კონტურით) და ხისტი (წყვეტილი კონტურით) ამძრავებით



ნახ.5.32. ხვნის დროს გუთნის კაკვზე წვეის ძალების განაწილების ალბათობათა სიმკვრივების გრაფიკების შედარება:

- ..... პნევმატური თვალი დრეკადი ამძრავით;
- ლითონის თვალი დრეკადი ამძრავით;
- ..... ლითონის თვალი ხისტი ამძრავით.

## თავი 6.

### კვლევების შედეგების ანალიზი და ტრაქტორის ტექნიკურ-ეკონომიკური მახასიათებლების შეფასება

#### 6.1. კვლევის შედეგების ანალიზი

კვლევების შედეგები დაყვანილი იქნა ნახევარღერძებზე მომენტის დისპერსიის შეფასებისათვის შემთხვევითი პროცესების უწყვეტი ჩაწერის სტატისტიკურ დამუშავებაზე.

იმისათვის, რომ გამოვავლინოთ ფაქტორები, რომლებიც გავლენას ახდენენ მოძრაობის სიჩქარის სიდიდეზე, განვიხილოთ ტრაქტორის როგორც დინამიკური სისტემა, რომლისათვისაც შემშფოთი ზემოქმედება არის შემთხვევითი სტაციონარული ფუნქცია  $\psi$  (აგრეგატის სტაციონალური ხვედრითი წევითი წინააღმდეგობა). შემთხვევითი პროცესის თვისებების განმსაზღვრელი მახასიათებლებია კორელაციური ფუნქცია  $R\psi$  და სპექტრალური სიმკვრივე.

ნახევარღერძებზე ჯამური მგრები მომენტის  $\Sigma M_k(\tau)$  ცვლილების პროცესი ნაგულისხმევია სტაციონალურად და განსაზღვრულია მათემატიკური ლოდინი, დისპერსია და ნორმირებული კორელაციური ფუნქცია  $R\Sigma M_k(\tau)$ .

ექსპერიმენტული მონაცემების დამუშავებისათვის არჩეულია ინფორმაცია, რომელიც შედგება თვლებზე შემთხვევითი პროცესების  $M_k(\tau)$  ოსცილოგრამებისაგან. ამ მიზნისათვის გამოყენებულია მოცემული დონეების გადაკვეთის მეთოდი, რომელიც მდგომარეობს დატვირთვის რეჟიმის მრუდის მომენტების მოცემული დონეებით გადაკვეთების რიცხვის დათვლაში. ამ ინფორმაციის დამუშავების შედეგად მიღებულია მოცემული დონეების მომენტების გამოვლენის რიცხვები, რომელთა საუძველზე გამოთვლილია ნახევარღერძებზე მგრებავი მომენტის ( $M_x$ ) მათემატიკური ლოდინი და დისპერსია. აგრეთვე განსაზღვრულია აგრეგატის ხვედრითი სტატისტიკური წევითი წინააღმდეგობის დისპერსია ( $M_y$ ) და სიჩქარის დისპერსია ( $M_v$ ) გამოთვლების შედეგები მოყვანილია 6.1 - 6.4 ცხრილებში.

ცხრილი 6.1.

წამყვანი თვლების ამბრავი	ტრაქტორთან დააგრეგა- ტებული ს/ს მანქანა	ველის ფონი	ცდის დრო (წთ)	საშ. საათური მწარმოებ- ლობა (ტ.კმ/სთ)	Дх (კნ.მ.) <sup>2</sup>	Дψ (კნ.) <sup>2</sup>	Дv (კმ/სთ.) <sup>2</sup>
მ/გ ტრაქტორი «ქუთაისი- 718» პნევმო- თვლებით	მისაბმელი «TOB-350»	გრუნტიანი გზა	21,5- 20,8	11,9-12,3	1,032	0,011	0,0012
მ/გ ტრაქტორი «ქუთაისი- 718» დრეკად- მადემპფი- რებელი ამბრავით	-»-	-»-	20,18- 19,58	12,67- 12,85	1,014	0,007	0,0008

გამოვლენილია, რომ პნევმატური თვლის ამბრავში დრეკადი ქუროს გამოყენება ზრდის მწარმოებლობას  $3 \div 8$  %-ით ტრადიციულ ვარიანტთან შედარებით სატრანსპორტო სამუშაოების შესრულებისას, რაც ხდება მამრავების (სალტების) მობუქსავების ხარჯზე. უნდა აღინიშნოს, რომ მწარმოებლობის ზრდის მაღალი მაჩვენებლები  $6 \div 8$ ) გამოვლენილია გრუნტიან გზებზე მძიმე პირობებში სატრანსპორტო სამუშაოების ასრულებისას, ხოლო ყველაზე დაბალი ( $3 \div 5$  %) გრუნტიან გზებზე მინიმალური უსწორმასწორობებით, გარდამავალი რეჟიმების გათანაბრების ხარჯზე (დაძვრა, სიჩქარის ცვლილება გადაცემების გადართვისას,

დამუხრუჭება). აღსანიშნავია, რომ გამოცდები არ ჩატარებულა ასფალტის საფარიან გზებზე. შესაბამისად, ეს მაჩვენებლები სხვადასხვა მარცვლოვანი კულტურების თესვის სამუშაოების სხვადასხვა რეჟიმების შესრულებისას შემდეგია: კულტივაციისას – 4-6 %, ხოლო ხვნისას 8-16 %; ისინი აგრეთვე დამოკიდებულია მუშაობის პირობებზე და გრუნტის ფიზიკურ-მექანიკურ თვისებებზე.

ხვნის პროცესი თვლიანი მცირეგაბარიტული ტრაქტორისათვის არის უფრო მეტად დატვირთული და თან ახლავს ბუქსაობა, რომელიც აჭარბებს საერთო ნორმას საშუალოდ 5 %-ით. ამის მიზეზად ითვლება მისი მამრავების გრუნტთან არასაკმარისი შეჭიდება. ხვნის დროს მცირე გაბარიტიანი ტრაქტორის ბუქსაობის შესამცირებლად გამოყენებული იყო ექსპერიმენტული ლითონის თვლები გრუნტჩამჭიდებით, მაგრამ მათი სიხისტე დიდია და ისინი არ შთანთქავენ განივ შემფოთებებს გუთნისაგან, რომელიც გადაეცემა თვლების მეშვეობით და რომლებიც ამაღლებენ ტრანსმისიის დინამიურ დატვირთულობას.

მანქანა-ტრაქტორული აგრეგატის მუშაობის დროს მისი ფუნქციონალური გამოყენების რეალურ პირობებში ტრანსმისია განიცდის უწყვეტად ცვალებად დატვირთვებს, რომელიც ხასიათდება მაღალი ამპლიტუდებით. ეს დატვირთვები ზრდიან ტრაქტორის ძრავის მუშაობის უთანაბრობას, ზრდიან მისი მამრავების ბუქსაობას და აუარესებენ ტექნოლოგიური პროცესების შესრულების ხარისხს.

სტატიკური სიმტკიცის თვალსაზრისით აღნიშნული დატვირთვები შეიძლება უგულვებელყოფილიყო, მაგრამ ისინი მნიშვნელოვანწილად განსაზღვრავენ დაღლილობებზე დაზიანებების და მიკროდაბუქსავეების დაგროვებას გზის უსწორმასწორობებზე ტრანსპორტირებისას და ცვალებადი სიმკვრივის გრუნტებზე ხვნისას, ე.ი. დეტალების და კვანძების ხანგამძლეობის შემცირებასა და აგრეთვე ბუქსაობის ზრდას, რასაც საბოლოო ანგარიშში მივყავართ მწარმოებლობის შემცირებამდე.

ამიტომ ტრაქტორ «ქუთაისი-718»-სათვის შემცირება დინამიური დატვირთვებისა და სიმძლავრის ცირკულაციისა, რომლებიც ღერძთაშორისი დიფერენციალის არარსებობის გამო მის ტრანსმისიაში სავალი ნაწილის მეშვეობით

გადაეცემა მგრეხავი მომენტების (ანუ გრეხვითი) რხევების სახით, არის აქტუალური პრობლემა.

ზემოთ აღნიშნული პრობლემის გადაჭრას ხელს უწყობს წამყვანი თვლების ამძრავებში დრეკადი ქუროების გამოყენება სრულამძრავიან მცირეგაბარიტულ ტრაქტორ «ქუთაისი-718»-ში, რომელიც დამზადებულია გამოგონების საფუძველზე და შემოწმებული (გამოცდილია) საველე პირობებში.

აღნიშნული დრეკადი ქურო განსხვავდება არებული ანალოგებისაგან მცირე თვითღირებულებით, კომპაქტურობით, ასევე კონსტრუქციის დამზადების ტექნოლოგიისა და აკრების სიმარტივით; უნდა აღინიშნოს რომ დრეკადი ქურო ისე შეუთავსდა არსებულ კონსტრუქციას, რომ ის ისმება თვლის მორგვისა და დისკის (ბადროს) შორის. ამის შედეგად სრულიად გამორიცხულია სერიული ნაკეთობის დამზადებისა და აკრების არსებულ ტექნოლოგიაში ჩარევის აუცილებლობა.

მცირეგაბარიტიანი ტრაქტორის ტრანსმისიის დინამიური დატვირთვების შემცირების მიზნით დამუშავებული და გამოცდილი იქნა აღნიშნული კომპაქტური დრეკადი ქუროები, რომელთა ლითონის თვლების ამძრავებში გამოყენება ერთდროულად მნიშვნელოვნად ზრდის ტრანსმისიის ჯამურ დამყოლობას და ამცირებს ბუქსაობას ხვნისას.

## **6.2. ტრაქტორის ტექნიკურ-ეკონომიკური მახასიათებლების შეფასება.**

პნევმატური სალტებით ხვნის პირობებში შეიმჩნეოდა ნიადაგის დამუშავების ტექნოლოგიის არსებითი გაუარესება, რომელიც გამოიხატება ხვნის სიღრმის არაერთგვაროვნობაში და მანქანა-ტრაქტორული აგრეგატის დაბალ მწარმოებლობაში, აგრეთვე ბუქსაობის მაღალ კოეფიციენტში, ხოლო 170...2000 მმ ხვნის სიღრმეზე – ხშირად 100 %-იან ბუქსაობაში, რომელიც იწვევს გუთნის ამოღრმავების აუცილებლობას კვალის არაერთგვაროვანი სიღრმის წარმოქმნით. კერძოდ, თიხნარ ტენიან ბუსნოზე (კორდზე– ხვნისას დაახლოებით ყოველ 5

მეტრში აღიძვრებოდა 100 %-იანი ბუქსაობა. ამის შედეგად თუმცა პნევმატურ საბურავებს გააჩნიათ საკმაო დრეკად-დემფირებული მახასიათებლები, ხვნა მათი გამოყენებით მიმდინარეობს ნახევარღერძების მგრები მომენტების დისპერსიის და წევის წინააღმდეგობის მაღალი მნიშვნელობების თანხლებით.

პრობლემის გადაწყვეტისათვის ტრაქტორის კონსტრუქციაში ცვლილებების შეტანის გარეშე მის წამყვან თვლებში (მორგვსა და დისკოს შორის) კომპაქტური დრეკადი ქუროების გამოყენებით ხვნის (სიღრმით 180÷200 მმ) ჩვეულებრივ (ნაწვერალი თიხნარზე) და მძიმე (ბუსნო ნოტიო თიხნარზე) რეჟიმებში ნატურულმა გამოცდებმა აჩვენა წილობრივი შემცირებები: დინამიკური დატვირთვებისა – 18÷20%, ბუქსაობისა – 14÷16% და ბლოკირებულ ხიდებს შორის სიმძლავრის ცირკულაციისა – 29÷32%.

ხვნის მძიმე პირობებში ლითონის თვლების გამოყენებით მიღწეულია ხვნის სიღრმის ერთგვაროვნება, ბუქსაობის კოეფიციენტის მკვეთრი შემცირების შედეგად, ხოლო ამით – საშუალო სიჩქარის ამაღლება და რაც მთავარია, ძრავის სიმძლავრის რეალიზაციის ამაღლება მაძრავების გრუნტთან შეჭიდების გაუმჯობესების ხარჯზე.

როგორც ცნობილია, ბუქსაობის კოეფიციენტი განისაზღვრება ფორმულით:

$$\delta = 1 - \frac{\ell_i}{2\pi r_K n_i}, \quad (6.1)$$

სადაც,  $\ell_i$  –  $i$ -ური გავლის ჩასათვლელი მონაკვეთის სიგრძეა;  $r_K$  – ტრაქტორის თვლების გორვის რადიუსია;  $n_i$  – ტრაქტორის თვლების ბრუნვის საშუალო რიცხვია  $i$ -ურ გავლაზე.

მანქანა-ტრაქტორული აგრეგატის მუშა სიჩქარე განისაზღვრება ფორმულით:

$$V_i = V_{Ti} (1 - \delta_i) \quad (6.2)$$

სადაც,  $V_{Ti}$  – თეორიული სიჩქარეა  $i$ -ურ გავლაზე;

$$V_{Ti} = \frac{2\pi r_K n_i}{t_i} \quad [\text{კმ/სთ}] \quad (6.3)$$

სადაც,  $t_i$  – არის დრო, რომელიც აფუცილებელია მანქანა-ტრაქტორული აგრეგატისათვის ჩასათვლელი მონაკვეთის მანძილის  $i$ -ურ გავლაზე.

საშუალო საათური მწარმოებლობა განისაზღვრება ფორმულით:

$$W_4 = 0,1 \cdot B_p V_i \text{ [ჰა/სთ]} \quad (6.4)$$

სადაც,  $B_p$  – აგრეგატის მოჭიდების მუშა სიგანე;

ზოგიერთი გაანგარიშებების შედეგები მოცემულია ცხრილ I-ში და ნახ. 1-ზე.

კერძოდ, ხვნის დროს გუთნის წინააღმდეგობა, სხვა ფიზიკურ-მექანიკური თვისებებთან ერთად, უმთავრესად დამოკიდებულია გრუნტის სიმკვრივეზე ( $\rho$ ) და ტრაქტორის მუშა სიჩქარეზე ( $V_p$ ). ამასთანავე, რაიმე ღონისძიების (მაგალითად, წამყვანი თვლებში დრეკადი ქუროების გამოყენების) შედეგად მანქანა-ტრაქტორული აგრეგატის მწარმოებლობის ამაღლების განსაზღვრა სხვადასხვა სიმკვრივის ( $\rho$ ) გრუნტზე, ანუ სხვადასხვა ჩასათვლელ მონაკვეთებზე ჩატარებული ექსპერიმენტის შედეგების სრული იდენტიფიკაციის შეუძლებლობის გამო გაძნელებულია, ამიტომ მანქანა-ტრაქტორული აგრეგატის მწარმოებლობის ცვლილების განსაზღვრისათვის (%-ში) შემოღებულ იქნა შემდეგი ფორმულა:

$$\Delta W_\rho = \left( 1 - \frac{V_{p1} \omega_1 \sqrt{\rho_1}}{V_{p2} \omega_2 \sqrt{\rho_2}} \right) \cdot 100\%, \quad (6.5)$$

სადაც,

$V_{p1}, V_{p2}$  – ტრაქტორის საშუალო მუშა სიჩქარეებია, ამბრავში გაუმჯობესების შეტანამდე და გაუმჯობესების შემდეგ;

$\omega_1, \omega_2$  – ძრავის მუხლა ლილვის კუთხური სიჩქარეებია, გაუმჯობესების ღონისძიებების ჩატარებამდე და ჩატარების შემდეგ;

$\rho_1, \rho_2$  – ჩასათვლელი მონაკვეთების საშუალო სიმკვრივეებია, გაუმჯობესების ღონისძიებების ჩატარებამდე და ჩატარების შემდეგ.

გაუმჯობესების ღონისძიებების ჩატარების ფარდობითი ეფექტურობა, აგრეგატის მწარმოებლობის და ტრანსმისიის დატვირთულობის გათვალისწინებით, განისაზღვრება ფორმულით:

$$\mathfrak{A}_w = 1 - \frac{V_{p1}\omega_1}{V_{p2}\omega_2} \sqrt{\frac{\rho_1\sigma_{x2}}{\rho_2\sigma_{x1}}}, \quad (6.6.)$$

სადაც,

$\sigma_{x1}, \sigma_{x2}$  – ნახევარღერძებზე მგრები მომენტების საშუალო კვადრატული გადახრაა ღონისძიებების ჩატარებამდე და ჩატარების შემდეგ.

ზემოთ თქმულთან დაკავშირებით რთულ პირობებში ექსპერიმენტის ჩატარებისას მიზანშეწონილად უნდა ჩაითვალოს ლითონის თვლების გამოყენება, ორგვარი - ხისტი და დრეკად-დემფერებული ამძრავებით.

ამასთანავე უნდა აღინიშნოს, რომ საშუალო საათური მწარმოებლობა განისაზღვრება (6.4) ფორმულით საშუალო საუშაო სიჩქარეთა შედარებითი



ნახ.6.1. დრეკადი ქუროები 0,2ტ კლასის 4X4 ტიპის მინიტრაქტორის თვლებში ანალიზით, რადგანაც გუთნის შეტაცების მუშა სიგანე უცვლელია  $\beta_p = const$ . არის პირობითი მაჩვენებელი და უფრო მიზანშეწონილია განვსაზღვროთ მწარმოებლობის გაზრდა ფორმულით (6.5) საშუალო სიმკვრივეებისა ( $\rho_1, \rho_2$ ) და ჩასათვლელი მონაკვეთების გათვალისწინებით, რომლებიც მუშავდებიან ტექნიკური გამაუმჯობესებელი ღონისძიებების გატარებამდე და გატარების შემდეგ (ე.ი. თვლების ამძრავებში დრეკადი ქუროების გამოყენების შემდეგ საშუალო

სიმკვრივეების შეფარდება ( $\frac{\rho_1}{\rho_2}$ ) შეიძლება განვსაზღვროთ პირობიდან:

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{m_{x1}V_2^2}{m_{x2}V_1^2}, \quad (6.7)$$

სადაც,  $m_{x1}, m_{x2}$  – არის წევის ძალების მათემატიკური ლოდინი გუთნის საკიდარზე ღონისძიების ჩატარებამდე და ჩატარების შემდეგ;



$m_{x1}$  და  $m_{x2}$  – ვლემულობთ გამოთვლის გზით წევის ძალების ჩაწერის მაგნიტოგრამიდან.

