

საქართველოს სახელმწიფო სასოფლო-სამეურნეო უნივერსიტეტი

ხელნაწერის უფლებით

შორენა ქავთარაძე

აგრეგატის საექსპლუატაციო მაჩვენებლების
გაუმჯობესება ტრაქტორის საკიდი სისტემის
მოდელირებით.

სპეციალობა: 05.20.01 - სოფლის მეურნეობის წარმოების
მექანიზაცია

ტექნიკის მეცნიერებათა კანდიდატის სამეცნიერო ხარისხის მოსაპოვებლად

დ ი ს ე რ ტ ა ც ი ა

სამეცნიერო ხელმძღვანელი: ტექნიკის მეცნიერებათა დოქტორი,
პროფესორი - **ომარ თედორაძე**

მეცნიერ-კონსულტანტი: ტექნიკის მეცნიერებათა კანდიდატი
დოცენტი - **ვლადიმერ მირუაშვილი**

თბილისი - 2006 წ.

შ ი ნ ა ა რ ს ი

შესავალი.	
თავი 1.	აგრეგატის საექსპლუატაციო მაჩვენებლის გაუმჯობესების ძირითადი მიმართულებების მოკლე ანალიზი.
§ 1.1.	კულტივატორებისადმი წაყენებული აგროტექნიკური მოთხოვნები
§ 1.2.	აგრეგატის მუშაობის პირობების გაუმჯობესების ძირითადი მიმართულებები.
§ 1.3.	სასოფლო-სამეურნო მანქანების ტრაქტორებთან კავშირის არსებული სისტემების მოკლე მიმოხილვა.
§ 1.4.	სასოფლო-სამეურნეო აგრეგატებში გამოყენებული ავტომატური მართვის მექანიზმების ანალიზი.
§ 1.5.	სასოფლო-სამეურნეო აგრეგატების მოძრაობის დინამიკის არსებული თეორიის მიმოხილვა.
დასკვნები I თავის მიხედვით.	
თავი 2.	ტრაქტორის საკიდი ჰიდრომექანიკური სისტემის დამუშავება.
§ 2.1.	თვლიანი ტრაქტორის საკიდი სისტემის დამუშავება.
§ 2.2.	ტრაქტორის მართვისა და საკიდი სისტემის ჰიდრავლიკური სისტემის დამუშავება.
§ 2.3.	ტრაქტორის მართვისა და საკიდი სისტემის ჰიდრომექანიკური სისტემების სრულყოფა.
დასკვნები II თავის მიხედვით.	
თავი 3	ტრაქტორისა და სსმ-ის მართვის ჰიდრომექანიკური სისტემების მუშაობის ანალიზი.
§ 3.1.	ტრაქტორის მართვის ჰიდროგამაძლიერებელი სისტემის მუშაობის ანალიზი.
§ 3.2.	ჰიდრომექანიკური სისტემების სტატიკური მახასიათებლების განსაზღვრა.
§ 3.3.	საკიდი სისტემის კონსტრუქციული პარამეტრებიდან გამომდინარე ტრაქტორისა და სსმ-ს ურთიერთ განლაგება.

§ 3.4.	აგრეგატის მანევრირების პირობები სტატიკაში.	
§ 3.5.	აგრეგატის სამანევრო პარამეტრების ურთიერთ დამოკიდებულება.	
დასკვნები III თავის მიხედვით.		
თავი 4.	ახალი საკიდი სისტემის მქონე აგრეგატის საერთო დინამიკა.	
§ 4.1.	აგრეგატის ჰიდრომექანიკური სისტემების მართვა.	
§ 4.2.	ჰიდროცილინდრის ჭოკზე მოსული დატვირთების გამოსათვლელი ფორმულების მიღება.	
§ 3.3.	ტრაქტორის საკიდი ჰიდრომექანიკური სისტემის ჰიდროცილინდრის მუშაობის პირობების დადგენა.	
§ 4.4.	ჰიდროცილინდრის ჭოკის მოძრაობის მახასიათებლების განსაზღვრა.	
დასკვნები IV თავის მიხედვით.		
თავი 5.	ექსპერიმენტების ჩატარების პროგრამა და მეთოდика.	
§ 5.1.	ექსპერიმენტული კვლევის პროგრამა.	
§ 5.2.	ექსპერიმენტული საკიდი მექანიზმის სრულფაქტორიანი ექსპერიმენტების ჩატარების პროგრამა და მეთოდика.	
§ 5.3.	ტრაქტორის საკიდი მექანიზმის ოპტიმუმის არის გამოკვლევა.	
§ 5.4.	საველე ცდების ჩატარების მეთოდика და ცდების შედეგად მიღებული მონაცემების ანალიზი.	
დასკვნები V თავის მიხედვით.		
თავი 6.	ტექნიკურ-ეკონომიკური ეფექტიანობის გაანგარიშება.	
§ 6.1.	ეკონომიკური მაჩვენებლების განსაზღვრა.	
§ 6.2.	ეკონომიკური ეფექტიანობის მაჩვენებლების განსაზღვრა.	
დასკვნები VI თავის მიხედვით.		
დასკვნები.		
დანართი.		
გამოყენებული ლიტერატურა.		

ადამიანთა არა მარტო კეთილდღეობა, არამედ მათი არსებობაც კი, დამოკიდებულია სასოფლო-სამეურნეო პროდუქტების წარმოებაზე და რაც უფრო ვითარდება ადამიანი, მით მეტად იზრდება მისი მოთხოვნილებები, არა მარტო წარმოებული პროდუქტის რაოდენობაზე, არამედ მის სახესხვაობებზე და ხარისხზე. დედამიწაზე განუწყვეტლივ იზრდება მოსახლეობის რიცხვი, ეს თავის მხრივ მოითხოვს გაიზარდოს პროდუქტების წარმოება. დედამიწაზე კი სხვადასხვა მიზეზების (ეროზიით, სავარგულის არასწორი ექსპლუატაციით და ა.შ.) გამო თანდათან მცირდება სახნავ-სათესი ფართობები, ეცემა მათი მოსავლიანობა, რომლის აღდგენის მიზნით იყენებენ მინერალურ სასუქებს, რომელთა არასწორმა გამოყენებამ წარმოშვა ეკოლოგიური პრობლემები.

სოფლის მეურნეობის წარმოების მექანიზაციის განვითარება, განისაზღვრება სამეცნიერო-კვლევითი პროგრესის ტემპების დაჩქარებით [1]. ყველა ქვეყანაში ეს უნდა იყოს ეკონომიკის მთავარი მიმართულება. სასოფლო-სამეურნეო ტექნიკის შექმნის ბაზისს უნდა წარმოადგენდეს სამეცნიერო ნაშრომები, რომლებიც შესრულებულია, როგორც მსოფლიო კლასიკოსების, ისე თანამედროვე მეცნიერთა მიერ.

სოფლის მეურნეობის პროდუქტების წარმოება მოითხოვს დიდი მოცულობის და დიდ (ძირითადად ღია) ფართობზე მრავალფეროვანი სხვადასხვა სახის სასოფლო-სამეურნეო სამუშაოების შესრულებას, რისთვისაც იყენებენ სხვადასხვა კლასის საშუალებებს: I. ხელის იარაღებს; II. მანქანა-მოწყობილობებს და ხელის იარაღებს; III. მანქანა-მოწყობილობებს; IV. მანქანა-მოწყობილობებს და მათი მართვის სისტემებს.

ამა თუ იმ კულტურის წარმოების თვითღირებულება დამოკიდებულია იმაზე, თუ რომელი საშუალებებით ვახდენთ მის წარმოებას. ნებისმიერ დარგში სამუშაოების შესასრულებლად გამოყენებული საშუალებები გვიჩვენებს დარგის განვითარების დონეს. იმისათვის, რომ შემცირდეს წარმოებული პროდუქციის თვითღირებულება, საჭიროა ყველა სამუშაო ოპერაცია შესრულდეს მექანიზირებულად და ავტომატიზირებულად. ამის ფართო საშუალებას იძლევა თანამედროვე ტრაქტორების შესაძლებლობები. ავტორი [1] მიუთითებს რომ, ჰიდრავლიკური სისტემების გამოყენება 3...30-ჯერ ამცირებს შრომით დანახარჯებს. ზოგიერთ შემთხვევაში

მკვლევარი [2] ქმნის სპეციალურ მოწყობილობას, რითაც ცდილობს გაზარდოს აგრეგატის მოძრაობის მდგრადობა.

სამუშაოს შესრულების ხარისხზე და მის ენერგოტევადობაზე, ასევე მოქმედებს აგრეგატის და თითოეული მისი შემადგენელი ელემენტის მანევრირების უნარი. ამისათვის ერთის მხრივ სწავლობენ თვით ტრაქტორის, როგორც საწევარის მუშაობას ბარში [3] და სამთო პირობებში [4], ხოლო მეორეს მხრივ ტრაქტორის შესწავლა ხდება სხვადასხვა სსმ-თან ერთად [5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13 და სხვანი].

ასევე მიმდინარეობს შესწავლა სსმ-ის ცალკეული სამუშაო ორგანოების და ამ ორგანოების ჩარჩოზე განლაგების ზემოქმედება, აგრეგატის საექსპლუატაციო მაჩვენებლებზე. საკმაოდ ფართოდაა შესწავლილი, განსაკუთრებით გუთნების მუშაობა, რადგან ეს უკანასკნელი ხასიათდება დიდი ენერგოტევადობით. ამ საკითხებზე უმუშავიათ ისეთ გამოჩენილ მეცნიერებს, როგორებიც არიან, აკად-ები: ვ. პ. გორიაჩკინი, ვ. ა. ჟელიგოვსკი, პროფ-ები: ე. ა. ვაიტე, ლ. ვ. გიაჩვი, ლ. დ. ტურაევი, მ. ლ. გუსაკვი [14, 15, 16, 17, 18, 19 და სხვანი];

აგრეგატის საექსპლუატაციო მაჩვენებლებზე დიდ ზეგავლენას ახდენს ტრაქტორსა და სსმ-ს შორის კავშირის მექანიზმი. მათ დახვეწაზე და გაუმჯობესებაზე შესრულებულია სამეცნიერო შრომები [20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 29, 30 და სხვა მრავალი].