(5) და (6) განტოლებებიდან ვლემულობთ:

$$E_w = 1 - \frac{\omega_2}{\omega_1} \sqrt{\frac{m_{x1}\sigma_{x2}}{m_{x2}\sigma_{x1}}}, \quad (6.8)$$

(6.5) და (6.8) ფორმულების თანახმად მწარმოებლობის გაზრდა და ფარდობითი ეფექტურობა დრეკადი ქუროების გამოყენებისაგან ლითონის თვლების ამძრავებში მყარ გრუნტზე ხვნისას შეადგენენ შესაბამისად: მარცვლოვანი კულტურების ნაწვერალზე (მშრალი თიხნარი) 8...10 % და 0,008...0,011 კორდზე (ნოტიო თიხნარი) 14...16 % და 0,0303...0,0335 (აქ მნიშვნელოვანია შემდეგი პირობის დაცვა:  $\Xi_w \geq 0$ , როდესაც  $\Delta W \gg 0$ ). ამ დროს მგრები მომენტების უდიდესი მნიშვნელობები შეიმჩნეოდა უკანა ხიდზე და შეადგენს 0,754 კნ.მ. კორდზე ხვნის დროს (ნოტიო თიხნარი). მგრებავი მომენტების საშუალო მათემატიკურმა მოლოდინმა ქუროს გამოყენებით ხვნის დროს შეადგინა 6 კორდზე – 0,325 კნ.მ, მარცვლოვანი კულტურების ნაწვერალზე (მშრალი თიხნარი) – 0,208 კნ.მ.

როგორც ჩანს, რაც უფრო გართულებულია ნიადაგობრივ-კლიმატური პირობები, მით უფრო ვლინდება დრეკადი ქუროების დადებით გავლენა ლითონის თვლების ამძრავებში ტრაქტორის დახარჯული სიმძლავრის რეალიზაციის თვალსაზრისით ხვნისას. ამიტომ ცხრილ 6.2-ში ასახულია გამოცდის შედეგები (დისპერსიის გარდა) ხვნის რთულ პირობებში დაახლოებით ერთნაირი დახარჯული სიმძლავრის დროს, ე.ი. საწვავის ერთნაირი ხარჯის დროს ძრავის ერთნაირ ბრუნთა რიცხვზე. ნახევარდერძზე მგრები მომენტისა ( $M_x$ ) და გუთნის წევის წინააღმდეგობის ძალის ( $M_y$ ) დისპერსიები მიღებულია მანქანა-ტრაქტორული აგრეგატის ერთნაირ მუშა სიჩქარეებზე ( $V_{P1} = V_{P2}$ ).

საველე გამოცდების შედეგებმა უჩვენა, რომ დრეკადი ქუროების გამოყენება ლითონის თვლების ამძრავებში (იგივეა, რაც ლითონის გრუნჩამჭიდებიანი თვლები) ხვნის რთულ პირობებში იძლევა ბუქსაობის კოეფიციენტისა და დადლილობითი დაგროვებების მკვეთრად შემცირების, მწარმოებლობის ამაღლების შესაძლებლობას, ძრავის მუხლა ლილვის ერთდაიგივე ბუნვითი სიხშირეების

დროს. ამასთან, ექსპერიმენტულად დადგენილია, რომ ლითონის თვლები იწვევენ გრუნტის ზედა ფენის ძვრას და ხელს უწყობენ მისი ფიზიკურ-მექანიკური თვისებების ცვლილებას მცენარეული საფარის ტრამვირების თანხლებით, რაც გამართლებულია მხოლოდ ნიადაგის შემდგომი დამუშავებით, ე.ი. სასოფლო-სამეურნეო იარაღის მოცემულ შემთხვევაში – გუთნის გატარებით. მაგრამ ისინი პნევმატურ სალტებზე ნაკლებად ტკეპნიან გრუნტს.

ამძრავში ჩასმული დრეკადი ქუროებით და ქუროების გარეშე ექსპერიმენტი მიმდინარეობდა ძრავის ერთსა და იმავე ბრუნთა რიცხვებზე (1800, 2000, 2200 წთ) და ხვნის თანაბარი სიღრმით (0,18...0,2 მ). დრეკადი ქუროების გამოყენებამ უჩვენა ხვნის სიჩქარის გაზრდა (14...16%), მაგრამ ამავე დროს – რთული დამოკიდებულებაც ტრანსმისიის დატვირთულობის პარამეტრებს შორის (იხ. ცხ. 6.2) რაც აიხსნება ნიადაგის ფონის არაერთგვაროვნებით და ხვნის პროცესის სირთულით. ამიტომ საჭირო გახდა ამ ურთიერთდამოკიდებულებათა ხასიათის გარკვევა ტრაქტორის წევის ბალანსიდან:

$$P_w = P_f + P, \quad (6.9)$$

სადაც,

$P_w$  არის თვლებზე მოდებული მხები წევის ძალა;

$P_f$  – თვლების წინააღმდეგობის ძალა;

$P$  – გუთნის წინააღმდეგობის ძალა.

ცხრილი 6.2.

ტრაქტორის დინამიკური დატვირთულობის ცხრილი

№	$Sf$ (კნ.მ) <sup>2</sup> კვ <sup>-1</sup>	$f$ (კვ)	$D \cdot 10$ (მ.მ <sup>2</sup> )	$\sigma$ (მ.მ)	$\sigma_x$ (მ)
1	0,148	0,79	1,898	422	306

	0,114	1,59			
2	0,212	0,79	2,495	475,75	330
	0,206	1,59			
3	0,216	0,79	2,875	520,35	328
	0,221	1,59			

ცხრილის მონაცემები: 1 – პნევმატური თვლები დრეკადი ქუროთი; 2 - ხისტი თვლები დრეკადი ქუროთი; 3 – ხისტი თვლები ქუროს გარეშე;  $S$  – ნახევარღერძებზე მომენტების სპექტრალური სიმკვრივეთა მაქსიმუმების საშუალო მნიშვნელობებია;  $f$  – მაქსიმალურ სპექტრალურ სიმკვრივეთა შესაბამისი სიხშირეებია;  $D$  – ნახევარღერძებზე მომენტების დისპერსიათა საშუალო მნიშვნელობებია;  $\sigma$  – კაკვზე გუთნის წინააღმდეგობის ძალის საშუალო კვადრატული გადახრები.

გუთნის წინააღმდეგობის ძალა განიხილება აკად. ვ.პ.გორიაჩკინის საყოველთაოდ ცნობილი რაციონალური ფორმულით:

$$P = P_0 + K_0 F + \varepsilon F V^2, \quad (6.10)$$

სადაც,  $P_0$  – გუთნის წინააღმდეგობის ძალაა აძვრის მომენტში;  $F$  – გუთნის შეტაცების ფართია.

ფორმულას (6.10) აქვს ზოგადი სახე:

$$P = aV_2 + b, \text{ სადაც } a = \varepsilon F \text{ და } b = P_0 + K_0 F \quad (6.11)$$

ინედტური სტრუქტურის მქონე (6.9) და (6.11) ფორმულების მიხედვით:

$$P_w/P_0 \neq const \text{ და } P/V^2 \neq const \quad (6.12)$$

მაშასადამე, (6.12) გამოსახულებების პროპორციულობის დაცვით, კანონზომიერი იქნება კრიტერიუმები:

$$\eta_v = V_2/V_1, \quad \eta_p = \sqrt{P_2/P_1}, \quad \eta_\sigma = \sqrt{\sigma_1/\sigma_2} \quad (6.13)$$

ტრანსმისიის დატვირთულობის თვალსაზრისით  $\sigma_{1,2}$  აიღება თვლების ნახევარღერძებიდან, ხოლო (6.13) გამოსახულებებიდან მიიღება პროპორციული დამოკიდებულება თვლების ამძრავისათვის:

$$\eta \cong KV \sqrt{P/\sigma}, \quad (6.14)$$

სადაც,  $K$  – პროპორციულობის კოეფიციენტი.

რადგან ყველა დასაკვირვებელი კრიტერიუმი ცვალებადია, ეფექტურობის შეფასება მისაღებია იმ გამომავალი პარამეტრების ურთიერთკავშირით, რომელიც დასაშვებ მიახლოებაში გააიგივებდა შემავალი პარამეტრების ურთიერთკავშირს, როგორც საერთო გამომწვევ მიზეზს. ეს იძლევა შესაძლებლობას, დაკვირვების ობიექტი შეფასდეს როგორც შუალედური რგოლი, რომელიც უზრუნველყოფს ასეთ ურთიერთკავშირს დასრულებული სახით. ამიტომ (6.14) ფორმულაში პროპორციულობის კოეფიციენტს შეიძლება ექნეს შემდეგი სახე:

$$K = 1/\sqrt{V_0^2 P_0 / \sigma_0} \quad (6.15)$$

სადაც,  $V_0, P_0$  და  $\sigma_0$  – არსებული ტექნიკური დონის შესაბამისი პარამეტრებია. თანაც,  $V, V_0, P$  და  $P_0$  მნიშვნელობებად აიღება მათი შესაბამისი ფიზიკური სიდიდეების მათემატიკური მოლოდინები.

(6.14) ფორმულაში (6.15) მნიშვნელობის ჩასმით და გაზომვების შედეგების გათვალისწინებით გვექნება

$$\eta = 1,15 \sqrt{0,97 \cdot 1,09} \approx 1,18, \quad \text{სადაც} \quad \Delta\eta = 18\% \quad (6.16)$$

აქვე აღსანიშნავია, რომ თუ თვლის ამძრავში დრეკადი ქუროს გამოყენების ეფექტი ნეგატიური ხასიათის ( $\eta < 1$ ) იქნებოდა, მიიღებოდა  $\Delta\eta < 0$ .

ზემოთაღნიშნულიდან შეიძლება დავასკვნათ, რომ ფორმულა (6.16) სადაც  $\eta$  ეფექტურობის კოეფიციენტი, იძლევა თვლების ამძრავში ცვლილებების შეტანით მიღებული შედეგის შეფასების, ანუ ხსენებული ობიექტის დიაგნოსტიკის, შესაძლებლობას არსებული ტექნიკური დონის ფონზე. მოცემულ შემთხვევაში დადასტურებულ იქნა თვლების ამძრავში დრეკადი ქუროს გამოყენების უპირატესობა და ის იძლევა ტრაქტორის ტექნიკურ მახასიათებელთა გაუმჯობესებას ანუ, თავის მხრივ ის წარმოადგენს თვლების ამძრავების ტექნიკურ გაუმჯობესებას. ხოლო ტრაქტორის თვლების ამძრავის ეფექტურობის შესაფასებლად გამოყენებული სადიაგნოსტიკო პარამეტრების ( $V, P, \sigma$ ) ერთობლიობა საკმარისი სისრულით ასახავს კვლევის ობიექტის ტექნიკურ

მდგომარეობას შემდეგი ფარდობითი კრიტერიუმებით: ფარდობითი გამავლობა (η<sub>V</sub>), დახარჯული სიმძლავრის რეალიზაცია (η<sub>P</sub>) და ტრანსმისიის დატვირთულობა (η<sub>σ</sub>).

### 6.3. ტრაქტორის ტექნიკურ-ეკონომიკური მახასიათებლების გაუმჯობესების გზები

ტრაქტორის მუშა სიჩქარეების და მისი ენერგოდატვირთულობის გაზრდით მოხერხდა რხევითი დატვირთვების სტაბილიზირება ტრანსმისიის ლილვებზე, რაც ზრდის მოძრაობის თანაბრობას, აგრეთვე ამცირებს სიმძლავრის ცირკულაციას, დინამიურ დატვირთვებს, მამრავების ბუქსაობას და საწვავის ხარჯს ყველაფერი ეს აუმჯობესებს ტექნოლოგიური პროცესების შესრულების ხარისხს და ამცირებს მამრავებით ნიადაგის ფრაქციების მექანიკურ დაზიანებას.

სასოფლო-სამეურნეო კულტურების თესვისას განსაკუთრებით მნიშვნელოვანია:

1. მარცვლის ჩათესვის სითანაბრის დამოკიდებულება მღარავების სიღრმეში სვლის სტაბილურობაზე და თესვის სხვა პირობების ერთგვაროვნება მცენარეების ზრდის და დამწიფების ერთდროულობისათვის. ანალოგიურ გავლენას მარცვლოვანების მოყვანის ხარისხზე ახდენენ ხვნის ტექნოლოგიური მაჩვენებლების სტაბილურობა – ნიადაგის დაქუცმაცება, ნიადაგის სიფხვიერე, დამუშავების სიღრმე. ბელტანობა და მინდვრის ამობურცულობა. გამოკვლევების შედეგებით ჩანს, რომ აგრეგატის მოძრაობის სიჩქარის უთანაბრობის შემცირების დროს ხვნის ყველა ტექნოლოგიური მაჩვენებლების დისპერსია მცირდება, ე.ი. იზრდება პროცესების სტაბილურობა.

2. ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლების გაუმჯობესება.

ექსპერიმენტების დროს გამოიკვეთა ქუროს რეზინის ელემენტის მოცულობის გაზრდით ენერგოტევადობის გაზრდის შესაძლებლობა მისი ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლების გაუმჯობესების მიზნით, რისთვისაც დაპატენტებულია ახალი ქურო (ნახ.6.4), რომელიც შეიცავს ორ ერთიმეორეში ჩასმულ ნახევარქუროს, რომლებიც შესრულებულია თვლის ფერსოსა 1 და მორგვის

2 სახით, რომლებიც ერთმანეთთან დაკავშირებულია მათზე დამაგრებული რეზინის ელემენტით 3. ამასთან, მორგვს აქვს ღარაკი 4, რომელშიც სრიალის შესაძლებლობით ჩასმულია თვლის დისკო 5, ხოლო რეზინის ელემენტი შესრულებულია რგოლის სახით, რომელიც მოიცავს მთელ სივრცეს ფერსოსა და მორგვს შორის, ხოლო მორგვს 2 აქვს სამაგრი ელემენტები 8 ნახევარდერძის 7 სატაცთან დასაფიქსირებლად.

3. ხვნის სიჩქარის, გუთნის წინააღმდეგობის ძალისა და მოდების ფართის განსაზღვრა.

პირობითი აღნიშვნები:

$E$  – გუთნის წინააღმდეგობაზე დახარჯული ენერგია;

$F$  – ტრაქტორის წევის ძალა;

$P$  – გუთნის წინააღმდეგობის ძალა;

$l$  – ტრაქტორის განვლილი მანძილი;

$S$  – გუთნის მოდების ფართი;

$W$  – ტრაქტორის მწარმოებლობა;

$V$  – ტრაქტორის სიჩქარე;

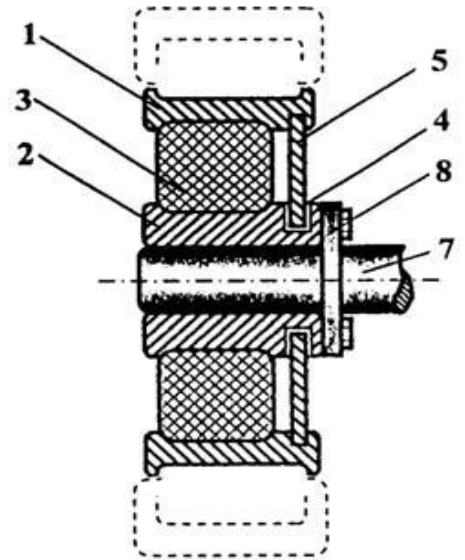
$K$  – გუთნის უთრი წინააღმდეგობა ნიადაგის პლასტის განივი კვეთის ერთეულზე;

$\varepsilon$  – გუთნის ფორმისა და ნიადაგის ფიზიკურ-მექანიკური თვისებების გამთვალისწინებელი კოეფიციენტი;

$\rho$  – ნიადაგის სიმკვრივე;

$h$  – დამუშავებული ნიადაგის მასათა ცენტრის შვეული ძვრა.

გუთნის წინააღმდეგობაზე დახარჯული ენერგიის რაოდენობა სხვადასხვა ფიზიკურ-მექანიკური თვისებების მქონე ნიადაგებზე მუშაობის დროს სხვადასხვაა, რაც ერთობლივად განპირობებულია წევის წინააღმდეგობის ძალითა და დროის ერთეულში შესრულებული სამუშაოს მოცულობით, რომელთაგან პირველი



ნახ.6.4. ახალი ქურო

წარმოადგენს კვადრატულ ფუნქციას, ხოლო მეორე კი წრთივ ფუნქციას მათი საერთო არგუმენტის, წინსვლითი მოძრაობის სიჩქარის მიმართ (ნახ.6.5).

ხვანაზე დახარჯული ენერგია იქნება:

$$E = P \cdot \ell \quad (6.17)$$

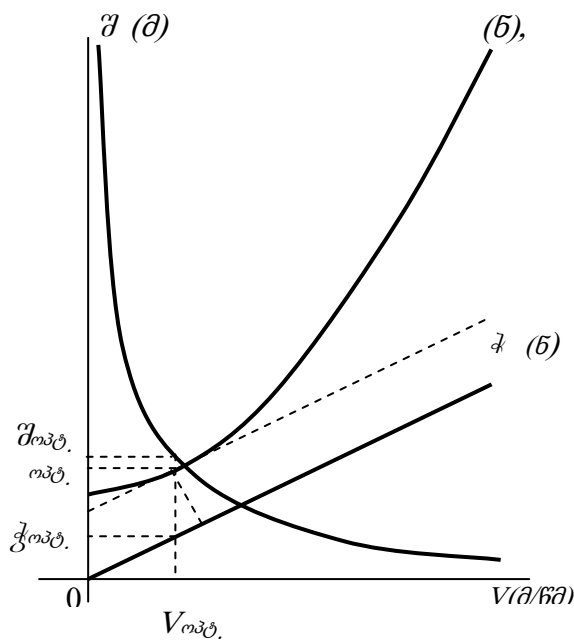
აკად. ვ.პ.გორიაჩკინის საყოველთაოდ ცნობილი რაციონალური ფორმულით:

$$P = S(K + \varepsilon V^2) \quad (6.18)$$

ფორმულებიდან (6.17) და (6.18) მიიღება

$$E = S\ell(K + \varepsilon V^2) \quad (6.19)$$

(6.19) ფორმულიდან ჩანს, რომ ხვნის სიღრმის სითანაბრის შემთხვევაში უცვლელი მოდების ფართის გამო გუთნის წინააღმდეგობაზე დახარჯული ენერგიის რაოდენობა არ არის დამოკიდებული მხოლოდ გუთნის წინააღმდეგობის ძალაზე და მისი შემცირება შესაძლებელია ძირითადად სიჩქარის შემცირებით. მაგრამ



სიჩქარის შემცირება დაკავშირებულია სამუშაო დროის დანაკარგებთან და არარენტაბელურია მწარმოებლობის თვალსაზრისით, რომელსაც სხვადასხვა შემთხვევაში ანგარიშობენ სხვადასხვა პარამეტრით. მოცემულ შემთხვევაში, წევის ძალასთან ოპტიმიზაციის მიზნით, ფიზიკურ სიდიდეთა შესაბამისობის თვალსაზრისით, მწარმოებლობა წარმოდგენილია დროის ერთეულში დამუშავებული ნიადაგის მასის შვეული

ნახ.6.5. მწარმოებლობის ოპტიმიზაცია ძვრის ძალით:

$$W = \rho S V \sqrt{2gh} \quad (6.20)$$

სადაც გათვალისწინებულია ის გარემოება, რომ ხვნის ერთი და იგივე სიღრმის დროს დამუშავებული ნიადაგის მასების ცენტრის შვეული ძვრა უცვლელია, რაც ფიზიკურ სიდიდეების შესაბამისობით იძლევა სისტემას, ხოლო საერთო

არგუმენტის მიმართ (6.18) და (6.20) ფუნქციების წარმოებულთა სხვაობის ნულთან გატოლებით მიიღება ტრაქტორის ოპტიმალური სიჩქარე მოცემული ნიადაგისათვის:

$$\dot{P} - \dot{W} = 0 \quad (6.21)$$

$$V = \rho \sqrt{gh/2} \quad (6.22)$$

უკანასკნელი ფორმულიდან (6.21) ტრაქტორის მოძრაობის სიჩქარისა და პრავის სიმძლავრის გათვალისწინებით მიიღება გუთნის დასაშვები წინააღმდეგობის ძალა:

$$P = N - mVg(\sin \alpha + \ell \cos \alpha)1/V \quad (6.23)$$

(6.18) და (6.23) ფორმულებიდან მიიღება გუთნის შეტაცების ფართი.

ხვნის რეჟიმის შერჩევის დროს მიღებული ოპტიმალური სიჩქარე (6.22), რომელიც დამოკიდებულია მხოლოდ ნიადაგის ფიზიკო-მექანიკურ თვისებებზე, იძლევა გუთნის წევის წინააღმდეგობის ძალის და გუთნის შეტაცების ფართის შერჩევის შესაძლებლობას.

ყოველივე აღნიშნულის შედეგად მიღებულია ტრაქტორის დატვრთულობის რამდენიმე ძირითადი მახასიათებლის გაანგარიშების მეთოდი, რომელსაც პრაქტიკული მნიშვნელობა ექნება ტრაქტორის დაგეგმარების საწყის სტადიაზე.



ცხრილი 6.3

№№	მაძრავისა და თვლების ამძრავის ტიპები	ტრაქტორთან დააგრეგატებული ს/ს მანქანა	ველის ფონი	ცდის დრო (წმ)	საშუალო საათური მწარმ-ბა (ჰა/სთ)	$D_x$ (კნ.მ.) <sup>2</sup>	$D_y$ (კნ.) <sup>2</sup>	$\delta$
1	პნევმატურსალტიანი თვლები, ამძრავი ხისტი	გუთანი ეთრფრთიანი	მარცვლეული კულტურების ნაწვერალი	10,6- 10,8	0,0171÷0,0175	0,256	0,698	0,21÷0,23
2	ლითონის თვლები, ამძრავი ხისტი	-»-	თიხნარი (ნორმალური, ნოტიო)	8,4-8,6	0.0255÷0,0283	0,2799	0,762	0,18÷0,2
3	ლითონის თვლები, ამძრავი დრეკადი	-»-	-»-	7,9-8,1	0,0295÷0,0302	0,2250	0,611	0,14÷0,15
4	პნევმატურსალტიანი თვლები, ამძრავი ხისტი	-»-	ბუსნო-კორდი, თიხნარი (გაზრდილი ტენიანობით)	34,9- 35,3	0,00684	0,444	1,212	0,759÷0,763
5	ლითონის თვლები, ამძრავი ხისტი	-»-	-»-	21,3- 21,5	0,01124÷0,01129	0,459	1,251	0,675÷0,679
6	ლითონის თვლები, ამძრავი დრეკადი	-»-	-»-	18,9- 19,1	0,0130÷0,0131	0,327	0,893	0,634÷0,636

ცხრილი 6.4

1	ვარიანტი №	გრუნტის ტიპი	სპექტრალური სიმკვრივის მაქსიმალური მნიშვნელობა (კნ.მ) <sup>2</sup> ჰც <sup>-1</sup>				მაქსიმალური სექტრ. სიმკვრივის შესაბამისი სიხშირე, (ჰც)	ჯამური დისპერსია, (კნ.მ) <sup>2</sup>				სრული კვადრატული გადახრა, (კნ.მ)			
			4	5	6	7		8	9	10	11	12	13	14	15
1	პნ.თვლები ქუროთი		0,315÷ 0,21	0,057÷ 0,086	0,112÷ 0,08	0,111÷ 0,078	0,79÷ 1,59	3,66	1,08	1,46	1,39	605	328	382	373
2	ლითონის თვლები ქუროთი		0,43÷ 0,247	0,175÷ 0,084	0,32÷ 0,10	0,42÷ 0,065	0,79÷ 1,59	4,59	1,67	2,97	2,96	677	409	545	544
3	ლითონის თვლები ქუროთი		0,42÷ 0,44	0,121÷ 0,132	0,25÷ 0,17	0,057÷ 0,08	0,79÷ 1,59	4,9	1,57	2,7	0,81	700	397	520	286
4	ლითონის თვლები ქუროს გარეშე		0,37÷ 0,42	0,115÷ 0,142	0,195÷ 0,182	0,185÷ 0,14	0,79÷ 1,59	5,3	1,55	2,65	1,98	728,4	394	515	444

## ძირითადი დასკვნები

კვლევის შედეგების საფუძველზე შესაძლოა შემდეგი დასკვნების გაკეთება:

1. 2 კნ წვეთი კლასის სრულამძრავიანი მცირეგაბარიტიანი ტრაქტორის ტრანსმისიაში დინამიკური დატვირთვების შემცირების მიზნით დამზადებული და გამოცდილი იქნა კომპაქტური დრეკადი ქუროები, რომელთა გამოყენება წამყვანი თვლების ამძრავებში, განსაკუთრებით კი - ექსპერიმენტული ლითონის თვლების შემთხვევაში, ამცირებს ტრანსმისიის დატვირთულობასა და ბუქსაობას და ხელს უწყობს ხვნის დროს ნიადაგის დამუშავების სიღრმის სითანაბრეს, რაც თავის მხრივ განაპირობებს ძრავის სიმძლავრის რეალიზაციის ხარისხს დაჩაჭიდების წონა-ძალის გაზრდას. რაც უფრო რთულდება საექსპლოატაციო პირობები ნიადაგის ფიზიკურ-მექანიკური თვისებების სახით, მით უფრო საგრძნობია დრეკადი ქუროების ეფექტურობა;
2. შედგენილ იქნა რხევითი დინამიკური სისტემის „კორპუსი-ტრანსმისია“ საანგარიშო სქემა და მოძრაობის განტოლებები, რომლებშიც ტრაქტორის სავალი ნაწილის დეფორმირებად გრუნტთან ურთიერთქმედება აღწერილია არაჰოლონომური ბმების სახით და რომელთა მეშვეობით ანალიზურად (რიცხვითი მეთოდით) იქნა განსაზღვრული ტრანსმისიის დატვირთულობა, წამყვანი თვლების გორვის წინააღმდეგობის კოეფიციენტი და გორვის რადიუსების მიმდინარე მნიშვნელობები ტრანსმისიის ფარდობითი დამყოლობის გათვალისწინებით, სატრანსპორტო და სახნავი სამუშაოების შესრულების, როგორც ყველაზე დატვირთული რეჟიმების დროს;
3. ტრაქტორის ტრანსმისიაში დემფერებისა და სიხისტის განსაზღვრა მოხდა წვევის ძალის მყისა დაგდებითა და მძრავის ლილვზე თავისუფალი რხევების ოსცილოგრამების ჩაწერით, რის შედეგად გაირკვა, რომ ტრანსმისიის რხევები ერთდროულად აღიძვრებიან ლილვებზე და სალტეებზე, ხოლო ტრაქტორის კორპუსის რხევები - მხოლოდ სალტეებზე; თანაც ეს ორივე სახის რხევების კორპუსზე მოქმედებენ ჰორიზონტალური მიმართულებით და ისინი მსგავსია ფაზებით;
4. სატრანსპორტო აგრეგატის (მისაბმელი ТОВ-350) გამოცდის დროს, სხვადასხვა

- ზედაპირზე გორვისას, დინამომეტრიების გზით იზომებოდა ტრაქტორის მიერ კაკვზე განვითარებული წევის ძალები და სიჩქარეები, ხოლო ტენზომეტრებით კი ნახევარღერძებზე - მგრეხავი მომენტები და ბრუნვის სიხშირეები (კუთხური სიჩქარეები); ექსპერიმენტი ჩატარდა ნიადაგის (%-ული) ტენიანობის 3 სხვადასხვა შემთხვევაში და ერთიდაიგივე ენერგო-დანახარჯების პირობებში განსაზღვრულ იქნა მწარმოებლობა (ტ.კმ/სთ), რომელიც ქუროების შემთხვევაში გაიზარდა 4÷6%;
5. იგივე მეთოდით ჩატარებულ ექსპერიმენტები ხვნაზე და ერთიდაიგივე ენერგო-დანახარჯების პირობებში განსაზღვრულ იქნა მწარმოებლობა (ტ.კმ/სთ), რომელიც ქუროების შემთხვევაში გაიზარდა: ნაწვერალზე 6,3÷13,5% დიაპაზონში, ხოლო ბუსნო-კორდზე 13÷14% დიაპაზონში; აგრეთვე, დრეკადი ქუროების გამოყენებით ხვნის (სიღრმით 180 200 მმ) ჩვეულებრივ (ნაწვერალი თიხნარზე) და მძიმე (ბუსნო ნოტიო თიხნარზე) რეჟიმებში ნატურულმა გამოცდებმა აჩვენა წილობრივი შემცირებები: დინამიკური დატვირთვებისა – 18 20%, ბუქსაობისა – 3 5% (ნაწილობითი ბუქსაობისა - 14 16%) შესაბამისად საწვავის ხარჯისა 14 16% და ბლოკირებულ ხიდებს შორის სიმძლავრის ცირკულაციისა – 29 32%; ხოლო დრეკადი ქუროების გამოყენების საერთო ეფექტურობამ (დატვირთვებისა და მწარმოებლობის ერთდროული გათვალისწინებით) შეადგინა 18%.
6. შემუშავებულია სახნავი აგრეგატის სამუშაო სიჩქარისა და მწარმოებლობის განსაზღვრის ფორმულები მოცემული ნიადაგებისათვის, რომლებსითვისაც დაშვებულია ის გარემოება, რომ ხვნის სიღრმის სითანაბრის დროს დამუშავებული ნიადაგის მასების ცენტრის შვეული ძვრა (გუთნის მიერ მოჭრილი პლასტების შვეული გადაადგილების სიმაღლე) უცვლელია ნიადაგის ფიზიკურ-მექანიკური თვისებების ერთგვაროვნების დროს და იძლევა წევის ძალისა და შესაბამისად, ტრაქტორის ოპტიმალური სიჩქარის შერჩევის შესაძლებლობას ეკონომიკური თვალსაზრისით;
7. 2 კნ წევის კლასის სრულამძრავიანი მცირეგაბარიტიანი ტრაქტორის ტექნიკურ-ეკონომიკური მაჩვენებლების გაუმჯობესება ხდება თვლების ამძრავებში კომპაქტური დრეკადი ქუროების გამოყენებით, რაც გზის მყარი საფარისა და დეფორმირებადი გრუნტის პირობებში ბუქსაობის შემცირებით ამაღლებს

აგრეგატების მწარმოებლობას 3-5%; მწარმოებლობის უფრო მაღალი ზრდა 6-8% გამოვლინდა გრუნტიან გზაზე მძიმე სატრანსპორტო სამუშაოების შესრულებისას; ეკონომიური ეფექტიანობა ხვანაზე, სხვა ოპერაციებთან (კულტივაცია, თესვა და ა.შ.) შედარებით, უფრო მაღალი იყო ბუქსაობის 5%-მდე შემცირების შედეგად სამუშაო სიჩქარის გაზრდით, ძრავის სიმძლავრის უფრო ეფექტურად გამოყენების გამო. ხოლო ტრანსმისიის დაყვანილი სიხისტის შემცირებით შემცირდა მისი ლილვების დინამიკური დატვირთვები, რის შედეგად გაიზარდა თვლიანი ტრაქტორის გამავლობა და ტრანსმისიის ლილვების ხანგამძლეობა.

8. დრეკადი ქურო არსებული ანალოგებისაგან განსხვავდება მცირე თვითღირებულებით, კომპაქტურობით, ასევე - კონსტრუქციის, დამზადების ტექნოლოგიის და აკრების სიმარტივით; უნდა აღინიშნოს რომ დრეკადი ქურო ისე შეუთავსდა არსებული (საბაზო) ტრაქტორის კონსტრუქციას, რომ მისი ჩასმა ხდება თვლის მორგვსა და დისკს (ბადროს) შორის. ამის შედეგად სრულიად გამორიცხულია სერიული (არსებული) ნაკეთობის დამზადებისა და აკრების ტექნოლოგიაში ჩარევის საჭიროება.

## ლიტერატურა

1. გეგუჩაძე ა., თოფურია დ., ჭაბუკიანი რ. დეფორმირებად გრუნტზე გამავლობის შეფასებითი პარამეტრების თეორიული კვლევა// საქართველოს მეცნ. ეროვნული აკადემიის ყოველთვიური სამეცნიერო რეფერირებული ჟურნალი “მეცნიერება და ტექნოლოგიები”.– თბილისი, 2010.– № 7-9.– გვ.57-61
2. გეგუჩაძე ა., მორჩაძე თ. თვლიანი მანქანების წვეის დინამიკის ანალიზი და სინთეზი// საქართველოს მეცნ. ეროვნული აკადემიის ყოველთვიური სამეცნიერო რეფერირებული ჟურნალი “მეცნიერება და ტექნოლოგიები”. – თბილისი, 2010. – № 7-9. – გვ.62-66.
3. გეგუჩაძე ა., თოფურია დ. მაღალი გამავლობის თვლიანი მამრავი// საქართველოს სოფლის მეურნეობის აკადემიის მოამბე.– თბილისი, 2007.– № 20.– გვ.292-294
4. გეგუჩაძე ა., მამალაძე თ., რუსაძე თ. თვლის დრეკადი ქურო// საქართველოს პატენტი № 2006 4007 , კლ.: F16D3/50, 2006 06 12 ბიულ. №24
5. გეგუჩაძე ა. გადაბმულობის მექანიკური ქურო// საქართველოს პატენტი გამოგონებაზე № GE P 2006 3889 B, კლ.: F16D19/00.– თბილისი, 2006 08 10.– ბიულ. №15
6. გეგუჩაძე ა. ტრაქტორის დატვირთულობა ხვნის რეჟიმში// ქუთაისის ტექნიკური უნივერსიტეტის «სამეცნიერო შრომები».– ქუთაისი, 1996.– № 1.– გვ. 114-119
7. გეგუჩაძე ა., რუსაძე თ., მარგველაშვილი ო. გორვის რადიუსის ასახვა მცირეგაბარიტის ტრაქტორის მათემატიკურ მოდელში. რესპუბლიკური სამეცნიერო-ტექნიკური კონფერენცია «მობილური მანქანების დინამიკა, სიმტკიცე და ხანგამძლეობა». მოხსენებათა თეზისები.– ქუთაისი, 1995. – გვ. 34
8. გეგუჩაძე ა. გუთნის წვეის წინააღმდეგობის ძალასთან მწარმოებლობის ოპტიმიზაციის ამოცანა. რესპუბლიკური სამეცნიერო-ტექნიკური კონფერენცია «მობილური მანქანების დინამიკა, სიმტკიცე და ხანგამძლეობა». მოხსენებათა თეზისები.– ქუთაისი, 1995. – გვ. 35
9. გეგუჩაძე ა., გეგუჩაძე ზ.. თვლიანი მამრავი. საქართველოს პატენტი სასარგებლო მოდელზე № 252, კლ.: B60B15/18.– თბილისი, 1997.– ბიულ. № 7