ჩვენს ხელთ არსებული ლიტერატურული წყაროების ანალიზით ირკვევა, რომ სასოფლო-სამეურნეო აგრეგატები, რომლებიც გამოიყენება მცენარეთა შორის ნიადაგის დამუშავებისათვის ვერ აკმაყოფილებენ მათდამი წაყენებულ მოთხოვნებს, კერძოდ აგრეგატის მანევრირებისას ადგილი აქვს რიგში კულტურული მცენარეების დაზიანებას, მოჭრას და საერთოდ ირღვევა შესასრულებელი ტექნოლოგიური პროცესი.

კვლევის მიზნები და ამოცანები:

1. არსებული სამეცნიერო, საპატენტო და ლიტერატურული წყაროების საფუძველზე, ჩატარდეს ცნობილი კავშირის მექანიზმებისა და მათი თეორიების ანალიზი;

2. ჩატარებული ანალიზის საფუძველზე, დამუშავდეს და შეიქმნას შესაბამისი მოთხოვნების დამაკმაყოფილებელი ახალი პრინციპული სქემის კავშირის მექანიზმი;
3. დამუშავებული ახალი კავშირის მექანიზმის, მუშაობის პრინციპისა და პირობების მიხედვით, თეორიულად განისაზღვროს კავშირის მექანიზმის კონსტრუქციული პარამეტრები და ამ პარამეტრებს შორის დამოკიდებულება;
4. კავშირის მექანიზმის თეორიული ანალიზისას გამოიკვეთოს ოპტიმიზაციის პარამეტრი და ამ პარამეტრზე მოქმედი ცვლადი ფაქტორების ზეგავლენა, მათი შესაძლო ცვალებადობის არეალში;
5. დადგინდეს თითოეული ფაქტორის შესაძლო ცვალებადობის არეალი, მათ შორის, როგორც კონსტრუქციული, ისე ტექნოლოგიური;
6. კავშირის მექანიზმის მუშაობის გამოკვლევისათვის, შედგეს შესაბამისი მრავალფაქტორული ექსპერიმენტების ჩატარების პროგრამა და მეთოდოლოგია;
7. დამზადდეს ექსპერიმენტული კავშირის მექანიზმი და მოეწყოს შესაბამისი საზომ-საკონტროლო ხელსაწყოები, რათა ექსპერიმენტებით მიღებული მონაცემებით დავადგინოთ საძიებო პარამეტრების ოპტიმალური მნიშვნელობები;
8. ექსპერიმენტების შედეგად მიღებული მონაცემები დამუშავდეს თანამედროვე მეთოდოლოგიების მიხედვით;
9. გაანგარიშების საფუძველზე დადგინდეს ახალი საკიდი სისტემის ეკონომიკური მაჩვენებლები.

თ ა ვ ი I

აგრეგატის საექსპლუატაციო მაჩვენებლის გაუმჯობესების ძირითადი მიმართულებების მოკლე ანალიზი

1.1. კულტივატორებისადმი წაყენებული

აგროტექნიკური მოთხოვნები

კულტივატორებით ნიადაგის დამუშავებისადმი წაყენებული მოთხოვნები დამოკიდებულია შესასრულებელი სამუშაოს სახეზე. როგორც ცნობილია [30] კულტივაციას აწარმოებენ: ხვნის შემდეგ ბელტების გასაფხვიერებლად, ნიადაგის

მთლიანი კულტივაციისას, თესვის წინ ნიადაგის მოსამზადებლად და მცენარეთა მოვლითი სამუშაოების დროს, მათ შორის ნიადაგის გასაფხვიერებლად, ნიადაგის ზედაპირზე შეკრული ქერქის დასაშლელად, სარეველა მცენარეების მოსასპობად, მცენარის გამოსაკვებად, რიგებში მათ გამოსაჭრელად – “დათაიგულება”, სარწყავი კვლების გასატარებლად და ნიადაგის მისაყრელად.

ნიადაგის ზედაპირის გაფხვიერებისას მას მოეთხოვება:

- სარეველა მცენარეების სრული მოჭრა, ნიადაგის ქვედა ფენასთან შერევისა და მისი გამოჩენის გარეშე;
- ნიადაგის თანაბარ სიღრმეზე დამუშავება 5-12 სმ სიღრმის ზღვრებში (საშუალო გადახრა მოცემული სიღრმიდან არ უნდა აღემატებოდეს ± 1 სმ);
- უზრუნველყოს კვალის სწორი ძირი (საშუალო თხემიანობით არა უმეტეს 4 სმ);
- სამუშაო ორგანოები უნდა იყოს თვით ამლესი;

სათოხნი კულტივატორი უნდა უზრუნველყოფდეს:

- თათების არა უმცირეს 5 სმ-ით ურთიერთ გადაფარვას;
- 70-80 სმ-ის სიმაღლის მცენარეების რიგთაშორისების დამუშავება, მათი დაზიანების გარეშე;
- ნიადაგის კარგი გაფხვიერება და ნიადაგის სწორი ზედაპირი;
- მათ უნდა ჰქონდეთ ისეთი სამუშაო ორგანოები, რომლებიც რიგთა შორის სრულად მოჭრიან სარეველებს, მიღებულ საცავ ზოლში ახალგაზრდა მცენარეებს არ მიაყრიან ნიადაგს, არ ტოვებენ კვალს და უზრუნველყოფენ მოცემულ სიღრმეზე 5-14 სმ-ზე ნიადაგის გაფხვიერებას;
- ნიადაგის რელიეფის კოპირებას და სამუშაო ორგანოების მდგრად მუშაობას;
- დაიცვას დამცავი ზოლი 8-15 სმ-მდე.

1.2. აგრეგატის მუშაობის პირობების

გაუმჯობესების ძირითადი მიმართულებები

როგორც წინა პარაგრაფიდან ირკვევა, სასოფლო-სამეურნეო აგრეგატი შედგება სამი ძირითადი ელემენტისაგან: ტრაქტორისაგან, სსმ-გან და მათ შორის კავშირის მექანიზმისაგან. იმისათვის რომ გაუმჯობესდეს აგრეგატის მიერ

შესრულებული სამუშაოს ხარისხობრივი და ტექნიკურ-ეკონომიკური მაჩვენებლები, ზემოთ ჩამოთვლილი ცალკე-ცალკე სამივე ელემენტის და მათი ერთობლივი მუშაობის გაუმჯობესების მიზნით, შესრულებულია მრავალი სამეცნიერო-კვლევითი და საგამომგონებლო სამუშაო. [14, 20, 29, 30, 31, 32, 33, 34, 35, 37, 38, 39, 40, 41, 42, 43, 44 და ა. შ.].

I. ტრაქტორების სრულყოფა [3, 4, 9, 12, 13, 21, 41, 44, 45, 46, 47, 48, 49 და ა.შ.] აგრეგატის საექსპლუატაციო მაჩვენებლის გაუმჯობესების მიზნით;

II. სსმ სრულყოფა ტექნოლოგიური პროცესის [6, 18, 21, 29, 30, 31, 42, 44, 48, 68, 69 და ა.შ.] ხარისხობრივი და ენერგეტიკული მაჩვენებლების გაუმჯობესების მიზნით;

III. ტრაქტორების საკიდი სისტემების სრულყოფა [5, 11, 20, 21, 23, 24, 26, 48, 70 და ა.შ.] აგრეგატის საექსპლუატაციო მაჩვენებლის გაუმჯობესების მიზნით.

სასოფლო-სამეურნეო აგრეგატები სხვადასხვაა, როგორც დანიშნულებით (იმის მიხედვით, თუ რომელი სსმ-ით არის შედგენილი აგრეგატი), ისე ტრაქტორსა და სსმ-ს შორის შეერთების სისტემით.

I. იმისათვის რომ გაუმჯობესდეს აგრეგატის მუშაობის დროს შესრულებული ტექნოლოგიური პროცესის ხარისხობრივი და ტექნიკურ-ეკონომიკური მაჩვენებლები, ჩატარებულია მრავალი სამეცნიერო-კვლევითი მუშაობა სხვადასხვა მიმართულებით. ერთის მხრივ მიმდინარეობს სავალი ნაწილის მუშაობის გამოკვლევა და სრულყოფა [48, 49], სადაც თვლის ჩაჭიდების გაზრდის მიზნით, თვით ტრაქტორის გამომშვები ქარხანა რეკომენდაციას უწევს გაიზარდოს თვალზე მოსული დატვირთვები [46], ამისათვის თვლიან ტრაქტორებს დამამზადებელი ქარხანა ატანს სპეციალურ ტვირთებს, ან თვით ტრაქტორის კონსტრუქციაშია ჩადებული ტრაქტორის ტვირთის და სსმ-ის მიერ მასზე მოსული დატვირთვის გადანაწილების მექანიზმი.

ქარხნის მიერ დამატებითი ტვირთები, რომლებიც სხვადასხვა ტრაქტორზე სხვადასხვაგანაა მიმაგრებული (ტრაქტორ T-40 – ზე ტრაქტორის შასზე წინაა დაკიდებული, ტრაქტორ MT3-80 – ზე და MT3-82 –ზე თვით თვლის მორგებზეა დამაგრებული), დამატებითი ტვირთის ასეთი დაკიდება ზრდის წამყვან თვლებზე მოსულ ვერტიკალურ დატვირთვებს, ხოლო ეს უკანასკნელი ზრდის ტრაქტორის მოძრაობის მდგრადობას.

ი. ა. მირონენკოს შრომებში [41] “პნევმატიკურ საბურავებზე მყოფი ეკიპაჟის დაუმყარებელი მოძრაობა,” როგორც ავტორი მიუთითებს გამოწვეულია იმით, რომ თვალზე მოქმედებს ცვლადი მიკრო რელიეფი, რომელიც იწვევს საბურავის არა სიმეტრიულ დეფორმაციას. საბურავის არა სიმეტრიული დეფორმაცია, კი თავის მხრივ წარმოშობს გვერდით ძალებს, რომელიც იწვევს ტრაქტორის გვერდცდენას, რის გამოც ირღვევა აგრეგატის მოძრაობის სწორხაზოვნება და აქედან გამომდინარე უარესდება აგრეგატის საექსპლუატაციო მაჩვენებლები.

ტექნიკური კულტურის მოვლა-მოყვანისათვის თვლიანი ტრაქტორის მდგრადობის გაზრდის მიზნით ს.შ. შაფიგულინს [44] შემოთავაზებული აქვს ტრაქტორის ახალი პრინციპული სქემა (იხ. დანართი 1), ტრაქტორს აქვს ურთიერთ მართობ ღერძზე განლაგებული ოთხი სავალი თვალი, რომელთაგან სამი წამყვანია, ხოლო ერთი მიმმართველი. ავტორი ნაშრომში თეორიულად ასაბუთებს მის მიერ შეთავაზებულ პრინციპული სქემის უპირატესობას, ტრაქტორის მდგრადობისა და საექსპლუატაციო მაჩვენებლის გაუმჯობესების მიზნით.

მეცნიერთა ჯგუფი, რომლებიც მუშაობენ სოფლის მეურნეობის მექანიზაციის ინგლისის ნაციონალურ ინსტიტუტში [38], ამუშავებენ ისეთ ელექტრონულ მოწყობილობას, რომელიც შესაძლებელს გახდის ოპერატორს მიაწოდოს სხვადასხვა სახის ინფორმაცია - მიმდინარე პროცესების ცვალებადობის შესახებ, რაც ოპერატორს მისცემს შესაძლებლობას, ტრაქტორის მართვის მექანიზმებით მიაღწიოს მაქსიმალურ ეფექტიანობას მოცემული სსმ-ით მუშაობის დროს.

საქართველოს მექანიზაციის და ელექტროფიკაციის სამეცნიერო კვლევით ინსტიტუტში დამუშავებული იქნა ნახევრადმუხლუხა ტრაქტორი, ჭაობიან ნიადაგებში თივის დამზადების სამუშაოების შესასრულებლად [46]. ავტორებს თეორიულად დადგენილი აქვთ ექსპერიმენტული ტრაქტორისათვის ნაკვალევის სიღრმე, მიმმართველი და წამყვანი ნახევრად მუხლუხისათვის, განსაზღვრულია აგრეგატის მობრუნებისას წინაღობის მომენტის მაქსიმალური მნიშვნელობა და შემოტანილია მბრუნე ძალის მარაგის კოეფიციენტის საანგარიშო ფორმულა.

ტრაქტორის წევითი თვისებებისა და აგრეგატის მოძრაობის მდგრადობის გაზრდის მიზნით, ტარჩევსკის [47] თვლიანი ტრაქტორისათვის შემოთავაზებული აქვს წამყვან თვლებზე დაყენებული დეზების სიგრძის გაზრდა.

ვ. ი. ფორტუნა სწავლობს თვლიანი ტრაქტორის მართვის სისტემის ზეგავლენას, აგრეგატის მოძრაობის მდგრადობაზე [48]. ავტორი მიუთითებს, რომ როგორც ექსპერიმენტით, ისე თეორიულად მტკიცდება, რომ თვლიანი ტრაქტორით შედგენილ აგრეგატს არ აქვს ტრაქტორიის თვითგასწორების უნარი. მას ექსპერიმენტით დადგენილი აქვს ტრაქტორის სწორხაზოვანი მოძრაობიდან გადახრის კოეფიციენტი (K_0) და მიუთითებს, რომ დღეისათვის არ არსებობს თვლიანი ტრაქტორებისადმი (K_0) კოეფიციენტის ზღვრული მნიშვნელობები, რაც მეტად საჭიროა აგრეგატის მუშაობისას, მისი საექსპლუატაციო მაჩვენებლების დადგენის თვალსაზრისით.

შეისწავლა რა ა. ა. იუშინმა ოთხი წამყვანთვლიანი ტრაქტორის წვეთი დინამიკა [49] აკეთებს შემდეგი სახის დასკვნებს:

1. ოთხი წამყვანი თვლის მქონე ტრაქტორი 1,5 - 2,0 – ჯერ ნაკლებად რეაგირებს, ვიდრე ორი წამყვანი თვლით, მათი ბუქსაობით მოძრაობის პირობებში, როგორც მსუბუქ, ისე მძიმე ნიადაგებზე.

2. წინა წამყვანი ხიდის ჩართვისას 4.1 – 4.5 კმ/სთ სიჩქარის დროს, წვეთი სიმძლავრე არ იზრდება, რაც აიხსნება ძრავის მიერ განვითარებული სიმძლავრის უკმარისობით.

3. ოთხი წამყვანი თვლის მქონე ტრაქტორი, ნაკლებად რეაგირებს წონის გადანაწილებაზე, ვიდრე ორი წამყვანი თვლის მქონე ტრაქტორი. ამიტომ საკიდი სსმ-ების შემთხვევაში უფრო ეფექტურად შეიძლება გამოვიყენოთ ოთხი წამყვანთვლიანი ტრაქტორები .

რომ გაიზარდოს თვლიანი ტრაქტორის ჩაჭიდებისა და შესაბამისად მისი წვეის ძალა, ამისათვის თანამედროვე თვლიან ტრაქტორებში გამოყენებულია ჩაჭიდების ძალის ჰიდროგამაძლიერებელი სისტემა, ავტომატური მართვით [50], რაც შესაძლებელს ხდის ავტომატურად ვარეგულიროთ ტრაქტორის წამყვან თვალზე დატვირთვა, იმის მიხედვით, თუ როგორ არის დატვირთული სსმ-ის სავალი თვალი და სამუშაო ორგანოების საყრდენი სიბრტყეები. მათი გადატვირთვის შემთხვევაში ჰიდროგამაძლიერებელი სისტემა არეგულირებს სამუშაო ორგანოების დაღრმავების სიდიდეს, ნიადაგის დამუშავების სიღრმის ოპტიმალურ მნიშვნელობამდე.

თვლიანი ტრაქტორის მიმმართველ თვალზე მოქმედებს ნორმალური, გრძივი და გვრდითი დატვირთვები. ცნობილია, რომ გვერდითი დატვირთვა, როგორც ტრაქტორებში, ისე ავტომობილებში იწვევს გვერდცდენას [51, 52, 53, 54, 55], რომელიც ხშირ შემთხვევაში მიზეზი ხდება აგრეგატის მდგრადი მოძრაობის დარღვევისა.

ტრაქტორის მოძრაობის მდგრადობის გაუმჯობესების მიზნით, ჩატარებულია სამეცნიერო-კვლევითი სამუშაოები [55, 56, 57, 58, 59, 60, 61, 62, 63, 64, 65, 66, 67, 68, 69, 70, 71, 72, 73, 74 და ა.შ.], მათგან ბამბის რიგთაშორისებში და სხვა ტექნიკური კულტურების მოვლა-მოყვანისათვის წარმოდგენილი იქნა თვლიანი ტრაქტორის ახალი პრინციპული სქემა, [44] რომელსაც აქვს ოთხი თვალი, ისინი განლაგებულია ურთიერთმართობ ღერძებზე, წინა და უკანა მიმმართველი თვლებით, რომელთაგან სამი წამყვანია. ავტორს დასაბუთებული აქვს მის მიერ წარმოდგენილი სქემით განხორციელებული ტრაქტორის მდგრადობა.

ცნობილია, რომ სასოფლო-სამეურნეო სამუშაო პროცესების მიმდინარეობისას, ურთიერთ რთულ კავშირშია, ბუნება და სასოფლო-სამეურნეო ტექნიკა [50]. ბუნებაში, ნიადაგი და მასში არსებული ცოცხალი ორგანიზმების ძალები ცვალებადია. ასევე ცვალებადია მათი სტრუქტურა, მიუხედავად მათი შემადგენლობის მუდმივობისა, ე. ი. ნიადაგის სტრუქტურის ცვალებადობა მიმდინარეობს დროში და არასოდეს არაა გაჩერებული ერთ მდგომარეობაში, ამიტომ მისი დამუშავებისათვის საჭირო ენერგია ცვალებადია. აქედან გამომდინარე, ნიადაგის მოცემულ სიღრმეზე დამუშავებისათვის უნდა შეირჩეს ისეთი დრო, როდესაც მინიმალურია მოცემული ტექნოლოგიური პროცესის ჩატარებისათვის საჭირო ენერგეტიკული დანახარჯები. გარდა აღნიშნულისა, ტექნოლოგიური პროცესის შესრულებისას, უდიდეს როლს ასრულებს ტექნოლოგიური და დინამიკური მდგომარეობა, სადაც ტექნოლოგიურ მდგომარეობაში იგულისხმება: გაფხვიერების ხარისხი, დამუშავების სიღრმე, სსმ-სა და მთლიანად აგრეგატის მოდების განი, სამუშაო ორგანოები, მათ შორის გადაფარვის სიდიდე და ა. შ; დინამიკურ მდგომარეობაში იგულისხმება: აგრეგატის მოძრაობის სიჩქარის მუდმივობა, ტრაქტორისა და სსმ-ის მოძრაობის სწორხაზოვნება და ა. შ..

II. სსმ მუშაობის გაუმჯობესებისათვის, იქმნება სხვადასხვა სახის სამუშაო ორგანოები, რომელთა მიმართ წაყენებულია შესასრულებელ სამუშაოდან გამომდინარე მოთხოვნები. ამისათვის სამუშაო ორგანოებს, მათ შორის ასიმეტრიულ

გუთნებს, ცალმხრივად ბრტყლად მჭრელ თათებს, და ა.შ., სსმ-ის ჩარჩოზე განლაგებენ ისე, რომ სსმ მუშაობის პროცესში არ წარმოქმნიდეს დამატებით შემწვოთებებს, რომელთაც შეეძლება სსმ გამოიყვანონ შერჩეული მოძრაობის მიმართულებიდან.