10. გეგუჩაძე ა., რუსაძე თ. ტრაქტორის თვლების ამბრავის ექსტურობის დიაგნოსტიკა// ქუთაისის ტექნიკური უნივერსიტეტის «სამეცნიერო შრომები».– ქუთაისი, 1997.– № 4.– გვ. 186-187
11. გეგუჩაძე ა., რუსაძე თ. თვლის გორვის პირობებზე მისი დრეკად-მადემფერებელი თვისებების გავლენა. რესპუბლიკური სამეცნიერო-ტექნიკური კონფერენცია სოფლის მეურნეობის მცირე მექანიზაციის საშუალებანი და მათი განვითარების ძირითადი მიმართულებანი». მოხსენებათა თეზისები.– .– თბილისი, 24-26 სექტემბერი 1995. – გვ. 34
12. ზამბახიძე ბ., რუსაძე თ., მამალაძე თ., გეგუჩაძე ა. თვლის გამავლობის განსაზღვრის ხერხი. საქართველოს პატენტი სასარგებლო მოდელზე P 2004 1144 B, საერთ. კლ.: G01M17/10 გამოქვეყნების თარიღი: 2004-11-10.– ბიულ.№21
13. კოსტავა ა., გეგუჩაძე ა., კიკვიძე ო. პნევმატური თვალი. საქართველოს პატენტი გამოგონებაზე № 138, კლ.: C15/02, B60B21/10.– თბილისი, 2001.– ბიულ. № 22.– გვ. 10-11
14. მამალაძე თ., რუსაძე თ., გეგუჩაძე ა. თვლის გამავლობაზე გამოცდის ხერხი. საქართველოს პატენტი სასარგებლო მოდელზე № AU 2006 8756 U, 01M17/02 გამოქვეყნების თარიღი: 2006-05-10
15. მამალაძე თ., გეგუჩაძე ა., ლეკვეიშვილი გ., ლორთქიფანიძე რ. მცირეგაბარიტიანი ტრაქტორის წვეთი დინამიკა წამყვანი თვლების დრეკადი ქურობით// საქართველოს სოფლის მეურნეობის აკადემიის მოამბე.– თბილისი, 2007.– № 20.– გვ.295-298
16. Агейкин Я.С. Проходимость автомобилей. – Москва: Машиностроение , 1981. – с. 231
17. Агейкин Я.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители. – Москва: Машиностроение, 1972. – с. 184
18. Агейкин Я.С. Выбор размеров шин с регулируемым внутренним давлением воздуха //Автомобильная промышленность. 1960, №12.
19. Адамовичус Б. Объем тракторных работ и потребность в тракторах// Литовский НИИ механизации и электрификации сельского хозяйства.– Тарту, 1990.–22,с.3-9.
20. Амброладзе Б.У., Топурия Д.О. Подбор некоторых упруго-демпфирующих параметров автопоезда КАЗ-4540+ГКБ-8535 с целью повышения его плавности хода. – Тезисы

- всеоюзного семинара «Проблемы совершенствования автомобильной техники» .– Москва, 1986
21. Анасимов Г.М. и др. Лесные машины. – Москва: Лесная промышленность, 1989
  22. Бабков В.Ф. Совещание по проходимости колесных и гусеничных машин по целине и грунтовым дорогам //Известия АН СССР, Отделение технических наук. –Москва, 1949, № 3. – с. 52-61
  23. Бабков В.Ф. Деформация грунта при образовании колеи//Труды ХАДИ. Изд-во ХГУ, 1950, вып. 10. – с. 87-98
  24. Бабков В.Ф. Качение автомобильного колеса по грунтовой поверхности //Труды МАДИ, Дориздат, 1953, вып. 15. – с. 50-68
  25. Бабков В.Ф. Коэффициент сцепления пневматической шины с грунтом //Труды МАДИ, Дориздат, 1953, вып. 15. – с. 41-68
  26. Бабков В.Ф. Учет грунтовых условий при испытаниях колесных автомобилей //Труды МАДИ, Автотрансиздат, 1958, вып. 22. – с. 238-247
  27. Бабков В.Ф., Бируля А.К., Сиденко В.М. Проходимость колесных машин по грунту. – Москва: Автотрансиздат, 1959. – с. 189
  28. Бабков В.Ф. Автомобильные дороги. – Москва: Автотрансиздат, 1955. – с. 226
  29. Бадю Б.Е. и др. Автомобилестроение: Автомобили, полуприцепы и прицепы. Т.1. – Москва: Изд-во Комитета стандартов, мер и измерительных приборов при Совете Министров СССР, 1970
  30. Безбородова Г.Б. Исследование проходимости автомобилей. – Автореф. дисс. ... докт. техн. наук. – Киев, 1970. – с. 39
  31. Безбородова Г.Б., Шалушков В.Г. Моделирование движения автомобиля. – Киев: Выща школа, 1978. – с. 150
  32. Беккер М.Г. Введение в теорию систем местность машины. – Москва: Машиностроение, 1973. – с. 517
  33. Беленький Ю.Ю. и др. Влияние демпфирующих шин на параметры колебаний автомобиля //Автомобильная промышленность, 1966, № 12
  34. Беленький Ю.Ю. и др. К вопросу о затрате энергии на колебания автомобиля //Автомобильная промышленность, 1968, № 9
  35. Бескин С.А. Транспорт для бездорожья. – Москва: Знание, 1971. – с. 48
  36. Бируля А.К. Влияние степени ровности покрытия на сопротивления движению //Труды ХАДИ, Изд-во ХГУ, 1949, вып. 8



37. Бируля А.К., Батраков О.Т. Взаимодействие пневматического колеса, рассматриваемого как безмоментная оболочка с жесткими поверхностями качения //Труды ХАДИ, Из-во ХГУ, 1958, вып. 21. – с. 23-31
38. Бирюков А.С. и др. Методическое пособие по определению физико-механических свойств грунтов. – Москва: Недра, 1975. – с. 48
39. Бочаров Н.Ф. и др. Исследование деформации элементов резинокордной оболочки пневмокатков //Известия вузов СССР, машиностроение, 1964, № 7.
40. Бочаров Н.Ф. и др. Транспортные средства на высокоэластичных движителях. – Москва: Машиностроение, 1974. – с. 208
41. Бодяник И.И. Выбор моделей для аналитического описания взаимодействия пневматической шины с дорогой//Автомобильная промышленность, 1980, № 10. – с. 18-19
42. Вагизов М. З. Статистическое обоснование энергосиловых параметров хлопкоуборочных агрегатов// Ташкентский политехнический институт, 1985 (автореферат).
43. Гельфгат Д.В. Расчет автомобиля на колебание с учетом неподдресоренных масс и сопротивления амортизаторов . В сб.: «Подвеска автомобиля». – Москва: изд-во АН СССР, 1951.
44. Гельфгат Д.В. Аналитическое определение плавности хода автомобиля //Автомобильная промышленность, 1949, № 3
45. Говорущенко Н.Я. Вопросы теории эксплуатации автомобилей на дорогах с различной степенью ровности. – Харьков, изд-во ХГУ, 1964
46. Говорущенко Н.Я. Теоретические основы эксплуатационных расчетов движения автомобилей на дорогах с различной степенью ровности. Автореф. дисс. ...докт. техн.наук. Харьков, изд-во ХАДИ, 1965
47. Говорущенко Н.Я. Основы теории эксплуатации автомобилей. – Киев: Выща школа, 1971
48. ГОСТ 7057-81
49. ГОСТ 20916-75
50. ГОСТ 25336-83
51. Гребенщиков В.И. Исследование сопротивления движения автомобиля по мягким грунтам //Автомобильная промышленность, 1955, № 12
52. Гришкевич А.И. О мощности, затрачиваемой на колебание автомобиля. В сб.: Труды Академии бронетанковых войск, 1955, вып. 6
53. Дербаремдикер А.Д. Гидравлические амортизаторы автомобилей. – Москва: Машиностроение, 1969

54. Дидковский В.А. Исследование проходимости грузовых автомобилей по грунтовым поверхностям. – Москва, дисс. ...канд.техн.наук, 1983. – с. 227
55. Егоров А.И. Исследование влияния распределения нормальных нагрузок по осям полноприводного автомобиля на некоторые показатели его проодимости по деформируемым грунтам. – Автореф. дисс. ..канд.техн.наук. – Москва, 1978. – с.20
56. Ечеистов Ю.А., Мухин В.В. Исследование качения автомобильного колеса на модели с податливой дорогой и жестким колесом. – НИИНавтопром. Указатель 1983, 3 5. – с.8
57. Забавников И.А., Мирошниченко А.В. Взаимодействие колеса с деформируемым основанием при учете скорости движения //Известия вузов. – Москва: Машиностроение, 1983, № 12. – с. 102-105
58. Забродский В.М. и др. Ходовые системы тракторво. – москва: Агропромиздат, 1986
59. Зимелев Г.В. Теория автомобиля. – Москва: Машгиз, 1959
60. Зимелев Г.В. Проблемы проходимости колесных машин и основные направления их решений. в сб.: Проблемы повышения проходимости колесных машин. – Москва: изд-во АН СССР, 1959
61. Исследование по повышению долговесности трансмиссии тракторов за счет внедрения упруго-демпфирующих и гидравлических элементов в силовой передаче (заключительный отчет)\ № 39104, х/д 24. – Воронеж: Воронежский политехнический институт им. К.Д.Глинки, 1979. – с. 42
62. Насандрова О.Н., Лебедев В.В. Обработка результатов налюдений. – Москва: Наука, 1970. – с. 103
63. Кнорох В.И., Петров И.П. Оценка проходимости колесных машин.//Труды НАМИ, 1973, вып. 142. – с. 66-76
64. Кнорох В.И. и др. Работка автомобильной шины. – Москва:Транспорт, 1976. – с. 258
65. Колесников К.С. Определение внутренних потерь в автомобильной шине//Автомобильная и тракторная промышленность, 1952, № 9
66. Колесников К.С. Автоколебания управляемых колес автомобиля. – Москва: Гостехиздат, 1955
67. Комиссарова В.А. Методика оценки проходимости грунтовых дорог для автотранспорта лесной промышленности. – Москва: Гослестехиздат, 1960//Труды ЦНИИМЭ, ХУ, вып. 4
68. Кошарный Н.Ф. Исследование сопротивления перекатыванию шины низкого давления по грунту. – В. сб.: Механизация и электрификация сельского хозяйства. – Киев: Техника, 1966, вып. 5

69. Кошарный Н.Ф., Оболенский Н.Н. Влияние среднего удельного давления на коэффициента сцепления шин с грунтом. – в сб.: Автомобильный транспорт. – Киев: Техника, 1968, вып. 5
70. Красовских В.С., Соколов В.В., Сальников Г.В., Карпов Н.Ф. Рациональное агрегатирование тракторов классов 3,5 и 5 в условиях западной Сибири//Алтайский сельскохозяйственный институт. – Барнаул, 1990. – 28 с.: ил. Библ.: 3 назв. – ДЕП в ЦНИИТЭ автосельхозмаше 28.05.90, №1301, с.90.
71. Крестовников Г.А. О сопротивления движению автомобилей //Автомобильная промышленность, 1964, № 6. – с. 14
72. Ксеневиц И.П., Кутков Г.М. Блочно-модульные мобильные сельскохозяйственные агрегаты// Научно-технический бюллетень ВНИИ механизации сельского хозяйства, 1990. – №76. – с. 11-14
73. Куликов Н.А. Работа автомобильного колеса//Труды НАМИ, 1955, вып.77
74. Кутков Г.М., Амельченко П.А., Габай Е.В., Рославцев А.В., Квач В.Г., Черпухин В.Д., Калиновский В.И. Результаты исследований модульного энерготехнологического средства (МЕС)// Тракторы и сельскохозяйственные машины. – Москва, 1989. – №12
75. Лазебников М.Г. О проходимости автомобилей по грунтовой и снежной целине. – Москва: Воениздат, 1958
76. Леферов А.Х. и др. Дифференциалы колесных машин. – Москва: Машиностроение, 1987. – с. 172
77. Ле Жонг Хань. Расчет показателей проходимости пневматических шин на пластичном грунте. Дисс....канд.техн.наук, МИТХТ, 1984. – с. 186
78. Литвинов А.С., Ротенберг Р.В., Фрумкин А.К. Шасси автомобиля. – Москва: Машгиз, 1963
79. Лихачев В.С. Испытания тракторов. – Москва: Машиностроение, 1974
80. Маршак А.Л. Сопротивление качению пневматических колес сельхозмашин. – Москва: Мельхозмашина, 1957, № 1
81. Михайленко В.И. Оценка проходимости автомобилей с использованием статистических грунтовых условий. Дисс....канд.техн.наук. – Киев, 1972. – с. 176
82. Московкин В.В. Определение сопротивления качению шин при движении автомобиля в усложненных дорожных условиях //Автомобильная промышленность. 1979, № 3. – с. 14
83. Московкин В.В. Определение сопротивления движению автомобиля инерционных методом //Автомобильная промышленность. 1976, № 10. – с. 16
84. Мэмли Р. Анализ и обработка записей колебаний. – Москва: Машиностроение, 1972

85. Наумец Н.И. Влияние скорости автомобилей и тракторов на проходимость по слабым шпунтам//Труды ХАДИ, Харьков: Дориздат, 1941, вып\ 7
86. Немцов В.В. Снижение нагруженности трансмиссии полноприводного автомобиля типа 4x4. Дисс. ...канд.техн.наук. – Москва, 1982. – с. 168
87. Никитин В.С. Влияние нагрузочных режимов колес на тяговые показатели и износ шин трактора класса 5,0. – Москва, МАМИ, 1990 (автореферат)
88. Новопольский В.И. Экспериментальное определение потерь на качение автомобильного колеса //Автомобильная и тракторная промышленность, 1954, №1
89. Новопольский В.И. Сопротивление автомобильных шин качению при высоких скоростях//Автомобильная промышленность, 1960, № 10
90. Петров Э.В. Радиальная жесткость массивных резиновых шин. //Известия вузов. – Москва: Машиностроение, 1964, вып. 9
91. Петров Э.В. Метод определения уточненных значений коэффициента внутренних потерь массивных резиновых шин// Автомобильная промышленность, 1966, № 10
92. Петрушов В.А. и др. Сопротивление качению автомобилей и автопоездов. \_ Москва: Машиностроение, 1975. – с. 224
93. Петрушов В.А. Новый метод поределения сопротивления движению автомобиля// Автомобильный транспорт, 1982, № 2. – с. 13-17
94. Петрушов В.А. Оценка аэродинамических качеств и сопротивления качению автомобиля в дорожных условиях //Автомобильная промышленность, 1985, № 2
95. Платонов В.Ф. Полноприводные автомобили. – Москва: Машиностроение, 1981. – с. 278
96. Платонов В.Ф., Леяшвили Г.Р. Русеничные и колесные транспортно-тяговые машины. – Москва: Машиностроение, 1986. – с. 294
97. Полетаев А.Ф. Основы теории сопротивления качению и тяги жесткого колеса по деформируемому основанию. – Москва: Машиностроение, 1971
98. Поросятковский А.А. Исследование параметров вертикальных колебаний автомобильной шины и их влияние на сопротивление качению колеса по грунту. Дисс. ...канд.техн.наук. – Киев, 1974. – с. 224
99. Расчетно-экспериментальные исследования динамической нагруженности трансмиссий мотоблока и малогабаритного трактора класса 0,2 т на базе изготовленных опытных образцов. Отчет о НИР №Гос. регистрации 0187.004 9191// Науч. рук. Русадзе Т.П., отв. исп. Гегучадзе А.Ч.– Кутаиси: КПИ, 1989
100. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля и его колебания. – Москва: Машиностроение, 1960. – с. 270

101. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода. – Москва: Машиностроение, 1972. – с. 390
102. Русадзе Т.П. Нагруженность трансмиссии и плавность хода автомобиля. из-во Тбилисского университета. – Тбилиси, 1988. – с. 442
103. Русадзе Т.П. Экспериментальное исследование демпфирования и жесткости по участку трансмиссии полноприводного автомобиля КАЗ. «Мецниереба» институт механики машин АН Республики Грузии. – Тбилиси, 1986. – с. 134-142
104. Русадзе Т.П., Гегучадзе А.Ч., Хецуриани М.В. Автомобиль. КАЗ-4540. Упругие муфты в трансмиссии. Автомобильная промышленность, 1993, № 5. – с. 9-11
105. Русадзе Т.П., Мамаладзе Т.К., Гегучадзе А. Некоторые аспекты качения колеса по деформируемому грунту. Всероссийская научно-техническая конференция (с международным участием): современные тенденции развития автомобилестроения в России. – Г.Тольятти: Тольяттинский государственный университет, 2005. – с. 146-148
106. Русадзе Т.П., Кбилашвили Д.Г., Гегучадзе А. Снижение динамических нагрузок в трансмиссиях мобильных машин путём выбора упруго-демпфирующих параметров. Международный конгресс «Зубчатые передачи-95». Сборник докладов, т.П. – София, 1995. – с. 131-134
107. Русадзе Т.П., Гегучадзе А., Пественидзе Т., Леквеишвили Г.А. Повышение эффективности полноприводного малогабаритного трактора. “MOTAUTO’98” Proceeding. Volume III, IBSN 954-90272-2-8\ - Sofia, 14-16 October, 1998. – p. 138-140
108. Русадзе Т.П. Исследование влияния тангенциальной жесткости и демпфирования шины на нагруженность трансмиссии полноприводного грузового автомобиля. Дисс....канд.техн.наук. – Москва, 1982. – с.220
109. Русадзе Т.П., Топурия Д.О. Определение коэффициента сцепления шины в стендовых условиях. – Тезисы всесоюзной конференции по теории и расчету мобильных машин и двигателей внутреннего сгорания. – Тбилиси. 1965. – с. 125
110. Русадзе Т.П., Отаров А.С., Топурия Д.О. Стендовое исследование тангенциальной эластичности шин транспортного средства. – Тезисы всесоюзной конференции по вибрационной технике. – Тбилиси, 1984. – с. 79
111. Семенов В.М., Армадеров Р.Г. Работа грузового автомобиля в тяжелых дорожных условиях. – Москва: Автотрансиздат, 1962. – с.180
112. Семенов В.М. и др. О динамике взаимодействия ведущего автомобильного колеса с дорогой//Труды НАМИ, 1979, вып. 173. – с. 77-85