1.3. სასოფლო-სამეურნო მანქანების ტრაქტორებთანკავშირის არსებული სისტემების მოკლე მიმოხილვა

სასოფლო-სამეურნო სამუშაოების შესრულების ხარისხობრივი, ენერგეტიკული მაჩვენებლები და სხვა საექსპლუატაციო პარამეტრები სამუშო პროცესში დაკავშირებულია, როგორც ტრაქტორის, ისე სსმ-ის მდგომარეობის პირობებზე [17, 19, 23, 26, 34, 75, 76, 78, 79, 80 და სხვ.].

III. შეერთების სისტემის მიხედვით გვხვდება სამი სახის კავშირის მექანიზმით აღჭურვილი სასოფლო-სამეურნო აგრეგატები [78]:

1. მისაბმელი მანქანები, რომლებიც საკუთარ სავალ თვლებზე ეყრდნობა და ტრაქტორს უკავშირდება ერთი წერტილით;

2. ნახევრად საკიდი, რომლებიც ნაწილობრივ ტრაქტორზეა ჩამოკიდული და ტრაქტორთან დაკავშირებულია ერთი ან ორი წერტილით, ხოლო დანარჩენი ნაწილით ეყრდნობა საკუთარ სავალ თვლებს, რომლებიც სსმ-ის უკანა ნაწილშია განლაგებული [79, 81];

3. საკიდი, რომლებიც სატრანსპორტო მდგომარეობაში მთლიანად ტრაქტორის სავალ ნაწილს გადასცემს სსმ-ის წონა ძალას და ტრაქტორთან დაკავშირებულია ორი ან სამი წერტილით.

გამოყენებული კავშირის მექანიზმის მიხედვით ერთი და იგივე დანიშნულების სსმ-ები, ერთმანეთისაგან განსხვავდებიან: კონსტრუქციული, ტექნოლოგიური და საექსპლუატაციო მაჩვენებლებით. მისაბმელი მანქანები, როგორც მიუთითებს ავტორი [79, 81] ხასიათდება:

1. ნიადაგის რელიეფის ცვალებადობისას, მისი ზედაპირის კარგი კოპირების უნარით;

2. დიდ ზეგავლენას არ ახდენს ტრაქტორის წევით მახასიათებლებზე;

3. არ ტვირთავს მის სავალ ნაწილს სატრანსპორტო მდგომარეობაში;
4. ადვილია მათი სხვადასხვა მარკის ტრაქტორებთან შეერთება და ფართო მოდების განის მქონე აგრეგატის შედგენა და ა. შ.

ზემოთ ჩამოთვლილ დადებით მახასიათებლებთან ერთად მისაბმელ სსმ-ებს აქვთ რიგი ნაკლოვანებებიც [79, 81]:

1. რთულია სსმ-ის კონსტრუქცია და დიდია მისი წონა, საკიდ სსმ-თან შედარებით, განსაკუთრებით იმ მანქანებისათვის, რომელთაც აქვთ დამოუკიდებელი ამწე-სატრანსპორტო მექანიზმი;

2. ცუდი მანევრების უნარით, საკიდ სსმ-თან შედარებით;
3. საქცევის ბოლოს ითხოვს დიდი სიგანის საბრუნ ზოლს;
4. დიდია მისი გაბარიტული ზომები და ა. შ..

საკიდი სსმ-ები მისაბმელ მანქანებთან შედარებით ხასიათდებიან:

- მცირე ლითონტევადობით;
- კონსტრუქციული დამზადების სიმარტივით;
- მუშაობის შედარებით დიდი საიმედოობით;
- მცირე გაბარიტული ზომებით;

სატრანსპორტო მდგომარეობაში მოითხოვს:

- ა. მცირე მობრუნების ზოლს და მცირე დროს; B
- ბ. გაადვილებულია მისი მანევრირება;
- გ. მანევრირებისათვის მცირე დროის გამო, იზრდება აგრეგატის მწარმოებლობა.

საკიდი სსმ-ების ნაკლოვანებებია:

1. შრომატევადია მათი დააგრეგატება, თუ არაა გამოყენებული ავტომატური გადასაბმელი “CA_1A”, ან სხვა ავტომატური კავშირის მექანიზმები;

2. სსმ-ის ტრაქტორებთან სამწერტილოვანი შეერთება იწვევს აგრეგატში დამატებით კავშირს, რომელიც აუარესებს:

- ა. ტრაქტორის მართვას;
- ბ. სსმ-ის მიერ მიკრორელიეფის კოპირებას;

3. რთულდება ფართო მოდების განიანი აგრეგატის შედგენა.

ნახევრად საკიდ სსმ-ებს, მისაბმელ და საკიდ სსმ-ებთან შედარებით, ზემოთ ჩამოთვლილი მახასიათებლებიდან გამომდინარე უკავიათ შუალედური მდგომარეობა.

უნდა აღინიშნოს, რომ ხშირ შემთხვევაში თვით სსმ-ის მიერ შესასრულებელი ოპერაცია და ამისათვის გამოყენებული სსმ განსაზღვრავს კავშირის მექანიზმს [28, 31, 32, 34, 82, 83, 84, 85, 86 და სხვ.]. აქედან გამომდინარე შეუძლებელია ერთმა შეერთების სისტემამ სრულად შეცვალოს სხვა შეერთების სისტემა, თუმცა ზოგიერთ შემთხვევაში დამატებითი ჰიდროსისტემების გამოყენებით შეიძლება ერთი შეერთების მექანიზმი შეიცვალოს მეორე შეერთების სისტემით [86 87, 88, 90, 91, 92, 93, 94 და სხვ.].

როგორც ზემოთ მოყვანილი შეერთების მექანიზმების ანალიზით ირკვევა, საკიდი სსმ გაცილებით მეტი უპირატესობით ხასიათდება მისაბმელ და ნახევრად საკიდ სსმ-ებთან შედარებით, რის გამოც მათ ფართო გავრცელება ჰპოვეს თითქმის ყველა სახის სსმ-ებში, თუ არ ჩავთვლით საგორავებს, კბილებიან ფარცებს და სათესებს.

სსმ-ები, რომლებიც აღჭურვილნი არიან საკიდი სისტემებით, მათი ტრაქტორებზე დააგრეგატების პირობების მიხედვით და კონსტრუირების თვალსაზრისით, შეიძლება გამოყენებული იქნას ტრაქტორზე სსმ-ების განლაგების სხვადასხვა სქემა [94, 95, 96, 97, 98, 99, 100]. დღეისათვის ყელაზე ფართო გავრცელება ჰპოვეს შემდეგი დაკიდების სქემებმა:

1. უკანა დაკიდება, როცა სსმ განთავსებულია ტრაქტორის წამყვანი ღერძის უკან;
2. წინა დაკიდება, როცა სსმ-ის სამუშაო ორგანოები განლაგებულია წინა და უკანა თვლებს შორის;
3. ფრონტალური დაკიდება, როცა სსმ განლაგებულია ტრაქტორის წინ;
4. გვრდითი დაკიდება, როცა სსმ-ის სამუშაო ორგანოებს აქვთ ცალმხრივი განლაგება ტრაქტორის გვერდით;
5. სექციური დაკიდება, როდესაც მანქანა დაკიდებულია ცალკეული სექციების სახით, ტრაქტორის სხვადასხვა ადგილებში, ერთი-მეორის მიყოლებით.

აღნიშნული საკიდი სისტემებიდან, ყველაზე ფართოდ გავრცელებულია უკანა დაკიდება, რომლის დროსაც ტრაქტორი დადის დაუმუშავებელ ზოლზე. ტრაქტორს უკან ეკიდება ნიადაგდამამუშავებელი მანქანები [98, 99, 100, 101, 102]: გუთნები, კულტივატორები, მიწის მიმყრელი სამუშაო ორგანოებიანი სსმ-ები, სარგავები და ზოგიეთი ამლები მანქანები. უკანა დაკიდება შესაძლებლობას იძლევა, სსმ-ზე მოქმედი შეშფოთების მოხსნის შემდეგ, სსმ-ზე მოქმედი ნიადაგის წინაღობის ძალით

დაუბრუნდეს საწყის მდგომარეობას, თუ საკიდი მექანიზმის გვერდითი გამბრჯენები მოშვებულია და სსმ-ს აქვს გვერდითი გადაადგილების თავისუფალი შესაძლებლობა ტრაქტორის მიმართ. გვერდითი გამბრჯენების დაჭიმულ მდგომარეობაში მუშაობისას, ტრაქტორი და სსმ ერთ მთლიან ხისტ სხეულს წარმოადგენს [98, 99, 100, 101, 102, 103, 104] და ყოველი შეშფოთება ერთდროულად მოქმედებს, როგორც ტრაქტორზე, ისე სსმ-ზე. აგრეგატის მართვადობა უკანა დაკიდების ნებისმიერი ვარიანტისათვის გაძნელებულია და საქცევის ბოლოს მოითხოვს დიდი სიგანის საბრუნ ზოლს.

წინა დაკიდება ძირითადად გამოყენებულია სათოხნი კულტურების მოვლითი სამუშაოებისათვის, ტრაქტორ T-16-ის გამოყენებისას, რომელსაც აქვს სპეციალური კონსტრუქციის ჩარჩო, რომელზეც ეკიდება სსმ, ან მისი ცალკეული სექციები. ამ შემთხვევაში უკანა წამყვანი თვლის შემდეგ, განლაგებულია გამაფხვიერებელი თათები [103, 104, 105, 106, 107]. წინა დაკიდებისას ტრაქტორისტი კარგად ადევნებს თვალყურს სამუშაო ორგანოების განლაგებას დასამუშავებელ რიგთა შორის. ამ შემთხვევაში წარმოშობილი შეშფოთებები მოქმედებს, როგორც ტრაქტორზე, ისე სსმ-ის ცალკეულ სექციებზე.

ასეთ შემთხვევაში აგრეგატი მუშაობს იმავე პირობებში, როგორშიც მუშაობს უკანა დაკიდებისას დაჭიმული გამბრჯენებით, მაგრამ წინა დაკიდების დროს აგრეგატი უფრო მდგრადია მოქმედი შეშფოთების მიმართ, რადგან მცირეა მისი სიგრძე, ამის გამო შეშფოთებით გამოწვეული მახრუნი მომენტი ნაკლებად იწვევს აგრეგატის მოძრაობის მიმართულების შეცვლას. წინა დაკიდების [107, 108, 109] სისტემით აღჭურვილი აგრეგატი უფრო მანევრირებადია, ვიდრე უკანა დაკიდების სისტემის მქონე აგრეგატი, ამიტომ იგი საქცევის ბოლოს მოითხოვს მცირე საბრუნ ზოლს.

სექციური საკიდი მანქანით შემდგარი აგრეგატი უფრო მდგრადია მოქმედი შეშფოთების მიმართ, მცირეა მათი საბრუნ ზოლის სიგანე [107, 108], მაგრამ რთულია მათი დაკიდების სისტემა, ამიტომ მათ ამ ნაკლის გამო ფართო გავრცელება ვერ ჰპოვეს.

ფრონტალური დაკიდება გამოიყენება იმ შემთხვევაში, როცა სსმ-ის მიერ შესასრულებელი ტექნოლოგიური პროცესი უნდა განხორციელდეს ტრაქტორის გადაადგილებამდე [108, 110]. ასეთი ტექნოლოგიური პროცესებია: მოთიბვა,

მოფოცხვა, ზვინის დადგმა, ჭარხლის ამოღება (ჭარხლის ამლები კომბაინით) და ა. შ. ფრონტალური დაკიდება ისეა განხორციელებული, რომ სსმ-ის სიმეტრიის ღერძი ემთხვევა ტრაქტორის გრძივ სიმეტრიის ღერძს, მაგრამ გვერდითი შემწვითების მიმართ იგი უფრო ნაკლებად მდგრადს ხდის აგრეგატს, ვიდრე უკანა დაკიდება.

ფრონტალური დაკიდებისას აგრეგატი ნაკლებად მანევრირებადია, ვიდრე წინა დაკიდების დროს, რაც გამოწვეულია აგრეგატის გრძივი გაბარიტული ზომის გაზრდით, მაგრამ უფრო მანევრირებადია, ვიდრე უკანა დაკიდება, რაც აიხსნება იმით, რომ ტრაქტორისტი ვიზუალურად აკონტროლებს აგრეგატის მანევრირების პროცესს და მართვის მექანიზმზე ზემოქმედებით მეტნაკლებად ზუსტად ანხორციელებს მანევრირებას, ხოლო უკანა დაკიდებისას შედარებით გაძნელებულია სსმ-ზე, აგრეგატის მანევრირების დროს თვალყურის მიდევნება სსმ-ზე, რაც თავის მხრივ იწვევს საბრუნო ზოლის გაზრდას.

გვერდითი დაკიდება უმეტეს შემთხვევაში გამოყენებულია თიხვის დროს, დაკიდების ამ წესს მიმართავენ განსაკუთრებით მაშინ, როცა სურთ მიიღონ ფართო მოდების განის მქონე სათიბი აგრეგატი. აქედან გამომდინარე, ასეთი აგრეგატები იქმნება მხოლოდ მცირე კუთრი წინაღობის ძალის მქონე სსმ-ის აგრეგატებისათვის.

აგრეთვე გასათვალისწინებელია ის ფაქტი, რომ აგრეგატის მობრუნების რადიუსი დამოკიდებულია იმაზე, თუ რომელ მხარესაა დაკიდებული სსმ და რომელ მხარეს ხდება აგრეგატის მობრუნება. თუ აგრეგატის შემობრუნება ხდება იმ მხარეს, საითაცაა დაკიდებული სსმ, მაშინ აგრეგატის მობრუნების რადიუსი მცირეა და პირიქით.

გვერდითი დაკიდების დროს აგრეგატზე მოქმედი შემწვითებები ქმნიან დიდ მბრუნ მომენტებს და არღვევენ აგრეგატის მოძრაობის შერჩეულ მიმართულებას [84, 111, 112, 113]. ამასთან იზრდება რა აგრეგატის სიგანე შესაბამისად იზრდება მისი მობრუნების რადიუსი და აქედან გამომდინარე იზრდება საქცევის ბოლოს საბრუნო ზოლის სიგანე.

ფართო მოდების განის აგრეგატის შესადგენად უმეტესად იყენებენ სპეციალური კონსტრუქციის გადასაბმელს, რომელიც ტრაქტორზე უკანაა მიბმული. ასეთ შემთხვევაში აგრეგატი არის იმავე პირობებში, როგორ პირობებშიც მუშაობს ტრაქტორზე უკან მისაბმელი მანქანები, მოშვებული გამბრჯენებით, მაგრამ ამ დროს

საკმაოდ დიდია აგრეგატის შემობრუნების რადიუსი და აქედან გამომდინარე იზრდება საქცევის ბოლოს საბრუნო ზოლის სიგანე.

აგრეთვე გასათვალისწინებელია ის ფაქტი, რომ აგრეგატის მობრუნების რადიუსი დამოკიდებულია სსმ-ის ტრაქტორის მიმართ განლაგების და მანევრირების მიმართულებაზე, ე. ი. რომელ მხარესაა დაკიდებული სსმ და რომელ მხარეს ხდება აგრეგატის მობრუნება. თუ მობრუნება ხდება იმ მხარეს, საითაცაა დაკიდებული სსმ, საბრუნო ზოლი მცირეა და პირიქით.

საკიდი სსმ-ები შეიძლება დავყოთ სხვა მახასიათებლების მიხედვითაც, კერძოდ ტრაქტორზე დინამიკური ზემოქმედების მიხედვით:

1. საკიდი მანქანები საყრდენი თვლის გარეშე;
2. საკიდი მანქანები საყრდენი თვლით;
3. ნახევრად საკიდი მანქანები.

საკიდი მანქანები საყრდენი თვლის გარეშე. მთელი ძალები რომელიც მოქმედებს მანქანაზე სამუშაო პროცესის შესრულების დროს, გარდა ნიადაგის ვერტიკალური რეაქციის ძალებისა, რომელიც მოქმედებს სსმ-ის სამუშაო ორგანოებზე, გადაეცემა ტრაქტორს, ე. ი. ყოველი გვერდითი შემფოთება უშუალოდ გადაეცემა ტრაქტორს და ცდილობს დაარღვიოს მისი მოძრაობის შერჩეული მიმართულება, ამასთან მიკრო რელიეფის ცვალებადობის გამო, დიდია ნიადაგის დამუშავების სიღრმის ცვალებადობა, რაც ამცირებს შესრულებული ტექნოლოგიური პროცესის ხარისხს, ზრდის სასოფლო სამეურნეო მანქანის მიერ გავლილ მანძილს და მის შესაბამისად იზრდება საწვავის კუთრი ხარჯი.

სავალი თვლით აღჭურვილ საკიდ მანქანებში, სავალი თვალი წარმოადგენს დამუშავებული სიღრმის რეგულიატორს [114, 115]. იგი შედარებით მდგრადია მოქმედი შემფოთებებისა და რელიეფის ცვალებადობის მიმართ, ვიდრე სსმ-ები საყრდენი თვლის გარეშე.

ნახევრად საკიდი სსმ-ის გამოყენებისას საყრდენი თვლების განლაგება შეიძლება იყოს, როგორც ჩვეულებისამებრ სსმ-ის ბოლოს, ისე სსმ-ის შუა ნაწილში. უნდა აღინიშნოს რომ საყრდენი თვლის შუა ადგილზე განლაგება უმჯობესია იმით, რომ სსმ უკეთესად ახდენს ნიადაგის რელიეფის კოპირებას [43, 68, 69, 80, 87].

1.4. სასოფლო-სამეურნეო აგრეგატებში გამოყენებული ავტომატური მართვის მექანიზმების ანალიზი

ცნობილია, რომ ნებისმიერ წარმოებაში და მათ შორის სოფლის მეურნეობაში, საწარმოო პროცესების სწორი მიმდინარეობა შესაძლებელია მხოლოდ იმ შემთხვევაში, თუ საწარმოო პროცესის მიმდინარეობისას, ყველა ეტაპზე შესაძლებელია მისი კონტროლი და პროცესის შესრულებაში მონაწილე ყველა ელემენტის მართვა.

არსებობს საწარმოო პროცესის კონტროლისა და მართვის სხვადასხვა სისტემები [117], რომლებიც სქემატურად შეიძლება წარმოვადგინოთ შემდეგი სახით (იხ. დანართი 2), საიდანაც ჩანს, რომ კონტროლირებადი საინფორმაციო პარამეტრი იზომება მგრძნობიარე ელემენტით-მოწყობილობით. იმ შემთხვევაში, როდესაც საწარმოო პროცესის კონტროლი მიმდინარეობს არა ავტომატურად, არამედ ადამიანის მიერ, მაშინ სიგნალის მიღება და შეფასება ინდივიდუალურ თვისებებზეა დამოკიდებული. ასევე ინდივიდუალურია ადამიანის რეაგირების სიჩქარე მიღებულ ინფორმაციაზე.

პროცესის მიმდინარეობა, რომ კონტროლდება საზომ-საკონტროლო ელემენტების-მოწყობილობების გამოყენებით, მაშინ მიღებული სიგნალი ძლიერდება და იგი გარდაიქმნება შესაბამისი სამუშაო ორგანოს მართვად ალგორითმად და ავტომატურად ხორციელდება პროცესის რეგულირება.