113. Семенов В.М., Кузнецов А.П., Шляхов Г.В. Динамическое взаимодействие системы подвески автотранспортного средства с грунтом//Автомобильная промышленность, 1984, № 5. – с. 18
114. Синельников Е.С. Радиальная жесткость автомобильных шин//Автомобильная промышленность, 1959, № 6
115. Скотников В.А. и др. Основы теории и расчет трактора и автомобиля. – Москва: Агропромиздат, 1986
116. Смирнов Г.А., Леликов С.П. Распределение крутящих моментов по колесам четырехосного автомобиля при движении по неровностям//Автомобильная промышленность, 1968, № 4.
117. Скотников В.А., Попомарев А.В., Климанов А.В. Проходимость машин. – Минск: Наука и техника, 1982. – с. 326
118. Создание и испытание упруго-демпфирующих устройств в трансмиссии полноприводного малогабаритного трактора. Отчет о НИР №Гос. регистрации 0189.006 5683// Науч. рук. Русадзе Т.П., отв. исп. Гегучадзе А.Ч.– Кутаиси: КПИ, 1991
119. Танклевский М.М. Влияние скорости качения колеса по торфяной залежи на сопротивление перекачиванию//Известия вузов, Горный журнал., 1967, № 3
120. Тейбор Д., Боуден Ф.И. Трение и смазка твердых тел. - Москва : Машиностроение, 1968
121. Тензометрическое исследование нагруженности трактора «718» (отчет НИР х/д № 394). – Уреван, 1989
122. Терцаги К. Теория механики грунтов. – Москва: Гостройиздат, 1961
123. Тихонов А.А. Исследование вертикальных колебаний колес автомобиля в дорожных условиях//Автомобильная и тракторная промышленность, 1957, № 5
124. Топурия Д.О. Математическая модель для определения силы сопротивления качению транспортного средства с учетом вертикальных колебаний. Тезисы всесоюзной конференции по вибрационной технике. – Тбилиси, 1987. – с. 46
125. Торчинский В.Т. Исследование сопротивления движению на неровных дорогах //Автомобильная промышленность, 1962, № 3
126. Тракторы. Теория. Под общей редакцией д.т.н., проф. В.В. Гуськова. – Москва: Машиностроение, 1988
127. Туриашвили М.И., Русадзе Т.П., Топурия Д.О. Исследование выходных характеристик шин транспортного средства на стенде. Тезисы всесоюзной конференции по вибрационной технике. – Тбилиси, 1984. – с. 80

128. Ульянов Н.А., Ронинсон Э.Г., Соловьев В.Г. Самоходные колесные ЗМТ. – Москва: Машиностроение, 1976
129. Федоров С.А. Исследование нагруженности ходовой части грузовых автомобилей в условиях эксплуатации. Автореф. дисс....канд.техн.наук. – Москва, 1967. – с. 18
130. Форсблад Л.В. Вибрационное уплотнение грунтов и оснований. – Москва: Транспорт, 1987
131. Хачатуров А.А. и др. Динамика системы «дорога-шина-автомобиль-водитель». – Москва: Машиностроение, 1976. – с. 535
132. Хвингия М.В. и др. Конструкционное демпфирование в узлах вибрационных машин. – Тбилиси, ГПИ им. В.И.Ленина, 1970. – с. 103
133. Храмов Ю.В., Фигуров И.В., Щур О.З. Современные методы получения и обработки экспериментальных данных при испытаниях автомобилей. – Москва: НИИНавтопром, 1975. – с. 62
134. Цитович Н.А. Механика грунтов. – Москва: Высшая школа, 1979. – с. 392
135. Чудаков С.А. Качение автомобильного колеса//Труды автомобильной лаборатории АН СССР. – Москва: изд-во АН СССР, 1948, вып. 9. – с. 70
136. Шелухин А.С. Сопротивление качению автомобильных шин по твердой опорной поверхности//Труды НАМИ. – Москва: изд-во НАМИ, 1962, вып. 54.
137. Шелухин А.С. Анализ потерь на качение пневматических шин в условиях движения автомобиля по дороге с твердым покрытием//Труды НАМИ. – Москва: изд-во НАМИ, 1965, вып. 79
138. Шупляков В.С. Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля. – Москва: Транспорт, 1974. – с.328
139. Яценко Н.Н., Трутчиков О.К. Исследование подвесок автомобилей высокой проходимости//Автомобильная промышленность, 1963, № 6
140. Яценко Н.Н., Трутчиков О.К. Плавность хода грузовых автомобилей. – Москва: Машиностроение, 1969. – с. 220
141. Яценко Н.Н. Поглощающая и сглаживающая способность шин. – Москва: Машиностроение, 1978. – с. 132
142. Яценко Н.Н., Капанадзе Г.Н. и др. Колебания подвески с учетом поглощающей способности шин при случайном возмущении//Автомобильная промышленность, 1979, № 1. – с. 16-19
143. Bekker M.G. Off-the-Road Locomotion: Research and, Development in Terramechanics – The University of Michigan Press, Ann Arbor, Mich, 1960

144. Byeriy D.V., Bashford L.L., Grisso R.D., Von Bargaen K. Tractive Performance and Fuel Consumption of a 2-Wheel Drive Tractor // SAE Techn. Pap. Ser1989. – #891837. – p. 1-7
145. Dixon W.G. Kuchera G.T. Perspective-Correlation of laboratory Proving Ground and Customer Testing – SAE. 1967, N 670076, New York
146. Hegedus E., Rowe R.S. Drag Coefficient of locomotion over Victors Soils. – Proc. Am. Soc. Civil Engross, “Journal of sail Mech. and Foundation Div. 1960, SM2, p.p. 63-75
147. Electrical and Electronic Hydraulic Automatic on a Tractors of STEYR// TMA, 1990. – #908. – P. 20-21
148. Farny Wolfgang. MF3680 in Test: Vielseitiger Schlepper fur uberbetriebliche Aufgaben// Lohnunternehmen Land und Forstwint 1990. – 45, #5. – p. 268-272
149. Gelsthoff Hubert. Neus Allradant ziebskoncept fur traktorenreversier-freilauf fur die Allradtechnik// Landtechnik. –1990. –45, #2. – p. 74-75
150. Increasing Ways of Fuel Casion on a Tracors// Tractor Aktuell. – 1990. –#3. –p. 20-21
151. Kruczkovski M. Giagnik klasi 0,4 - Jaki I dla Kogo?// Mechanizacja rolnictwa, 1988. – #7/8. – p.8-14
152. Patent #2511446 (DE) Int. Cl.: B62D21/18. – 1976
153. Patent #3028007 (DE) Int. Cl.: B62D21/18. – 1980
154. Shulz H. Lum Stand der Lapf Wellen-Technik// Agrartechnik. – 1997. – #7
155. Science & Technology, Entrepreneurship Program (STEP), Business Partnership Grant #16/06 Project's "Elastic Muff of Driving Wheels" Final Report. Instead of Science team PI Archil Geguchadze A., Company PI Revaz Lortkipanidze// GRDF. – Tbilisi, 2006
156. Geguchadze A., Chabukiani R., Bzikadze G. The Wheel with Transformative Footing Tracks// "trans&Motauto'08" Proceeding. Volume2, "Technics". – IBSN 1313-5031, September 18<sup>th</sup>- 20<sup>th</sup> 2008, Sozopol-Bulgaria.- p. 85-86
157. Mamaladze T., Geguchadze A., Lekveishvili G. Research of Elastic Muffs in Minitractor's Driving Wheels// “trans&Motauto'07" Proceeding. Volume2, "Transport Technics". – IBSN 1313-5031, Rouse 08-10 November 2007.- p. 137-139



## დაწართებო

## დანართი 1. თემის სერტიფიკატი და საინფორმაციო რუქები



U.S. CIVILIAN RESEARCH & DEVELOPMENT FOUNDATION



# CERTIFICATE

## OF PARTICIPATION IN SCIENCE AND TECHNOLOGY ENTREPRENEURSHIP PROGRAM (STEP-3) VENTURE CONFERENCE

*This certificate is awarded to*

**Tamaz Rusadze, Archil Geguchadze, Revaz Lortkipanidze**

*in recognition of excellence in scientific business collaboration and business case presentation*

**Elastic Muffs of Driving Wheels**

**Levan Japaridze**  
President of the GRDF

**George Khokhobashvili**  
Executive Director of the GRDF

**Pol Klein**  
CRDF, Industry Programs,  
Senior Program Manager

**Natalia Pipia**  
CRDF, Industry Programs,  
Program Assistant

**25 OCTOBER, 2005**

**TBILISI, GEORGIA**

5013 Информационная карта 02 С отчетом 03 Без отчета 88 Изменения к ИК	<b>ИК</b>	5418 Исходящий №, дата 98-13/21 от 89.08.30.	5436 Инвентарный № 0289.0 055291*
---	-----------	--	--------------------------------------

5031 ИК завершающая работу I	5040 Вид документа 91 Заключительный отчет о НИР	5211 Международный обмен 55 Безвозмездная передача 64 Передача с возмещением затрат 73 Передаче не подлежит
5409 Дата утверждения 89.01.24	5247 Решение об ограничении публикации	7371 Фактическая стоимость работы
5517 № госрегистрации 0187.0049 191		7713 Госбюджет 7731 ЕФРНТ 7722 Хоздоговор 40 тыс. руб.
7020 Шифр проблемы, задания	5535 № изменяемой ИК	5004 02 С отчетом 03 Без отчета
9027 Наименование работы		

Расчетно-экспериментальные исследования динамической нагруженности трансмиссии мотоблока и малогабаритного трактора класса 0,2 т на базе изготовленных опытных образцов.

9036 Наименование этапа или стадии работы

7326 Стадии ОКР 09 Техническое задание 45 Техническое предложение 72 Эскизный проект 81 Технический проект	Рабочая документация 54 Опытного образца 63 Установочной серии 90 Промышленной серии	5472 Авторских свидетельств 5490 Патентов 5787 Использовано источников 20 5760 Иллюстраций 38 5778 Таблиц 12
5715 Язык документа I	5733 Книг 95	5742 Страниц 2
5751 Приложений	5760 Иллюстраций	5778 Таблиц

5481 №№ депонированных рукописей, библиографическое описание статьи (монографии)

5256 Особые отметки

2052 Сведения об организации-исполнителе	2457 Код ОКПО 2074467	2853 Код СОАТО 2216000	2556 Код ОКОНХ 921109	2934 Телефон 31165	3033 Телетайп
--	--------------------------	---------------------------	--------------------------	-----------------------	---------------

1431 Код СООГУ 3903	1332 Сокращенное наименование министерства (ведомства) Министерство народного образования ГССР
------------------------	---

2151 Наименование организации  
Кутаисский политехнический институт им. Н.И. Мухелишвили

2358 Сокращенное наименование организации КПИ	2754 Город Кутаиси
--	-----------------------

2655 Адрес (индекс, республика, область, город, улица, дом)  
384014, г. Кутаиси, пр. Молодежи, 98

9045 Наименование документа

Расчетно-экспериментальные исследования динамической нагруженности трансмиссии мотоблока и малогабаритного трактора класса 0,2 т на базе изготовленных опытных образцов.

9108 Реферат

9117 Объект исследования, разработки или проектирования Мотоблок "Кутаиси" модели "Супер-610", малогабаритный трактор "Кутаиси" модели - 718.

9126 Цель работы Составление методики стендовых испытаний мотоблока и малогабаритного трактора на долговечность.

9144 Методы исследования и аппаратура Экспериментальное определение динамических нагрузок при выполнении сельскохозяйственных работ. Тензорезисторы 29КРВ, осциллограф КИ2-22, аккумуля. батарея 6СТ-128, торц. токосъемник, тахометр час. Т210-9153 Полученные результаты и новизна

Составлена новая методика стендовых испытаний мотоблока и малогабаритного трактора на долговечность с учетом их конструктивных особенностей.

9162 Степень внедрения Внедрена на Кутаисском головном специализированном КТБ по малогабаритной мобильной технике.

9171 Эффективность Экономический эффект от внедрения составляет 67,65 т.р. в год.

9180 Область применения Автомобильная промышленность и сельскохозяйственное машиностроение.

9198 Основные конструктивные и технико-экономические показатели

5634 Индексы УДК

0289.0 055291\*

629.1142:620.2; 629.11

5616 Коды тематических рубрик

02 0802 207 0899

5643 С	Грамматика		Ключевое слово
	УР	УС	
01			ЭКОНОМ ЭФФЕК
02			
03			
04			
05			
06			
07			
08			
09			
10			

	Ученая степень, звание	Фамилия, инициалы	Подпись
6012 Руководитель организации	6210 К.Т.Н., доц.	6111 Щубладзе Т.Г.	<i>Щубладзе Т.Г.</i>
6021 Руководитель работы	6228 К.Т.Н., доц.	6120 Русадзе Т.П.	<i>Русадзе Т.П.</i>
Руководитель планово-производственного отд.			
Руководитель органа информации	К.Т.Н., доц.	Векуа Т.Ю.	<i>Векуа Т.Ю.</i>

5013 Регистрационная карта  
 01 регистрация НИР, ОКР  
 12 изменения к РК

**РК**

5418 Исходящий №, дата  
 98-13/64  
 от 27.04.24

5436 № госрегистрации  
 0187.0 049191

- 7146 Основание проведения работы
- 07 Постановление Совета Министров СССР
- 16 Постановление Совета Министров союзных республик
- 25 Программы ГКНТ и Госстроя СССР
- 34 Задания министерств, ведомств, ВПО
- 52 Заявки предприятий, НИИ, КБ
- 43 Инициативная

- 7191 Характер работы
- 39 Фундаментальная НИР
- 48 Прикладная НИР
- 57 ОКР

7173 Сметная стоимость работ

7713 Госбюджет	
7731 ЕФРНТ	
7722 Хоздоговор	20тыс.руб.

5256 Особые отметки

5517 № госрегистрации

7020 Шифр проблемы, задания

5283

Наименование этапа или стадии работы	Вид отчетности 5040	Сроки выполнения работы	
		начало 7353	окончание 7362
9036			
Экспериментальные исследования нагруженности колесных редукторов мотоблоков	19	01.87	12.87
Расчетно-экспериментальное исследование динамических нагрузок в трансмиссии трактора класса 02т	91	01.88	12.88

2052 Сведения об организации, представляющей работу на регистрацию

2457 Код ОКПО 2853 Код СОАТО 2556 Код ОКОНХ 2934 Телефон 3033 Телетайп

2074467 2216000 921109 56511

1431 Код СООГУ 1332 Сокращенное наименование министерства (ведомства)

3903 МВ и ССО ГССР

2151 Наименование организации

**Кутаисский политехнический институт имени Н.И.Мусхелишвили**

2358 Сокращенное наименование организации 2754 Город

Кут.ПИ. Кутаиси

2655 Адрес (индекс, республика, область, город, улица, дом)

384014, г. Кутаиси, пр. Молодежи, 98

9027 Наименование работы

Расчетно-экспериментальные исследования динамической нагруженности трансмиссии мотоблока и малогабаритного трактора класса 02

9108 Реферат

9117 Объект исследования, разработки или проектирования Процесс динамической нагруженности трансмиссии мотоблока и малогабаритного трактора класса 02

9126 Цель работы Расчет и экспериментальное исследование динамической нагруженности трансмиссии мотоблока

9135 Обоснование работы Проблема увеличение ресурса работы и долговечности узлов трансмиссии.

9153 Ожидаемые результаты Снижение динамической нагруженности и металлоемкости конструкции.

9150 Возможные области применения В тракторостроении

5634 Индексы УДК

520 114.2+621.43.

0187.0 049191

5616 Коды тематических рубрик

P 02 0802 204 0899

55.57.29

5643	С	Грамматика		Ключевое слово
		УР	УС	
01				870504 / 1-1176
02				
03				
04				
05				
06				
07				
08				
09				
10				

Ученая степень, звание	Фамилия, имя, отчество	Подпись
к. т. н., доцент	Шубладзе Т. Г.	<i>Т. Г. Шубладзе</i>
к. т. н., доцент	Русадзе Т. П.	<i>Т. П. Русадзе</i>
	Цнобиладзе Г. К.	<i>Г. К. Цнобиладзе</i>

ИК	5013 Информационная карта	5418 Исходящий №, дата	5256 Особые отметки	5436 Инвентарный №
	02 С отчетом / пояснительной запиской, РТО/ 03 Без отчета / пояснительной записки, РТО/	92-13/16 05.11.08.10		02.9.10 0 42906
5409 Дата утверждения	5040 Вид документа	5211 Передача странам-членам СЭВ	3051 /в руб./	
91.07.03	91) Заключительный отчет	5511 Безвозмездная передача		
5517 № госрегистрации	28 Промежуточный отчет	64 Передача с возмещением затрат		
0189.0065683	37 Пояснительная записка	73 Передаче не подлежит		
7200 КП НТП СЭВ	46 РТО	5112 Передача капстранам		
1 2 3 4 5	5715 Язык документа	5535 Условия распространения в СССР	6012 /в руб./	
5733 Кол-во книг		35 ВНИЦцентром на безвозмездной основе		
1		44 ВНИЦцентром по назначенной цене		
5742 Общее кол-во страниц	Номера книг	53 Организацией-исполнителем по договорной цене	7344 Внедрение	
56	Кол-во страниц в книге		35 Внедрено	
5751 Приложений	5472 Авторских свидетельств	5787 Использовано источников	12	
2				
5490 Патентов	5526 Инвентарные номера промежуточных отчетов	5697 Код ОКП		
5562 Отчет о патентных исследованиях		7209 Комплексная работа	17 Головная организация	
	7020 Шифр государственной научно-технической программы	71 Организация-соисполнитель		
7029 Госзаказ				
9027 Наименование работы	Шифр работы, присвоенный организацией			

Создание упруго-демпфирующих устройств в трансмиссии полноприводных малогабаритных тракторов и их испытание на долговечность с учетом влияния вибронгруженности двигателя.

9036 Наименование этапов или стадии работы

5481 Библиографическое описание статьи (монографии), технической и организационной документации, номера депонированных рукописей.

стр. 57-75 кс. 24/92

Сведения об организации-исполнителе работы

2457 Код ОКПО	2934 Телефон	3033 Телетайп	2754 Город
2074467	3-11-65	1601581 ФОРМАТ	Кутаиси
1332 Сокращенное наименование министерства (ведомства)	МНО РГ		
2151 Наименование организации	Кутаисский политехнический институт им. Н. И. Мусхелишвили		
2358 Сокращенное наименование организации	КПИ		
2655 Адрес организации (индекс, республика, область, город, улица, дом)	К 384014, г. Кутаиси, пр. Молодежи 98		



**Создание упруго-демпфирующих устройств в трансмиссии полноприводных малогабаритных тракторов и их испытание на долговечность с учетом влияния виброн нагруженности двигателя**

9117 Реферат

(Объект исследования, разработки или проектирования. Цель работы, Методы исследования и аппаратура. Полученные результаты и новизна. Основные конструктивные и технико-экономические показатели. Степень внедрения. Эффективность. Область применения.)

Исследуется полноприводный малогабаритный трактор /МГТ/ "Кутаиси-718" кл.0.2. Цель работы - повышение производительности МГТ "Кутаиси-718" путем применения упругих муфт в приводах его колес. проводились полигонные испытания при выполнении транспортных и полевых работ.

Разработаны и изготовлены упругие муфты для привода колес и металлические колеса на МГТ для пахоты. По результатам экспериментов были определены производительность и нагруженность МГТ "Кутаиси-718" в различных условиях его работы с применением разработанных конструкций и без них. Предложена методика сравнительного анализа эффективности по критерию производительности с учетом нагруженности при пахоте.

Разработка может быть применена в тракторостроении.

5436  
02.9.10 042906-  
2556 1431 2403 2853  
02 1802 2070899

5634 Индексы УДК 629.114.2:629.11.012.3

5616 Коды тематических рубрик

5643	С	Грамматика	Ключевое слово	7434 Дата	7506 Входящий №
		УР		90829	21 20765
01					
02					
03					
04					
05					
06					
07					

	Фамилия, инициалы	Ученая степень, звание	Подпись	Место печати
Руководитель организации	6111 к. т. н. доцент	6210 Шубладзе	<i>[Подпись]</i>	МГТ
Руководитель работы	6120 д. т. н.	6228 Русадзе Т. П.	<i>[Подпись]</i>	
Руководитель планово-произв. отдела				
Руководитель органа информации	к. т. н.	Хурцидзе Г. А.	<i>[Подпись]</i>	

5013 Регистрационная карта  
 01 регистрация НИР, ОКР  
 12 изменения к РК

**РК**

5418 Исходящий №, дата  
 98-13128  
 от 29.06.21

5436 № госрегистрации  
 01.8.90 065683

- 7146 Основание проведения работы
- 07 Постановление Совета Министров СССР
- 16 Постановление Совета Министров союзных республик
- 25 Программы ГКНТ и Госстроя СССР
- 34 Задания министерств, ведомств, ВПО
- 52 Заявки предприятий, НИИ, КБ
- 43 Инициативная

- 7191 Характер работы
- 39 Фундаментальная НИР
- 48 Прикладная НИР
- 57 ОКР

7173 Сметная стоимость работ

7713 Госбюджет	
7731 ЕФРПТ	
7722 Хоздоговор	40 тыс. руб.

5256 Особые отметки

5517 № госрегистрации

7020 Шифр проблемы, задания

5283

Наименование этапа или стадии работы	Вид отчетности 5040	Сроки выполнения работы	
		начало 7353	окончание 7362
9036			
Создание упруго-демпфирующих устройств в трансмиссии полноприводных малогабаритных тракторов и испытание их на долговечность с учетом влияния вибронегруженности двигателя.	9I	01.89	12.89

--	--	--	--

2052 Сведения об организации, представляющей работу на регистрацию

2457 Код ОКПО    2853 Код СОАТО    2556 Код ОКОНХ    2934 Телефон    3033 Телегайн

2074467    2216000    921109    31165

1431 Код СООРУ    1332 Сокращенное наименование министерства (ведомства)

3903    МНО ГССР

2151 Наименование организации

Кутаисский политехнический институт им. Н.И. Мухелишвили

2358 Сокращенное наименование организации    2754 Город

КПИ    Кутаиси

2655 Адрес (индекс, республика, область, город, улица, дом)

384014, ГССР, г.Кутаиси, пр.Молодежи, 98

9027 Наименование работы

Создание упруго-демпфирующих устройств в трансмиссии полноприводных малогабаритных тракторов и их испытание на долговечность с учетом влияния вибронгруженности двигателя.

9108 Реферат

9117 Объект исследования, разработки или проектирования

Трансмиссия полноприводного малогабаритного трактора "Кутаиси" модели "718".

9126 Цель работы

Исследование и снижение динамической нагруженности трансмиссии полноприводного малогабаритного трактора путем применения упруго-демпфирующих устройств в его трансмиссии.

9135 Обоснование работы

В трансмиссии трактора "Кутаиси" модели "718" отсутствует межосевой дифференциал. В результате этого приведенные жесткости участков переднего и заднего мостов не соответствуют динамическим нагрузкам на них.

9153 Ожидаемые результаты

Применением упруго-демпфирующих устройств станет возможным регулировать приведенные жесткости на участках трансмиссии в соответствии нагрузкам.

9180 Возможные области применения

Автомобильная промышленность и сельскохозяйственное машиностроение.

5634 Индексы УДК 018.90 865683 -

629.114.2/11.013:620.178.32/62-752.2

5616 Коды тематических рубрик

55.57.29 02 0802 287 0895

5643	С	Грамматика		Ключевое слово
		УР	УС	
01				880002 / 14642
02				
03				
04				
05				
06				
07				
08				
09				
10				

Код	Ученая степень, звание	Длительность, наименование	Подпись
001	К.Ф.Н., доцент	6111 Шубладзе Т.Г.	<i>[Подпись]</i>
002	К.Т.Н., доцент	6120 Русадзе Т.П.	<i>[Подпись]</i>
003	К.Т.Н., доцент	Векуа Т.Ю.	<i>[Подпись]</i>

## დანართი 2. დინამიკური დატვირთვების სტატისტიკა

ЦЕНТРАЛ НАМИ

Л И Р

ПРОТОКОЛ № 025

ВИД ИСПЫТАНИЙ ..... ОБЪЕКТ ИТРАНСФОР

ОСНОВАНИЕ ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЙ .....

ДАТА ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЙ: НАЧАЛО ..... 19\_\_

ОКОНЧАНИЕ , ..... 19\_\_

ПРИМЕНЯЕМАЯ АППАРАТУРА:

МАГНИТОГРАФ 1Р-30

КАССЕТА № 351

ОСЦИЛЛОГРАФ С1-101

УСИЛИТЕЛЬ KWS-643

ДАТЧИКИ ИИ-6430

ИЗМЕРЯЕМЫЕ ПАРАМЕТРЫ И МЕСТА УСТАНОВКИ ДАТЧИКОВ:

1к - лев. сторона п/к.с.в.

2к - прав. сторона п/к.с.в.

3к - лев. сторона п/к.с.в.

4к - прав. сторона п/к.с.в.

5к - Т.с.в.

6к - п.к.с.в. магнет.

7к - п.к.с.в. магнет.

КАЛИБРОВКИ МАГНИТОГРАФ:

ПОКАЗАНИЯ  
СЧЕТЧИКА:

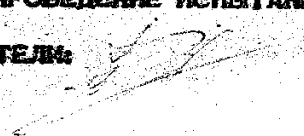
	1	2	3	4	5	6	7	Н	К	
0В								0	10	
+1В	100%							10	20	
-1В	100%							20	80	
КАЛИБРОВКА ДАТЧИКОВ, СВЕДЕНИЯ О ЗАБЕДАХ (ЗАМЕРАХ)								0,007	30	40
	1	2	3	4	5	6	7	Н	К	
Трубка: ичкелле Кюле-е Кюле-е	0,5	0,5	0,5	0,5	0,2			40	153	
- Металл кереси с ачуфта	0,5	0,5	0,5	0,5	0,2			158	238	
+ Металл кереси с ачуфта	0,5	0,5	0,5	0,5	0,2			246	302	
Металл кереси без ачуфта	0,5	0,5	0,5	0,5	0,2			309	371	

ПРИМЕЧАНИЯ: \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

ОТВ. ЗА ПРОВЕДЕНИЕ ИСПЫТАНИЙ

ИСПОЛНИТЕЛЬ: 

ЗАКОН РАСПРЕДЕЛЕНИЯ РЯДА

16.03.1991

ВХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Имя файла данных sd173.dat  
 Число точек 8192  
 Масштаб (физ.ед / ед.ввода) 3.6

Расчетная величина класса (физ.ед) 200

Трактор кр. момент #3 МК с МФ пахота канал 3 . F = 128 Гц, dt

	СТАТИСТИ	л. ввода	физ.ед
Среднее арифметическое	-153.4		-552.1
Дисперсия	30580		3.963E+05
Среднее квадратическое отклонение	174.9		629.5
Минимум	-994.0		-3578.
Максимум	239.0		860.4
Число классов	23		

ЭМПИРИЧЕСКОЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЕ

N кл.	Нижн. граница	Верх. граница	Сред. класса	Частота	Накопл. частота	Частость	Накопл. частость
1	-3600	-3400	-3500	12	12	0.0015	0.0015
2	-3400	-3200	-3300	10	22	0.0012	0.0027
3	-3200	-3000	-3100	2	24	0.0002	0.0029
4	-3000	-2800	-2900	2	26	0.0002	0.0032
5	-2800	-2600	-2700	8	34	0.001	0.0042
6	-2600	-2400	-2500	13	47	0.0016	0.0057
7	-2400	-2200	-2300	20	67	0.0024	0.0082
8	-2200	-2000	-2100	23	90	0.0028	0.0110
9	-2000	-1800	-1900	50	140	0.0061	0.0171
10	-1800	-1600	-1700	308	448	0.0376	0.0547
11	-1600	-1400	-1500	355	803	0.0433	0.0980
12	-1400	-1200	-1300	651	1454	0.0795	0.1775
13	-1200	-1000	-1100	530	1984	0.0647	0.2422
14	-1000	-800	-900	493	2477	0.0602	0.3024
15	-800	-600	-700	1067	3544	0.1302	0.4326
16	-600	-400	-500	1395	4939	0.1703	0.6029
17	-400	-200	-300	785	5724	0.0958	0.6987
18	-100	100	0	573	6297	0.0699	0.7687
19	100	300	200	1035	7332	0.1263	0.8950
20	300	500	400	413	7745	0.0504	0.9454
21	500	700	600	273	8018	0.0333	0.9788
22	700	900	800	151	8169	0.0184	0.9972
23	900	1100	1000	23	8192	0.0028	1.0000

СПЕКТР ПО ТРЕТЬОКТАВНЫМ ПОЛОСАМ (სპექტრი სამოქტავიან ზოლოვში)

Трактор кр. момент #1 в1 ПК с Мф пахота канал 1. F = 128 Гц, dt = 0.0078125

Полоса частот, Гц	Длина дис-	Дисперсия	С.К.О.	
нижн. : верхн. :	сп. геом. : персим :	в полосе :	в полосе :	
0.707	0.891	0.43487	159170	398.96
0.891	1.12	0.053735	19468	140.24
1.12	1.41	0.042597	15592	124.87
1.41	1.78	0.3093	113210	336.47
1.78	2.24	0.013305	4870	69.785
2.24	2.83	0.022233	8137.8	90.21
2.83	3.56	0.034319	12562	112.08
3.56	4.49	0.00919	3363.8	57.998
4.49	5.66	0.015785	5777.7	76.011
5.66	7.13	0.01851	6775.1	82.311
7.13	8.98	0.009055	3314.4	57.57
8.98	11.3	0.007336	2685.2	51.819
11.3	14.3	0.00617	2258.4	47.522
14.3	18.0	0.004768	1745.2	41.776
18.0	22.6	0.003733	1366.4	36.964
22.6	28.5	0.003781	1383.9	37.201
28.5	35.9	0.004549	1665	40.805
35.9	45.3	0.002999	1097.7	33.132
45.3	57.0	0.002419	885.41	29.756
57.0	71.8	0.001305	477.66	21.855
71.8	90.5	0	0	0

Суммарная дисперсия 0.99996 3.66E+05  
 С.К.О. 605

მგრები მომენტო, არხი-1 (კნეგმატური თვალი ქურთოთი)



СПЕКТР ПО ТРЕТЬОКТАВНИИ ПОЛОСАМ (სპექტრი სამოქტავიან ზოლოებში)

Трактор кр. момент #1 в1 МК с Мф пакога канал 1. F = 128 Гц, dt = 0.0078125

нижн.	верх.	Полоса частот, Гц	ср. геом.	Доля дис- персия	персия	в полосе	Дисперсия	в полосе	С.К.О.
0.707	0.891	0.794	0.47638	218820	467.78				
0.891	1.12	1.00	0.022735	10443	102.19				
1.12	1.41	1.26	0.018355	8431.2	91.822				
1.41	1.78	1.59	0.2719	124890	353.4				
1.78	2.24	2.00	0.047273	21714	147.36				
2.24	2.83	2.52	0.041326	18983	137.78				
2.83	3.56	3.17	0.031969	14685	121.18				
3.56	4.49	4.00	0.009556	4389.5	66.253				
4.49	5.66	5.04	0.012906	5928.3	76.995				
5.66	7.13	6.35	0.019532	8971.8	94.72				
7.13	8.98	8.00	0.009756	4481.3	66.943				
8.98	11.3	10.1	0.009824	4512.6	67.176				
11.3	14.3	12.7	0.006999	3214.9	56.7				
14.3	18.0	16.0	0.005214	2395	48.939				
18.0	22.6	20.2	0.003836	1762	41.977				
22.6	28.5	25.4	0.003358	1542.5	39.274				
28.5	35.9	32.0	0.002618	1202.6	34.678				
35.9	45.3	40.3	0.002634	1209.9	34.784				
45.3	57.0	50.8	0.002437	1119.4	33.458				
57.0	71.8	64.0	0.001361	625.16	25.003				
71.8	90.5	80.6	0	0	0				
Суммарная дисперсия			0.99997	4.593E+05	677.7				
С.К.О.									

მგრები მომენტები, არხი-1 (ლითონის თვალი ქუროთი)

СПЕКТР ПО ТРЕТЬОКТАВНЫМ ПОЛОСАМ (სპექტრი სამოქტავიან ზოლებში)

Трактор КР..момент #1 в1 МК без № пакета канал 1 . Г = 128 1ц; dt = 0.0078125

Полоса частот, Гц		Доля дис- персии	Дисперсия	С.К.О.
ниж.	верх.			
0.707	0.891	0.794	187380	432.88
0.891	1.12	1.00	8558.7	92.514
1.12	1.41	1.26	4822.8	69.447
1.41	1.78	1.59	201680	449.09
1.78	2.24	2.00	10748	103.67
2.24	2.83	2.52	4015.4	63.367
2.83	3.56	3.17	25239	158.87
3.56	4.49	4.00	1016.8	31.888
4.49	5.66	5.04	7470.3	86.431
5.66	7.13	6.35	14250	119.37
7.13	8.98	8.00	2421	49.203
8.98	11.3	10.1	6915.3	93.159
11.3	14.3	12.7	3630	60.25
14.3	18.0	16.0	2850.5	53.39
18.0	22.6	20.2	2213.1	47.044
22.6	28.5	25.4	1935.1	43.99
28.5	35.9	32.0	1538	39.217
35.9	45.3	40.3	1459.6	38.204
45.3	57.0	50.8	1365.9	36.958
57.0	71.8	64.0	715.31	26.745
71.8	90.5	80.6	0	0
Суммарная дисперсия		0.99990	4.902E+05	
С.К.О.			700.2	

მგრები მომენტო, არხი-1 (ლითონის თვალი ქუროს გარეშე).