როგორც ირკვევა საწარმოო პროცესის ინფორმაციული პარამეტრები იყოფა სხვადასხვა ჯგუფებად (იხ. დანართი 3). შემავალი პარამეტრები გამოყოფილია შემშფოთი მოქმედების _ შიდა GG და გარე C პარამეტრებად. მართვად დაგეგმილ AA და მაკორექტირებელ ან უკუკავშირის B სიგნალად. გამოსასვლელი საინფორმაციო პარამეტრები იყოფა ორ ჯგუფად და ოთხ ქვეჯგუფად: მახასიათებლები-განზომილებადი ან კონტროლირებადი DD და განუზომელი E , დაბრკოლებები-ცდომილებები-აღმოუფხვრელი FF და აღმოფხვრადი I .

ლიტერატურული წყაროებიდან ირკვევა, რომ ყველა საინფორმაციო პარამეტრი შეიძლება იყოს: ტექნიკური, ტექნოლოგიური და ენერგეტიკული, თუმცა ზოგიერთ შემთხვევაში ინფორმაციული პარამეტრი შეიძლება კომბინირებული იყოს: ტექნიკურ-ენერგეტიკული, ტექნიკურ-ტექნოლოგიური და ა.შ.

ცნობილია, რომ სასოფლო-სამეურნეო პროდუქციის წარმოება ძალზე რთულ და დიდი მოცულობის სხვადასხვა სახის პროცესების შესრულებასთან არის დაკავშირებული, რომელთა მიმდინარეობისას, როგორც სხვა საწარმოო პროცესებში თავს იჩენს ურთიერთ განსხვავებული შემფოთებები, რომელთა მიმდინარეობას ხშირ შემთხვევაში საშიშროებას უქმნის დაარღვიოს საწარმოო პროცესი. ასეთ შემთხვევაში სოფლის მეურნეობაში იყენებენ შედარებით მარტივი სახის მართვის სისტემებს. ერთერთ ასეთ მართვის სისტემას წარმოადგენს ვ.ა. ტოკარევის მიერ შემოთავაზებული ტრაქტორის წამყვანი თვლების დატვირთვის ავტომატური რეგულიატორი (იხ. დანართი 4) [118]. წამყვან თვლებზე დატვირთვა რეგულირდება ტრაქტორის საკიდი მექანიზმის ძალურ ცილინდრში წნევის სიდიდის ავტომატური რეგულირებით, რაც შესაძლებელს ხდის ვერტიკალური დატვირთვები ავტომატურად გადავანაწილოთ ტრაქტორსა და სსმ-ს შორის.

მოწყობილობა უზრუნველყოფდა ძალურ ცილინდრში წნევის ავტომატურ შენარჩუნებას, რომლის მიხედვითაც გადაიცემოდა ვერტიკალური დატვირთვები სსმ-ის საყრდენ თვალზე.

ექსპერიმენტული სახით $T - 40$ ტრაქტორისათვის დამუშავებული იქნა ძალური ავტომატური მართვის (იხ. დანართი 5) ა-პრინციპული, ბ-ფუნქციონალური სქემები.

ძალური ავტომატური რეგულირების ანალოგიური პრინციპული სქემები დამუშავებული იქნა მინსკის სატრაქტორო ქარხანაში MT3-ის მარკის სხვადასხვა ტრაქტორებისათვის, მსგავსი საკითხის დამუშავება მიმდინარეობდა მოსკოვის ჰიდროაგრეგატის ქარხანაში. ამავე საკითხებზე მუშაობდნენ ა. ბ. ლურე და ს. ა. იოფინოვი [39], კერძოდ მართვის სისტემების ანალიზის საფუძველზე ნიადაგის დამუშავების სიღრმის რეგულირება. ავტორები მიუთითებენ მსგავსი მართვის სისტემების სრულყოფის ორ მიმართულებაზე:

I. ძალური რეგულირების ხერხის გაუმჯობესება, ზოგიერთი მაკორექტირებელი და მასტაბილირებელი ელემენტების შეტანით;

II. ნიადაგის დამუშავების სიღრმესა და ძალური ავტომატური რეგულირების მართვის სქემების დამუშავება და გამოყენება.

პირველი ვარიანტით ჰიდრომექანიკური რეგულირებისათვის, ჟუნისბეკოვის მიერ დამუშავებული იქნა ავტომატური მართვის სისტემა, შერჩეული ხვნის სიღრმის

ავტომატური შენარჩუნებისა და ტრაქტორის რხევების გუთანზე ზეგავლენის შემცირების მიზნით (იხ. დანართი 6).

აღნიშნული ჰიდრო-მექანიკური სისტემა დაკავშირებულია და მუშაობს ტრაქტორის ჰიდროსისტემასთან ერთად. გუთნის სასურველ სიღრმემდე ჩაღრმავებისას, მგრძნობიარე ცეცი 1 შეეხება რა ნიადაგს, რაც წევას 15 მეშვეობით გადაადგილებს გამანაწილებლის მკვეთარას 3 და შეწყდება გუთნის ვერტიკალური გადაადგილება. შემდგომში ხვნის დროს ცეცის 1 მოძრაობის შესაბამისად ჰიდრაულიკური მართვის სისტემა უზრუნველყოფს გუთნის გრძივ-ვერტიკალურ სიბრტყეში მოძრაობას.

გუთნის მკვეთრი ვერტიკალური მოძრაობის შემცირების მიზნით, ტრაქტორის დიდი ამპლიტუდით რხევის დროს, ავტომატური რეგულირების სისტემაში გათვალისწინებულია უკუკავშირის სარქველი 5, რომელიც ერთმანეთთან აკავშირებს ძალური ცილინდრის 7 ორივე სამუშაო სივრცეს.

მართვის სისტემის მგრძნობიარობა დამოკიდებულია გარეშე მოქმედ ფაქტორებზე, როგორებიცაა: ნიადაგის რელიეფის ცვალებადობა; ნიადაგის ფიზიკო-მექანიკური მდგომარეობის ცვალებადობა და ა. შ.. გუთნის ვერტიკალურ სიბრტყეში გადაადგილების სიჩქარე რეგულირდება სიჩქარის რეგულიატორით 6, რომელიც წარმოადგენს შტუცერს, მასში ჩახრახნილია ნებისმიერი ფორმის დროსელით 8. დროსელის ჩახრახნით შტუცერში, მართვის სისტემის ამუშავების სიჩქარე (მგრძნობიარობა) მცირდება და პირიქით.

იგივე ავტორის მიერ დამუშავებული იქნა კომბინირებული ავტომატური მართვის სისტემა (იხ. დანართი 7), რომელშიც ურთიერთ შერწყმულია ძალური და სიღრმის რეგულირებები.

მმოცემლ შემთხვევაში ავტომატური მართვის სისტემა შესაძლებლობას იძლევა დისტანციურად განვახორციელოთ ხვნის სიღრმის რეგულირება. კერძოდ შკალის 5 მიმართ სახელურის 8 შემობრუნებით შესაბამისად შეიცვლება ელექტრომაგნიტური მართვის გამანაწილებელი ქსელის ხიდის დისბალანსი, რაც გამოიწვევს ხიდის დიაგონალში დენის გავლას, ამით კი ელექტრომაგნიტური გამანაწილებელი ზეთის ჭავლს მიაწოდებს ძალურ ჰიდროცილინდრს, ამ უკანასკნელით კი ამოღრმავდება ან ჩაღრმავდება სსმ-ის სამუშაო ორგანოები, იმის მიხედვით, თუ რა მიმართულების დენი მიეწოდება ელექტრომაგნიტურ გამანაწილებელს.

იმ შემთხვევაში, თუ სამუშაო პროცესის დროს შეიცვლება ნიადაგის დამუშავების სიღრმე ცეცის 1 მეშვეობით, რომელიც ზამბარის 9 დაჭიმვის ძალით მუდამ აწვება ნიადაგს გარკვეული ძალით, შეიცვლის თავის მდგომარეობას, რომლის შესაბამისადაც ცოცით 10 შეიცვლება ხიდის წინააღმდეგობა 7. ამ უკანასკნელის სიდიდის შესაბამისად გაივლის დენი ელექტრომაგნიტურ გამანაწილებელში 4 და ჰიდროცილინდრით სსმ-ის სამუშაო ორგანოებითურთ გადაადგილდება ვერტიკალურ სიბრტყეში მგრძნობიარე ცეცის 1 შემობრუნების კუთხის შესაბამისად.

მოსავლის ამღები მანქანების მიერ შესრულებული სამუშაოს ხარისხობრივი მაჩვენებლები გარკვეულწილად დამოკიდებულია მცენარეების მოჭრის სიმაღლის სითანაბრეზე. მოსავლის ამღები მანქანების მუშაობის პროცესში კი იცვლება ნიადაგის ზედაპირის რელიეფი, რომლის დროსაც შესაბამისად იცვლება მცენარეთა მოჭრის სიმაღლე, რაც ერთის მხრივ არღვევს ტექნოლოგიური პროცესის მიმდინარეობას და ამცირებს მის შესრულების ხარისხს, ხოლო მეორე მხრივ იქმნება საშიშროება მოსავლის ამღები მანქანის სამუშაო ორგანოების დაზიანებისა, მათი ნიადაგში შერჭობის შემთხვევაში. მოსავლის ამღებ მანქანებში რელიეფის კოპირებისათვის იყენებენ საყრდენ თვლებს ან მაკოპირებელ ქუსლებს და მოჭრის სიმაღლის რეგულირებას, მათი ჩარჩოზე (ხედერზე) დაყენებით არეგულირებენ. ხელით მოჭრის სიმაღლის რეგულირება ერთის მხრივ შრომატევადი პროცესია, მეორეს მხრივ თითქმის ყოველთვის დაგვიანებულია ტრაქტორისტის რეაქცია.