СПЕКТР ПО ТРЕТЬОКТАВНИМ ПОЛОСАМ (სპექტრი სამოქტავიან ზოლებში)

Трактор КР.Момент #2 ПК с МФ пакота канал 2 . F = 128 Гц, dt = 0.0078125

ნიჟნ.	პიკის მაღაობა, Гц	სრ. გეომ.	პერსინი	Доля дис-	Дисперсия	С.К.О.
	: верх.	: ср.	: персини	: в полосе	: в полосе	: в полосе
0.707	0.891	0.794	0.26615	28734	169.51	
0.891	1.12	1.00	0.045936	4959.3	70.422	
1.12	1.41	1.26	0.029687	3205	56.613	
1.41	1.78	1.59	0.43474	46935	216.64	
1.78	2.24	2.00	0.019775	2134.9	46.205	
2.24	2.83	2.52	0.023578	2545.5	50.453	
2.83	3.56	3.17	0.050515	5453.6	73.849	
3.56	4.49	4.00	0.012076	1303.7	36.107	
4.49	5.66	5.04	0.021466	2317.5	48.14	
5.66	7.13	6.35	0.02366	2554.4	50.541	
7.13	8.98	8.00	0.013308	1436.7	37.904	
8.98	11.3	10.1	0.009701	1047.3	32.362	
11.3	14.3	12.7	0.00948	1023.5	31.992	
14.3	18.0	16.0	0.007769	838.75	28.961	
18.0	22.6	20.2	0.005773	623.26	24.965	
22.6	28.5	25.4	0.004883	527.17	22.96	
28.5	35.9	32.0	0.006951	750.44	27.394	
35.9	45.3	40.3	0.006112	659.86	25.688	
45.3	57.0	50.8	0.005549	599.08	24.476	
57.0	71.8	64.0	0.002804	302.72	17.399	
71.8	90.5	80.6	0	0	0	
Сумარული დისპერსია			0.97991	1.08E+05		
С.К.О.				328.6		

მცრები მომენტი, არხი-2 (პნეგმატური თვალის ქურთი)

СПЕКТР ПО ТРЕТЬОКЛАВНИМ ПОЛОСАМ (სპექტრი სამოკტავიან ზოლებში)

Трактор: КР. момент #2 МК с ИФ пакета канал 2, F = 128 Гц, dt = 0.0078125

Полоса частот, Гц		Доля дисп.	Дисперсия	С.К.О.	
ниж.	верх.	геом.	персии	в полосе	
0.707	0.891	0.794	0.51961	86946	294.87
0.891	1.12	1.00	0.024131	4037.9	63.544
1.12	1.41	1.26	0.010399	1740.1	41.714
1.41	1.78	1.59	0.2719	45497	213.3
1.78	2.24	2.00	0.034429	5761	75.902
2.24	2.83	2.52	0.02673	4472.8	66.879
2.83	3.56	3.17	0.032682	5468.7	73.951
3.56	4.49	4.00	0.007196	1204.1	34.7
4.49	5.66	5.04	0.011671	1952.9	44.192
5.66	7.13	6.35	0.019255	3222	56.762
7.13	8.98	8.00	0.007316	1224.2	34.988
8.98	11.3	10.1	0.008825	1476.7	38.428
11.3	14.3	12.7	0.006407	1072.1	32.743
14.3	18.0	16.0	0.004548	761.02	27.587
18.0	22.6	20.2	0.003395	548.09	23.835
22.6	28.5	25.4	0.003168	530.1	23.024
28.5	35.9	32.0	0.002416	404.27	20.107
35.9	45.3	40.3	0.002359	374.73	19.868
45.3	57.0	50.8	0.002292	383.52	19.584
57.0	71.8	64.0	0.001238	207.16	14.393
71.8	90.5	80.6	0	0	0
Суммарная дисперсия			0.99996	1.673E+05	
С.К.О.				409.1	

მგრეზავი მომენტო, არხი-2 (ლითონის თვალი ქურთოთი)

СПЕКТР ПО ТРЕТЬОКТАВНИМ ПОЛОСАМ (სპექტრი სამოქტავიან ზოლებში)

Трактор кр. момент #2 МК без № пакета канал 2 . F = 128 Гц, dt = 0.0078125

Полоса частот, Гц		Доля дисп.		Дисперсия		С.К.О.	
нижн.	верхн.	ср. геом.	персии	в полосе	в полосе	в полосе	в полосе
0.707	0.891	0.794	0.35685	55424	235.42		
0.891	1.12	1.00	0.016394	2546.2	50.46		
1.12	1.41	1.26	0.00736	1143.1	33.81		
1.41	1.78	1.59	0.42749	66395	257.67		
1.78	2.24	2.00	0.030418	4724.3	68.734		
2.24	2.83	2.52	0.006482	1006.7	31.729		
2.83	3.56	3.17	0.055183	8570.7	92.578		
3.56	4.49	4.00	0.002624	407.54	20.188		
4.49	5.66	5.04	0.015364	2386.2	48.849		
5.66	7.13	6.35	0.031045	4821.7	69.439		
7.13	8.98	8.00	0.005257	816.49	28.574		
8.98	11.3	10.1	0.013364	2075.6	45.559		
11.3	14.3	12.7	0.007132	1107.7	33.282		
14.3	18.0	16.0	0.00546	848.01	29.121		
18.0	22.6	20.2	0.004681	727.02	26.963		
22.6	28.5	25.4	0.004051	629.18	25.083		
28.5	35.9	32.0	0.003243	503.68	22.443		
35.9	45.3	40.3	0.003094	480.54	21.921		
45.3	57.0	50.8	0.002891	449.01	21.19		
57.0	71.8	64.0	0.001556	241.67	15.546		
71.8	90.5	80.6	0	0	0		
Суммарная дисперсия		0.99994		1.553E+05			
С.К.О.				394.1			

მგრები მომენტი, არხი-2 (ლითონის თვალი ქუროს გარეშე)

СПЕКТР ПО ТРЕТЬОКТАВНЫМ ПОЛОСАМ (სპექტრი სამოქტავან ზოლებში)

Трактор кр. момент #3 ПК с ИФ пакета канал 3 . F = 128 Гц, dt = 0.0078125

нижн.	верх.	ср. гасн.	персни	Доля дис-	Дисперсия	С.К.О.
		Гц			в полосе	в полосе
0.707					236	
0.891					104.44	
1.12					87.586	
1.41		1.59	0.28992	42423	205.97	
1.78	1.78	2.00	0.022824	3339.8	57.791	
2.24	2.24	2.52	0.027458	4017.9	63.387	
2.83	2.83	3.17	0.035745	5230.5	72.322	
3.56	3.56	4.00	0.013351	1953.6	44.2	
4.49	4.49	5.04	0.024552	3592.7	59.939	
5.66	5.66	6.35	0.019953	2919.7	54.034	
7.13	7.13	8.00	0.012485	1826.9	42.742	
8.98	8.98	10.1	0.010574	1547.3	39.336	
11.3	11.3	12.7	0.009799	1433.9	37.867	
14.3	14.3	16.0	0.005978	874.75	29.576	
18.0	18.0	20.2	0.004299	629.07	25.081	
22.6	22.6	25.4	0.003607	527.81	22.974	
28.5	28.5	32.0	0.004363	638.43	25.267	
35.9	35.9	40.3	0.002701	395.23	19.881	
45.3	45.3	50.8	0.003022	442.21	21.029	
57.0	57.0	64.0	0.00172	251.69	15.865	
71.8	71.8	80.6	0	0	0	
				Суммарная дисперсия	1.463E+05	
				С.К.О.	382.5	

მგრები მომენტი, არხი-3 (პნევატური თვალი ქუროთი)

СПЕКТР ПО ТРЕТЬОКЛАВНЫМ ПОЛОСАМ (სპექტრი სამოქტავიან ზოლებში)

Трактор кр. момент #3 МК с № пакета канал 3 . r = 128 Гц, dt = 0.0078125

Полоса частот, Гц		Доля дис- персии	Дисперсия	С.К.О.
ниж.	верх.			
0.707	0.891	0.794	161030	401.28
0.891	1.12	1.00	9175.9	95.791
1.12	1.41	1.26	12832	113.28
1.41	1.78	1.89	46165	214.86
1.78	2.24	2.00	10569	102.81
2.24	2.83	2.52	17138	130.91
2.83	3.56	3.17	9549.6	97.722
3.56	4.49	4.00	5635.1	75.067
4.49	5.66	5.04	5037.6	70.976
5.66	7.13	6.35	6630	81.425
7.13	8.98	8.00	2935	54.176
8.98	11.3	10.1	3194.7	56.522
11.3	14.3	12.7	2824.8	53.149
14.3	18.0	16.0	1396.4	37.368
18.0	22.6	20.2	786.12	28.038
22.6	28.5	25.4	601.62	24.528
28.5	35.9	32.0	477.73	21.857
35.9	45.3	40.3	455.45	21.341
45.3	57.0	50.8	430.79	20.756
57.0	71.8	64.0	231.44	15.213
71.8	90.5	80.6	0	0
Суммарная дисперсия		0.99998	2.971E+05	
С.К.О.			545.1	

მგრები მომენტო, არხი-3 (ლითონის თვალი კუროთი)

СПЕКТР ПО ТРЕТЬОКЛАВНИИ ПОЛОСАМ (სპექტრი სამოქტავიან ზოლებში)

Трактор кр...момент #3 МК Бее №ф пакета канал 3. r = 128 in, ct = 0.0078125

нижн.	полоса частот, Гц	ср. геом.	перси	Моля дис-	Дисперсия	С.К.О.
верх.					в полосе	в полосе
0.707	0.891	0.794	0.37066	98526	313.89	
0.891	1.12	1.00	0.077636	20637	143.65	
1.12	1.41	1.26	0.035953	9556.8	97.759	
1.41	1.78	1.59	0.355	94563	307.19	
1.78	2.24	2.00	0.018483	4913	70.093	
2.24	2.83	2.52	0.018911	5026.8	70.9	
2.83	3.56	3.17	0.041624	11064	195.19	
3.56	4.49	4.00	0.004932	1311	36.208	
4.49	5.66	5.04	0.01139	3027.6	55.024	
5.66	7.13	6.35	0.025272	6717.7	81.961	
7.13	8.98	8.00	0.005467	1453.2	38.121	
8.98	11.3	10.1	0.010551	2804.6	52.959	
11.3	14.3	12.7	0.006072	1614	40.175	
14.3	18.0	16.0	0.004305	1144.3	33.828	
18.0	22.6	20.2	0.003423	909.88	30.164	
22.6	28.5	25.4	0.002714	721.42	26.859	
28.5	35.9	32.0	0.002269	603.13	24.559	
35.9	45.3	40.3	0.002168	576.28	24.006	
45.3	57.0	50.8	0.002046	543.86	23.321	
57.0	71.8	64.0	0.001098	291.86	17.084	
71.8	90.5	80.6	0	0	0	
				Суммарная дисперсия	2.658E+05	
				С.К.О.	515.6	

მგრები მომენტი, არხი-3 (ლითონის თვალი ქუროს გარეშე)



СПЕКТР ПО ТРЕТЬОКТАВНЫМ ПОЛОСАМ (სპექტრი სამოქტავიან ზოლებში)

Трактор кр. момент #4 ПК с МФ пахота канал 4 . F = 128 Гц, dt = 0.0078125

нижн.	верхн.	ср. геом.	персин	Доля дис-	Дисперсия	С.К.О.
		Гц	персин	в полосе	в полосе	в полосе
0.707	0.891	0.794	0.37111	51620	227.2	
0.891	1.12	1.00	0.077063	10719	103.53	
1.12	1.41	1.26	0.054134	7530	86.775	
1.41	1.78	1.59	0.30091	41856	204.59	
1.78	2.24	2.00	0.016195	2252.7	47.463	
2.24	2.83	2.52	0.023738	3301.9	57.462	
2.83	3.56	3.17	0.031946	4443.7	66.661	
3.56	4.49	4.00	0.010229	1422.8	37.721	
4.49	5.66	5.04	0.016477	2291.9	47.874	
5.66	7.13	6.35	0.019273	2680.9	51.777	
7.13	8.98	8.00	0.011572	1609.7	40.12	
8.98	11.3	10.1	0.006672	928.07	30.464	
11.3	14.3	12.7	0.007277	1012.2	31.815	
14.3	18.0	16.0	0.004962	690.21	26.272	
18.0	22.6	20.2	0.006777	942.67	30.703	
22.6	28.5	25.4	0.007386	1027.4	32.053	
28.5	35.9	32.0	0.005714	794.81	28.192	
35.9	45.3	40.3	0.014806	2059.5	45.382	
45.3	57.0	50.8	0.006035	839.46	28.973	
57.0	71.8	64.0	0.00768	1068.3	32.685	
71.8	90.5	80.6	0	0	0	
Суммарная дисперсия				0.99995	1.391E+05	
С.К.О.					373	

მგრები მომენტი, არხი-4 (პნევმატური თვალი ქურთი)

СПЕКТР ПО ТРЕТЬОКТАВНЫМ ПОЛОСАМ (სპექტრი სამოქტავიან ზოლებში)

Трактор кр. момент #4 МК с ИФ пакета канал 4 : F = 128 Гц, dt = 0.0078125

нижн.	верх.	ср. геом.	Моля дис- персия	С.К.О.	
Полоса частот, Гц	в полсе	в полсе	в полсе	в полсе	
0.707	0.891	0.794	0.72876	215990	464.75
0.891	1.12	1.00	0.016034	4752.2	68.936
1.12	1.41	1.26	0.010493	3109.9	55.767
1.41	1.78	1.59	0.12456	36919	192.14
1.78	2.24	2.00	0.027855	8255.7	90.861
2.24	2.83	2.52	0.031768	9415.5	97.033
2.83	3.56	3.17	0.014857	4403.4	66.358
3.56	4.49	4.00	0.007058	2091.9	45.737
4.49	5.66	5.04	0.006396	1895.7	43.539
5.66	7.13	6.35	0.009075	2689.7	51.862
7.13	8.98	8.00	0.004391	1301.4	36.075
8.98	11.3	10.1	0.00459	1360.4	36.884
11.3	14.3	12.7	0.003398	1007.1	31.735
14.3	18.0	16.0	0.002309	684.35	26.16
18.0	22.6	20.2	0.002002	593.36	24.359
22.6	28.5	25.4	0.001714	508	22.539
28.5	35.9	32.0	0.001418	420.27	20.501
35.9	45.3	40.3	0.001311	388.56	19.712
45.3	57.0	50.8	0.001302	385.89	19.644
57.0	71.8	64.0	0.000679	201.24	14.186
71.8	90.5	80.6	0	0	0

Суммарная дисперсия 2.964E+05  
 С.К.О. 544.4

მცები მომენტი, არბი-4 (ლითონის თვალი ქუროთი)

СПЕКТР ПО ТРЕТЬОКТАВНИМ ПОЛОСАМ (სპექტრი სამოკტავიან ზოლოებში)

Трактор кр.момент #4 МК без Мф пакота канал 4 . F = 128 Гц, dt = 0.0078125

ნიან.	Полоса частот, Гц : верх.	: ср. геом.	: Доля дис- : персии	: Дисперсия : в полосе	: С.К.О. : в полосе
0.707	0.891	0.794	0.49099	97210	311.79
0.891	1.12	1.00	0.009261	1833.6	42.82
1.12	1.41	1.26	0.004475	886	29.766
1.41	1.78	1.59	0.34073	67460	259.73
1.78	2.24	2.00	0.027851	5814.2	74.258
2.24	2.83	2.52	0.003957	783.44	27.99
2.83	3.56	3.17	0.042578	8430	91.815
3.56	4.49	4.00	0.002248	445.08	21.097
4.49	5.66	5.04	0.01235	2445.2	49.449
5.66	7.13	6.35	0.024793	4908.7	70.062
7.13	8.98	8.00	0.00386	764.24	27.645
8.98	11.3	10.1	0.010723	2123	46.076
11.3	14.3	12.7	0.005923	1172.7	34.245
14.3	18.0	16.0	0.004112	814.13	28.533
18.0	22.6	20.2	0.003826	757.51	27.523
22.6	28.5	25.4	0.00333	659.3	25.677
28.5	35.9	32.0	0.002672	529.03	23.001
35.9	45.3	40.3	0.002579	510.61	22.597
45.3	57.0	50.8	0.002399	474.98	21.794
57.0	71.8	64.0	0.001289	255.21	15.975
71.8	90.5	80.6	0	0	0
Суммарная дисперсия		0.99994		1.98E+05	
С.К.О.				444.9	

მგრები მომენტი, არხი-4 (ლითონის თვალი ქურთის გარეშე)

СПЕКТР ПО ТРЕТЬОКТАВНИИ ПОЛОСАМ (სპექტრი სამოქტავიან ზოლებში)

Трактор сила тяги #5 НК с № пакета канал 5 . F = 128 Гц, dt = 0.0078125

Полоса частот, Гц		Доля дис-		Дисперсия		С.К.О.	
ниж.	верх.	ср.	геом.	персии	в полосе	в полосе	в полосе
0.707	0.891	0.794	0.62736	59292	243.5		
0.891	1.12	1.00	0.073089	6885.7	82.98		
1.12	1.41	1.26	0.032562	3057.7	56.387		
1.41	1.78	1.59	0.17308	16306	127.7		
1.78	2.24	2.00	0.009964	938.71	30.638		
2.24	2.83	2.52	0.011749	1106.9	33.27		
2.83	3.56	3.17	0.018862	1777	42.154		
3.56	4.49	4.00	0.004741	446.65	21.134		
4.49	5.66	5.04	0.008686	818.31	28.606		
5.66	7.13	6.35	0.010195	960.48	30.992		
7.13	8.98	8.00	0.005416	510.24	22.589		
8.98	11.3	10.1	0.004349	409.72	20.242		
11.3	14.3	12.7	0.003883	365.82	19.126		
14.3	18.0	16.0	0.002631	247.87	15.744		
18.0	22.6	20.2	0.002178	205.19	14.324		
22.6	28.5	25.4	0.001982	186.73	13.665		
28.5	35.9	32.0	0.002655	250.13	15.815		
35.9	45.3	40.3	0.001715	161.57	12.711		
45.3	57.0	50.8	0.002006	188.99	13.747		
57.0	71.8	64.0	0.000862	81.209	9.0116		
71.8	90.5	80.6	0	0	0		
Суммарная дисперсия				0.99997	94210		
С.К.О.					306.9		

წვეის ძალა, არხი-5 (პნეგმატური თვალი ქუროთი)

СПЕКТР ПО ТРЕТЬОКТАВНЫМ ПОЛОСАМ (სპექტრი სამოქტავიან ზოლებში)

Трактор сина тлги №5 НК с № пакета канал 5. F = 128 Гц, dt = 0.0075125

Полоса частот, Гц		Доля дисперсия		Дисперсия		С.К.О.	
ниж.	верх.	ср. геом.	персия	в полосе	в полосе	в полосе	в полосе
0.707	0.891	0.794	0.69809	66342	257.57		
0.891	1.12	1.00	0.028725	2729.8	52.248		
1.12	1.41	1.26	0.008861	842.09	29.019		
1.41	1.78	1.59	0.13753	13070	114.32		
1.78	2.24	2.00	0.024413	2320.1	48.167		
2.24	2.83	2.52	0.035769	3399.3	58.303		
2.83	3.56	3.17	0.018086	1718.8	41.458		
3.56	4.49	4.00	0.006715	638.15	25.262		
4.49	5.66	5.04	0.006381	606.41	24.625		
5.66	7.13	6.35	0.010836	1029.8	32.09		
7.13	8.98	8.00	0.005074	482.2	21.959		
8.98	11.3	10.1	0.004607	437.82	20.924		
11.3	14.3	12.7	0.003567	338.99	18.412		
14.3	18.0	16.0	0.002623	249.27	15.788		
18.0	22.6	20.2	0.002033	193.2	13.9		
22.6	28.5	25.4	0.00179	170.11	13.043		
28.5	35.9	32.0	0.001477	140.36	11.848		
35.9	45.3	40.3	0.001387	131.81	11.481		
45.3	57.0	50.8	0.001319	125.35	11.176		
57.0	71.8	64.0	0.000696	66.144	8.1329		
71.8	90.5	80.6	0	0	0		
Суммарная дисперсия			0.99998	75030			
С.К.О.				308.3			

წვეის ძალა, არხი-5 (ლითონის თვალი ქურთი)