მოჭრის სიმაღლის ავტომატური რეგულირებისათვის, სიმინდის ამღებ კომბაინზე «K3K-4», რომელიც ერთობლივად დამუშავებული იყო «СК-4» კომბაინის მჭრელი აპარატის ავტომატური მართვის სისტემის ბაზაზე «ВНИИЫЭСХ»-ისა და «УНИИМЭСХ»-ის მიერ (იხ. დანართი 8). მგრძნობიარე ელემენტის როლს ასრულებდა პნევმატიკური თვალი 1 დიამეტრით 300 მმ, რომელიც სახსრულად არის დამაგრებული ხედერის ჩარჩოზე და მის მიმართ გარეშე შემშფოთი ძალების მიერ მაკოპირებელი ელემენტის გადაადგილება ინფორმაციის სახით გადაეცემოდა ჰიდროგამანაწილებელს 5, რომელიც მიღებული ინფორმაციის შესაბამისად, ცალმხრივი მოქმედების ჰიდროცილინდრს შესაბამისად აკავშირებს ტუმბოსთან ან ზეთის ავზთან.

სსმ-ის წვევის ძალის მიმართულების ცვალებადობის ძალური მართვის ავტომატური მართვის სისტემა დამუშავებული იქნა საქართველოს მექანიზაციისა და

ელექტროფიკაციის სამეცნიერო კვლევით ინსტიტუტში პროფ. ზ. ხანთაძის ხელმძღვანელობით ტ.მ.კ. ვ. ჭიპაშვილის მიერ [120], რომელიც შესაძლებლობას იძლევა ნიადაგის წინააღმდეგობის ძალისა და ხვნის სიღრმის ცვალებადობის მიხედვით შეიცვალოს გუთნის წვევის ძალის მიმართულება. ზამბარის შეკუმშვისა და გაშლის მეშვეობით (იხ. დანართი 9).

ძალური ავტომატური რეგულირების სისტემების ძირითად უარყოფით მხარეს წარმოადგენს:

1. ისინი რეაგირებენ მხოლოდ წინაღობის ძალის სიდიდის ცვალებადობაზე, ხოლო ტექნოლოგიური პროცესის მიმდინარეობაზე, მხოლოდ მხებად ახდენენ ზეგავლენას;

2. ავტომატური მართვის მექანიზმი სიგნალს იღებს ტექნოლოგიური პროცესის დარღვევის შემდეგ და ცხადია შემსრულებელი ელემენტი კიდევ უფრო დაგვიანებით ახდენს ტექნოლოგიურ პროცესზე ზემოქმედებას, რაც თავის მხრივ აუარესებს ტექნოლოგიური პროცესის მიმდინარეობას.

ლენინგრადის სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტის სსმ კათედრაზე ტ.მ.კ-ების ვ. ფ. კანდრაშოვისა და ვ. გ. ოზეროვის მიერ [119] დამუშავებული სელ-საბადავის სიმაღლის გრძივ-ვერტიკალურ სიბრტყეში ავტომატური რეგულირების სისტემა (იხ. დანართი 10), რომლის ფუნქციონალური სქემა ნაჩვენებია იქვე.

როგორც ავტორები მიუთითებენ ავტომატურმა მართვის სისტემამ გამოცდისას დადებითი შედეგები აჩვენა, მაგრამ მათი ფართო მაშტაბით დანერგვაზე საჭიროა მართვის სისტემის სრულყოფა.

ურთიერთ თანამშრომლობით “НАТИ”-ის ლენინგრადისა და კიროვის მეტალურგიული ქარხნების, ვოლგოგრადის, ხარკოვისა და ალტაის სატრაქტორო ქარხნების მიერ დამუშავებული იქნა სახნავი აგრეგატის ავტომატური მართვის სისტემა (იხ. დანართი 11), რომელიც განკუთვნილია ტრაქტორების $K - 700$, $T - 150K$, $DT - 75$, $T - 74$ და $T - 4A$ საქცევის მთელ სიგრძეზე ავტომატური მართვისთვის.

იმის გამო, რომ ერთმანეთისაგან განსხვავებულია მუხლუხა და თვლიანი ტრაქტორების მართვის სისტემები, ამიტომ ერთმანეთისაგან განსხვავდებიან მათი ავტომატური მართვის სისტემებიც, როგორც პრინციპულად, ისე კონსტრიქციულად.

რომ უზრუნველყოთ ტრაქტორის მოძრაობის მიმართულების ავტომატური მართვა, მოზრუნების ჰიდროგამაძლიერებელ მექანიზმში იდგმება

ელექტრომაგნიტური სამართავი, მაგრამ სამწუხაროდ ჯერ კიდევ არაა გადაწყვეტილი ჰიდროგამაძლიერებელის მოთვალთვალე სისტემა.

ამ ნაკლის აღმოფხვრის მიზნით დამუშავებულია პროპორციული ელექტრო ჰიდრავლიკური ელემენტი (ს.მ. 1321642), რომლის პრინციპული სქემა ნაჩვენებია (იხ. დანართი 12). აღნიშნული მოწყობილობა ავტომატური მართვის რეჟიმზე მუშაობისას რეაგირებას აკეთებს ნებისმიერი დენის სიდიდეზე $0 < I < I_{max}$, რომელსაც გამოიმუშავებს მართვის სისტემა. იგი საკმარისია, რათა მკვეთარა 2 გადაადგილდეს კორპუსის 3 მიმართ. მკვეთარის 2 გადაადგილების პროპორციულად გადაადგილდება ჰიდროცილინდრის ჭოკი 12.

შედარებით უფრო მარტივი პრინციპული სქემა, კულტივატორის ავტომატური მართვისათვის, დამუშავებული იქნა ტაშკენტის- “ТИИМСХ”-ში ტ. მ. კ-ების დ. ნ. ტალავსკისა, გ. გ. ნახამკინისა და სხვათა მიერ (იხ. დანართი 12). ავტომატური მართვის სისტემა დამუშავებული იქნა თვლიანი ტრაქტორისათვის MT3-5MC-სათვის. მცენარეთა შორის რიგების კულტივაციისას.

აგრეგატის მანევრირებისას იცვლება რა ტრაქტორის მიმართველი თვლების მდგომარეობა, ტრაქტორის ჩარჩოს მიმართ, იგი აღიქმება მგრძნობიარე ელემენტის მიერ, რომელიც გადაეცემა გამმართველი წინააღმდეგობის გავლით, ელექტროგამაძლიერებელს და ელექტროჰიდრავლიკურ გამაძლიერებელს, ხოლო ამ უკანასკნელით იმართება შემსრულებელი ელემენტები, რომლებიც შესრულებულია ჰიდროამძრავის სახით. ტრაქტორის ჩარჩოს მიმართ კულტივატორის მდებარეობის შეცვლისათვის, ჰიდროცილინდრების შესაბამისი კამერები, ავტომატურად ელექტრომაგნიტური მკვეთარით უკავშირდებიან მაღალი წნევის ტუმბოს და ზეთის რეზერვუარს, რის შედეგადაც კულტივატორი იცვლის თავის მდებარეობას ტრაქტორის მიმართ.

როგორც თვით ავტორები მიუთითებენ, ამ ავტომატური მართვის სისტემის, როგორც სხვა ზემოთ განხილული მართვის სისტემების, მუშაობის სიზუსტე დამოკიდებულია მართვის სისტემაში შემავალი თითოეული ელემენტის, მათ შორის უკუკავშირში შემავალი ელემენტების: მკვეთარების მასრის, ელექტრომაგნიტური გამაძლიერებლის მაგისტრალური არხების და სხვა მგრძნობიარე, გადამწოდ, გამაძლიერებელ, შემსრულებელ და უკუკავშირის ელემენტების დამზადების

სიზუსტეზე. ამასთან მუშაობის დროს იცვლება ჩამოთვლილი ელემენტების მახასიათებლები, რომელთა უმრავლესობაზე ავტომატური მართვის სისტემა ვერ ახდენს კონტროლს. ზემოთ ჩამოთვლილი ელემენტების დამზადების კონსტრუქციული გადახრა და მუშაობის დროს ამ გადახრების ზრდა ამცირებს ავტომატური მართვის სისტემის მუშაობის სიზუსტეს და იზრდება შემსრულებელი ელემენტის მოქმედების ცდომილება, რაც ძირითად მიზეზს წარმოადგენს, რომ დღემდე არ დაინერგა მსგავსი ავტომატური მართვის სისტემები. ისეთ შედეგებით მაღალი სიზუსტის ოპერაციების მექანიზაციის საქმეში, როგორებიცაა: მცენარეთა შორის კულტივაცია, ბუკეტირება, მცენარეთა გამოკვება, მიწის მიყრა და ა. შ.

აღნიშნული სამუშაოების შესრულებისას, ავტომატური მართვის სისტემების ფართოდ გამოყენებისათვის საჭიროა:

1. დაიძებნოს ახალი უფრო ზუსტი, მარტივი და მუშაუნარიანი ავტომატური მართვის სისტემა;
2. დაიხვეწოს ავტომატური მართვის სისტემაში შემავალი ელემენტების კონსტრუქციები და შემცირდეს მათი (მგრძნობიარობის, რეაგირების, გაძლიერების და ა.შ.) ცდომილებები;
3. გამარტივდეს არსებული, ან დამუშავდეს შედეგებით მარტივი პრინციპული სქემის მართვის სისტემა, რაც თავის მხრივ გაზრდის მის მუშაუნარიანობას.

1.5. სასოფლო-სამეურნეო აგრეგატების

მოძრაობის დინამიკის არსებული თეორიის მიმოხილვა.

აგრეგატის მოძრაობის მდგომარეობის თეორიულ საკითხებზე მუშაობდნენ ისეთი გამოჩენილი ადამიანები, როგორებიც იყვნენ აკად. ვ. პ. გორიაჩკინი [19], ა. ბ. ლურე [28, 124], დ. ა. ჩუდაკოვი [78], ხ. ა. ხაჩატრიანი [125], და სხვები. ნიადაგის დამუშავებისას შესრულებული სამუშაოს ენერგეტიკული და ხარისხობრივი მაჩვენებლები უშუალოდ დაკავშირებულია აგრეგატის მდგრად მოძრაობასთან. რადგან ტექნოლოგიური პროცესის შესრულების დროს მუდმივად იცვლება ნიადაგობრივი პირობები, ტრაქტორის სავალი ნაწილისა და სამუშაო ორგანოების მუშა ელემენტების მდგომარეობა, რაც საბოლოო ჯამში იწვევს ერთის მხრივ ტრაქტორის წევის ძალის და მეორეს მხრივ სსმ-ის წინააღმდეგობის ძალის სიდიდისა,

მოდების მყისიერი წერტილისა და მიმართულების ცვალებადობას. ამის შედეგად ირღვევა აგრეგატის შერჩეული მიმართულებით სწორხაზოვანი მოძრაობა, რაც მცენარეთა მოვლითი სამუშაოების დროს, ქმნის კულტურული მცენარეების დაზიანებისა და ლიკვიდაციის საშიშროებას. ამასთან უარესდება შესრულებული ტექნოლოგიური პროცესის ხარისხი და იზრდება საწვავის კუთრი ხარჯი.