### **დანართი 3. გამოგონებები დრეკად ქუროებზე**

<http://www.sakpatenti.org.ge/DB/fulltexts/inventions/4769.pdf>

<http://www.sakpatenti.org.ge/DB/fulltexts/inventions/4007.pdf>

<http://www.sakpatenti.org.ge/DB/fulltexts/inventions/3889.pdf>



საქართველო

ინგლისურენოვანი საქართველოს ეროვნული ცენტრი  
საქკატენტი

# პ ა ტ ე ნ ტ ი

P 4769

**გამომცემი:**

დრეკადი ქურო

**პატივცემულობელი:**

არჩილ გუგუჩაძე, რედაქტორი ლორთქიფანიძე

**ავტორი:**

არჩილ გუგუჩაძე, რედაქტორი ლორთქიფანიძე

**ქალაქი:**

2007 04 26 - დას



ლ. ჯაფარიძე დავით გაბუნია  
გენერალური დირექტორი



ს ა ქ ა რ თ ვ ე ლ ო

(19) ინტელექტუალური  
საკუთრების  
ეროვნული ცენტრი  
"საქპატენტი"



(11) **GE P 2009 4769**  
(10) AP 2009 10010 A  
(51) Int. Cl. (2006) F 16 D 53/00

(12) **გამობრუნებაზე პატენტის აღწერილობა**

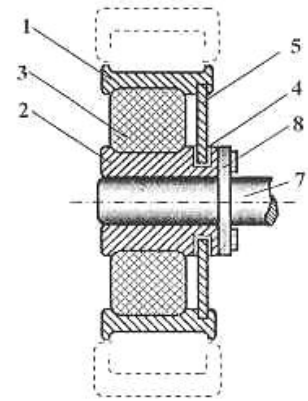
(21) 2007 010010  
(44) 2009 01 12 №1

(22) 2007 04 26  
(45) 2009 09 10 №17

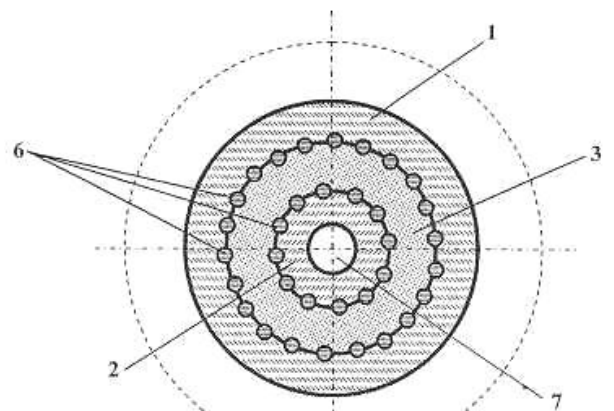
(24) 2007 04 26

(73) არჩილ გეგუჩაძე (GE)  
ჩეხოვის ქ. 25, 4616, ქუთაისი (GE);  
რევაზ ლორთქიფანიძე (GE)  
იოანე პეტრიწის ჩიხ. 2, N7,  
4607, ქუთაისი (GE)  
(72) არჩილ გეგუჩაძე (GE);  
რევაზ ლორთქიფანიძე (GE)

(54) **ღრმკაღი ძურღი**  
(57) ქურო შეიცავს ორ ერთიმეორეში ჩასმულ ნახევარქუროს, რომლებიც შესრულებულია თვლის ფერსოსა 1 და მორგვის 2 სახით, რომლებიც ერთმანეთთან დაკავშირებულია მათზე დამაგრებული რეზინის ელემენტით 3. ამასთან, მორგვს აქვს ღარაკი 4, რომელშიც სრიალის შესაძლებლობით ჩასმულია თვლის დისკო 5, თვლის ფერსოსა 1 და თვლის მორგვთან 2 დასამაგრებლად შე-საძლოა გამოყენებულ იქნეს სოგმანები 6, ხოლო რეზინის ელემენტი შესრულებულია რგოლის სახით, რომელიც მოიცავს მთელ სივრცეს ფერსოსა 1 და მორგვს 2 შორის.  
მუხლები: 1 დამოუკიდებელი ფიგურა: 2



ნახ.1



ნახ.2

2009 4769

ს ა ქ ა რ თ ვ ე ლ ო  
 (19) ინტელექტუალური  
 საკუთრების  
 ეროვნული ცენტრი  
 "საქპატენტი"



(11) **GE P 2006 4007 B**  
 (10) Ф3 2006 8757 Ф  
 (51) Штею Сдю (2006)  
**A 16 B 3.52**  
**И 62 В 51.04**

(12) ბამობონებაზე პატენტის აღწერილობა

(21) 2005 008757 (22) 2005 04 22 (24) 2005 04 22  
 (44) 2006 06 12 №11 (45) 2006 12 25 №24

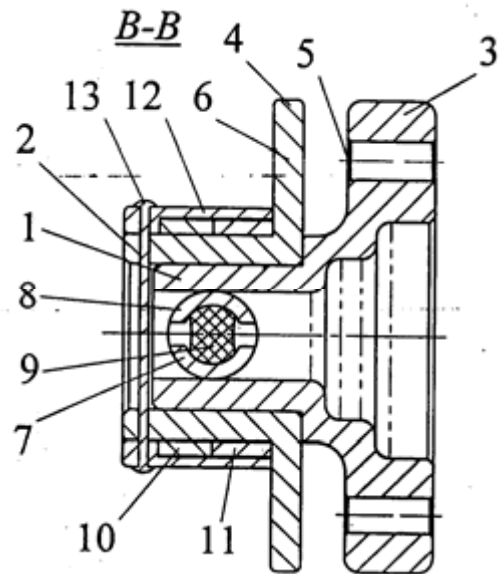
(73) არჩილ გეგუჩაძე (GE);  
 ჩეხოვის ქ. 25, 4616, ქუთაისი (GE);  
 თამაზ მამალაძე (GE);  
 ნიკეას ქ. 30/10, 4616, ქუთაისი (GE);  
 თამაზ რუსაძე (GE);  
 გამარჯვების ქ. 30, 4607, ქუთაისი (GE);  
 (72) არჩილ გეგუჩაძე (GE);  
 თამაზ მამალაძე (GE);  
 თამაზ რუსაძე (GE);

(56) 1. GE 105, F 16D3/52,  
 1994  
 2. SU 1795180, F 16D 3/56,  
 B 62D 51/04, 15.02.93

2006 4007

(54) თვლის ღრეკადი ქურო  
 (57) ქურო შეიცავს ერთმანეთში ჩასმულ  
 ნახევარქუროებს 1 და 2, რომელთაც  
 ცილინ-დრულ ნაწილში აქვს  
 თანხვედრილი განივი გამჭოლი  
 ნახევრები, რომლებშიც ჩასმულია დრუ  
 ცილინდრული სეგმენტების სახით  
 შესრულებული საბჯენი ელემენტები 7 და  
 8, რომელთა შორის ჩასმულია დრეკადი  
 ელემენტი 9. ამასთან, თითოეული საბჯენი  
 ელემენტის ორივე ბოლოზე ერთმანეთის  
 მიმართ დიაგონალური განლაგებით  
 შესრულებულია საფეხური, ხოლო გარე  
 ნახევარ-ქუროზე მიჯრით დასმულია ორი  
 ერთნაირი მიმართველი მილისი 10 და 11,  
 რომელთა მსახველებზე ერთმანეთზე  
 მიბჯენილი ტორსების მხრიდან  
 შესრულებულია თითო ნახევარწრიული  
 კილო, რომლებშიც მოთავსებულია  
 საბჯენი ელემენტების საფეხურები.

მუხლები: 2  
 ფიგურა: 5



საქართველოს იუსტიციის



ს ა ქ ა რ თ ვ ე ლ ო  
ინტელექტუალური საკუთრების ეროვნული მხნობრი «საქპატენტი»

# პ ა ტ ე ნ ტ ი

P 3889

**გამომგონება:**

გადაბმულობის მექანიკური ქურო

**პატენტდამფლობელი:**

არჩილ გვგუნაძე

**ავტორი:**

არჩილ გვგუნაძე

**ქალაქი:**

2003 12 12 - დან



*Handwritten signature*

დავით გაგუნია  
გენერალური დირექტორი

თბილისი

ს ა ქ ა რ თ ვ ე ლ ო (19)  
 ინტელექტუალური  
 საკუთრების  
 ეროვნული ცენტრი “საქპატენტი”



(11) **GE P 2006 3889 I**  
 (10) AP 2006 7213 A  
 (51) Int. Cl. (2006)  
**F 16 D 19/00**

(12) **ბამობონებაზე პატენტის აღწერილობა**

(21) 2003 005478 (22) 2003 12 12 (24) 2003 12 12

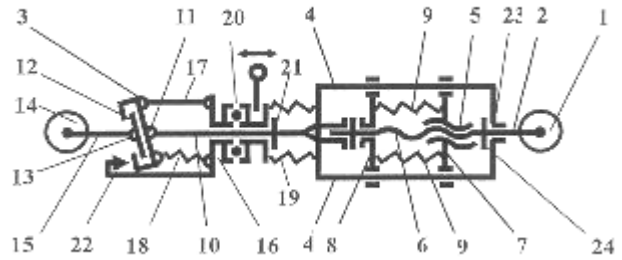
(44) 2006 04 10 №7 (45) 2006 08 (56) 1.Ряховский О. Я., Иванов С.С., Справочник  
 10 №15 (73) არჩილ გეგუხაძე (GE) по муфтам. Л., Политехника, 1991, с. 384, 173-176  
 ჩეხოვის ქ. 25, 2. საქართველოს პატენტი 453 3.12.1999  
 4616, ქუთაისი (GE)  
 (72) არჩილ გეგუხაძე (GE)

(54) **ბადაბმულობის მემბრანიკური ძურო**

(57) ქურო შეიცავს წამყვან 15 და ამოღ  
 ლილვებს 10, მათზე დამაგრებული დისკოებით  
 12 და 3, ამოღლი დისკოს დასაჭერ ზამბარას 18  
 და საწვეს 17, ამოღლი ლილვზე სრიალის  
 შესაძლებლობით დასმულ გამოსართ საკისარს  
 20. გარდა ამისა, იგი აღჭურვილია ამოღლი  
 დისკოსთან ერთად ბრუნვის შესაძლებლობის  
 მქონე მიმმართველებით 4 და ამ  
 მიმმართველების გასწვრივ გადაადგი-ლების  
 შესაძლებლობის მქონე ქანჩით 5, საბჯენებით  
 7 და 8, ზამბარებით 9 და 19. ქანჩი დასმულია  
 ხრახნზე 6, რომელიც და-კავშირებულია  
 გამომავალ ლილვთან 2. ამოღლი ლილვსა და  
 გამოსართ საკისარს შორის დაყენებულია  
 კარეტა 16 აღნიშნული საწვეისა და დასაჭერი  
 ზამბარის მეშვეობით დაკავშირებული ამოღლი  
 დისკოსთან.

მუხლები: 1 დამოუკიდებელი

ფიგურა: 2



2006 3889

## დანართი 4. გამოგონებები სასტენდო გამოცდებზე

<http://www.sakpatenti.org.ge/DB/fulltexts/models/1144.pdf>

ს ა ქ ა რ თ ვ ე ლ ო

(19) ინტელექტუალური  
საკუთრების  
ეროვნული ცენტრი  
"საქპატენტი"

(11) GE U 2004 1144  
(51)7 G 01 M 17/10



(12) სასარბებლო მოდელზე პატენტის აღწერილობა

(21) 2003 001231

(22) 2003 10 09

(24) 2003 10 09

(45) 2004 11 10 № 21

<p>(76) თამაზ რუსაძე (GE) 4607, ქუთაისი, გამარჯვების ქ. 30 (GE); თამაზ მამალაძე (GE) 4616, ქუთაისი, ნიკეას ქ. 30, ბ.10 (GE); ბადრი ზამბახიძე (GE) 4600, ქუთაისი, აღმაშენებლის ქ.35, ბ.2 (GE); არჩილ გეგუჩაძე (GE); 4616, ქუთაისი, ჩეხოვის ქ. 25 (GE).</p>	<p>(56) 1. რ. ე. გეგენავა, ავტომობილის დინამიკური პროცესების დიაგნოსტიკა მისი სათბობ ეკონომიურობის გაუმჯობესების მიზნით, ავტორეფერატი. ნ. მუსხელიშვილის სახელობის ქუთაისის სახელმწიფო ტექნიკური უნივერსიტეტი, 1998 წ., გვ. 20, ფიგ. 4.</p>
<p>(54) თვლის ბამავლობის ბანსაზღვრის ხერხი (57) 1. ტექნიკური შედეგი გამოცდის შედეგების სიზუსტის ამაღლება 2. არსი ხერხი ითვალისწინებს გრუნტიანი არხის 1 მომზადებას, გამოსაცდელი თვლის 2 დატვირთვას ღერძზე მოდებული ნორმალური ძალით და თვლის გადაგილებას გრუნტიან არხში ღერძზე დამაგრებულ დოლ-ზე დახვეული გვარლის 8 წვეთით თვლის გადაადგილების და შემდგომ შეეული მიმართულებით და წვეთის ძალების გაზომვას დინამომეტრით 9. 3. ბამოქმენების სფერო გამოსაცდელი ტექნიკა. ფიგურა: 2</p>	

2006 3889



ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ  
ПО ИЗОБРЕТЕНИЯМ И ОТКРЫТИЯМ  
ПРИ ГИИТ СССР

# ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

(21) 4444301/31-11  
(22) 20.06.88  
(46) 07.11.90. Вюл. № 41  
(71) Кутаисский политехнический институт им. Н.И.Мухелишвили  
(72) А.Д.Нацвлишвили, Т.П.Русадзе и А.Ч.Гегучадзе  
(53) 629.113 (088.8)  
(56) Авторское свидетельство СССР № 500484, кл. G 01 M 17/00, 1976.

(54) СТЕНД ДЛЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ  
(57) Изобретение относится к испытательной технике, а именно к средствам автоматизации ресурсных испытаний машинно-тракторных агрегатов сельскохозяйственной техники и может быть использовано для динамических испытаний полноприводных колесных тракторов с имитацией реальных полевых условий, для испытаний автомобилей. Цель изобретения - уменьшение энергозатрат путем уравновешивания масс и автоматизации управления стендом. Стенд содержит беговые барабаны

2, установленные на платформе посредством двух поворотных опор 5 с общей поперечной горизонтальной осью на промежуточной раме, закрепленной с помощью двух поворотных опор с общей продольной осью, гидропульсаторы 6, шарнирно установленные между платформой и промежуточной рамой, а также между промежуточной рамой и основанием, законопдающие и нагрузочные устройства. Поперечная ось поворотных опор 5 платформы расположена по середине беговых барабанов 2, а продольная ось поворотных опор промежуточной рамы - в плоскости симметрии. Каждый два гидропульсатора соединены выходными отверстиями гидравлически последовательно между собой и размещены симметрично относительно поперечной и продольной осей поворотных опор. К каждой паре гидропульсаторов гидравлически присоединены пары гидропульсаторов, гидравлически параллельно соединенных между собой и управляемых независимо друг от друга.  
1 з.п. ф-лы, 5 ил.

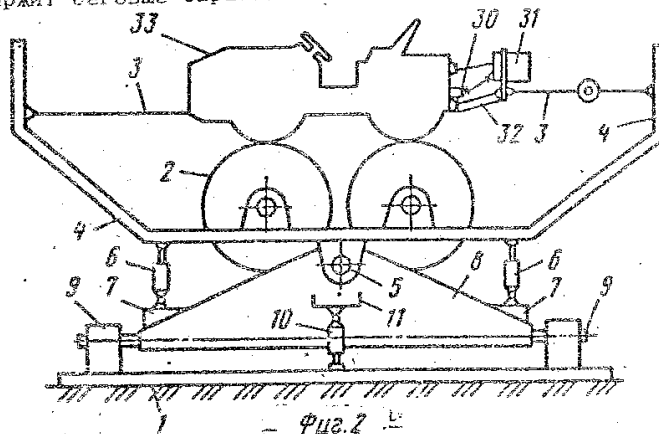


Fig. 2



ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ  
ПО ИЗОБРЕТЕНИЯМ И ОТКРЫТИЯМ  
ПРИ ГКНТ СССР

## ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

### К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

1

- (21) 4636809/31-11  
(22) 12.01.89  
(46) 07.12.90. Бюл. № 45  
(71) Кутаисский политехнический институт  
им. Н. И. Мухелишвили  
(72) Т. П. Русадзе, П. Ш. Лагадзе,  
У. Г. Дарахвелидзе, Г. А. Леквешвили,  
А. Ч. Гегучадзе, П. Г. Гогнашвили  
и А. А. Глинка  
(53) 629.113 (088.8)  
(56) Скотников В. А. и др. Основы теоретического расчета трактора и автомобиля.—М.: Агр. промиздат, 1986, с. 201—202.  
(54) СПОСОБ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДЕМПФИРОВАНИЯ И ЖЕСТКОСТИ В ТРАНСМИССИИ ПОЛНОПРИВОДНОГО АВТОМОБИЛЯ  
(57) Изобретение может быть использовано при определении демпфирования и жесткости в трансмиссии полноприводного автомобиля. Цель изобретения состоит в повышении точности определения демпфирования и жесткости в трансмиссии за счет исклю-

2

чения влияния жесткости и демпфирования шин. Способ заключается в приложении к установленному на опорной поверхности автомобилю с заблокированным маховиком двигателя тягового усилия в направлении горизонтальной оси, мгновенном сбросе тягового усилия к моменту наступления юза колес автомобиля и записи осциллограммы свободных продольных колебаний автомобиля по направлению горизонтальной оси. Для этого на основании 1 жестко закрепляют опорные колеса 3, на них свободно устанавливают платформу 5 небольшой массы с одинаковыми верхней и нижней поверхностями, на которую ставят исследуемый автомобиль 4, затем подтягивают платформу 5 тяговым канатом 6, блокируют подвески мостов автомобиля, фиксируют исследуемый автомобиль 4 после его подтягивания противоположно направлению подтягивания платформы 5 и производят одновременный сброс тяговых усилий с обоих канатов. 2 ил.