აგრეგატის არამდგრადი მოძრაობა შეიძლება დავეყთ ორ ფაზად, მიუთითებს ლ. ვ. გაჩევი [123]:

პირველი ფაზა – შემფოთების გამომწვევი ფაქტორის დასაწყისიდან, მისი მოქმედების დასასრულამდე. დროის ამ მონაკვეთის ბოლოს მანქანა მიიღებს შემფოთებას φ_0 და φ_0^* .

მეორე ფაზა – რომლის დროსაც φ_0 და φ_0^* შემფოთებების მიღების შემდეგ, მანქანა დაუბრუნდება წონასწორობასთან ახლოს მდგომ მდებარეობას.

«ВАСХНИЛ»-ის აკადემიკოს პ. მ. ვასილენკოს ხელმძღვანელობით გამოკვლეული იქნა მისაბმელი სსმ-ის მოძრაობა ლაგრანჟეს მეორე რიგის განტოლების საშუალებით. ავტორმა დაადგინა [126] ურთიერთკავშირი, სსმ-ის მობრუნების კუთხესა და მის კუთხურ სიჩქარეს შორის. ამისთვის იგი აკეთებს ბუნებრივ დაშვებას, რომ სსმ-ის მიერ ტექნოლოგიური პროცესის შესრულებისას, დროის რაღაც მომენტში წარმოიქმნება შემთხვევითი შემფოთება, რომელიც გამოწვეულია სსმ-ის წინაღობის ჯამური ძალის გადაადგილებით, სსმ-ის ტრაქტორთან შეერთების წერტილის მიმართ. სსმ-ის მოძრაობა საწყისი შემფოთებების შემდეგ ავტორს არ აქვს განხილული.

საკიდი სსმ-ის რხევითი მოძრაობის ანალიზისთვის ვ. პ. როსლიაკოვი იძლევა დიფერენციალურ განტოლებას [127], მაგრამ ავტორს არ აქვს დამუშავებული განტოლებაში შემავალი კოეფიციენტების მნიშვნელობები და არ არის გახსნილი მათი ფიზიკური აზრი. ამასთან კოეფიციენტების მნიშვნელობათა განსაზღვრა ყოველი კონკრეტული შემთხვევისათვის უნდა განხორციელდეს ცდების ჩატარების გზით, რაც პრაქტიკულად ყოვლად შეუძლებელია.

ზემოთ განხილული შრომებიდან ირკვევა, რომ, არა თუ საკიდი, არამედ მისაბმელი სსმ-ების მოძრაობაც არ არის თეორიულად ბოლომდე შესწავლილი და გაანალიზებული.

რაც შეეხება ტრაქტორების თეორიას, აქ მკვლევარები იფარგლებიან მხოლოდ ტრაქტორის მდგრადობის პირობებით გადაბრუნებაზე. ასევე შესწავლილია ტრაქტორის სტატიკური მდგომარეობა განივი და გრძივი ღერძის მიმართ მობრუნებისა და ფერდობზე მუშაობის დროს. ასევე განხილულია ტრაქტორის დინამიკური წონასწორობა გადაბრუნებაზე ინერციული ძალების გათვალისწინებით, მაგრამ არ არის გამოკვლეული ტრაქტორის მოძრაობის მდგრადობა შემხვედრი შემოფოთებების მოქმედებისას.

უფრო სრული და პრაქტიკული მნიშვნელობის თეორიული კვლევები აქვს გაკეთებული პროფ. ლ. ვ. გიაჩევს [122, 123], არა მარტო მისაბმელი სსმ-თვის, არამედ მთლიანად აგრეგატისათვის. სსმ-ზე მოქმედი შემოფოთების შედეგად, მიუთითებს ავტორი, სსმ განიცდის შემობრუნებას 0 წერტილის მიმართ (ის. სურ. 1), რომლის დროსაც სსმ-ის შემობრუნების დიფერენციალურ განტოლებას აქვს შემდეგი სახე.

$$I_0\ddot{\phi} = \sum M_0(\bar{F}_i), \quad (1.5.1)$$

სადაც I_0 – მისაბმელის 0 ღერძის მიმართ სსმ-ის შემობრუნების ინერციის მომენტი, კგ·მ²;

$$\ddot{\phi} = \frac{d^2\phi}{dt^2} \text{ – სსმ შემობრუნების კუთხური აჩქარება, რად/წმ²..}$$

(1.5.1) დიფერენციალური განტოლებაა, რამდენიმე დაშვების შემდეგ იღებს შემდეგ სახეს.

$$\ddot{\phi} + \frac{Rd^2}{I_0V_0}\dot{\phi} + \frac{Rd}{I_0}\phi = 0, \quad (1.5.2)$$

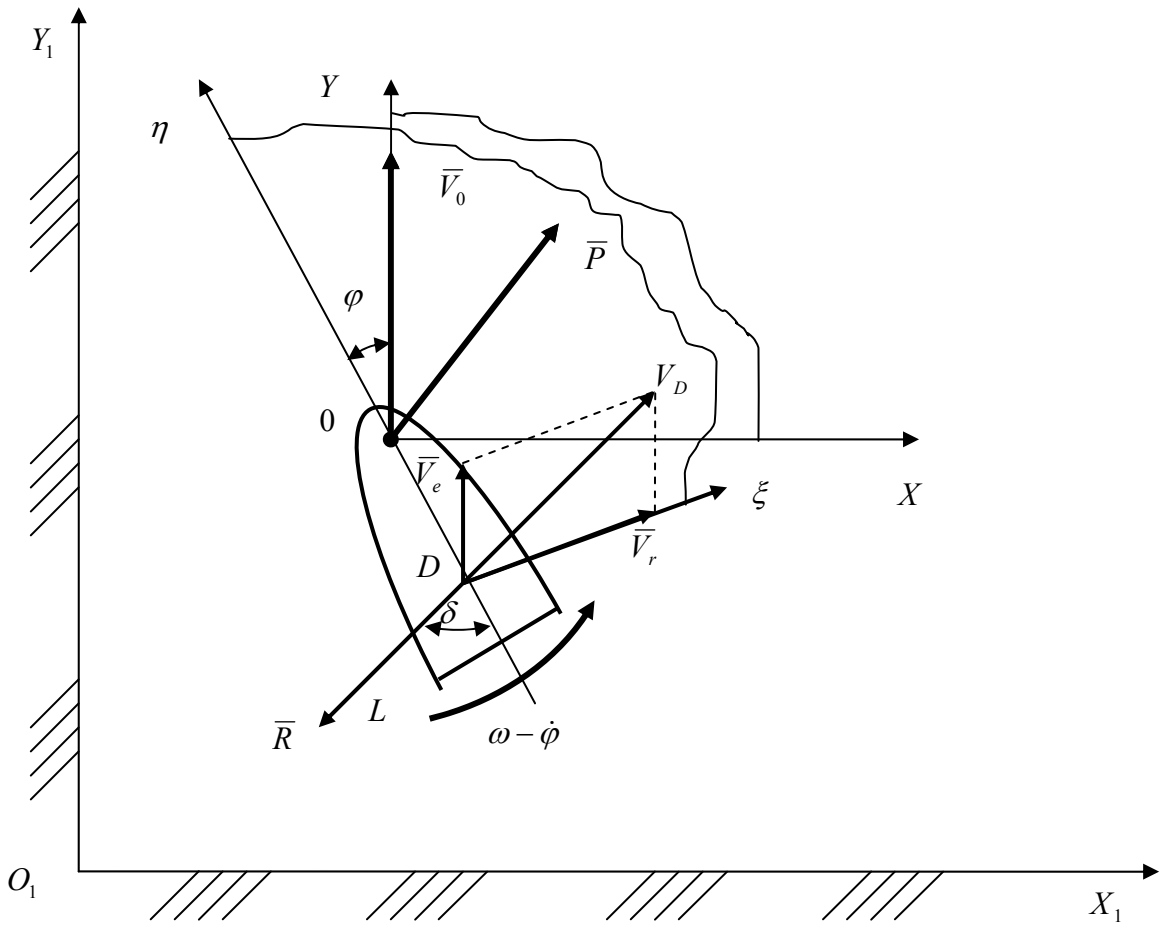
რომელიც საბოლოოდ შეიძლება ჩაიწეროს შემდეგი სახით

$$\ddot{\phi} + 2n\dot{\phi} + k^2\phi = 0 \quad (1.5.3)$$

(1.5.2)და (1.5.3) განტოლებების კოეფიციენტების შედარება გვიჩვენებს, რომ

$$n = \frac{Rd^2}{2I_0V_0} > 0 \quad (1.5.4)$$

$$k^2 = \frac{Rd}{I_0} > 0 \quad ,$$



სურ. 1. მისაბმელი სსმ-ის პრინციპული სქემა მასზე მოქმედი ძალებით.

როგორც ჩანს, სსმ-ის თანაბარი მოძრაობისას თარაზულ სიბრტყეში, თუ გვაქვს სსმ-ის წინააღმდეგობების R ძალა, მუდამ მდგრადია ლიაპუნოვის სახით, ამასთან ასიმპტოტურად, რადგან კოეფიციენტები n და k^2 კდადებითია.

პროფ. ლ. ვ. გაჩევი თავის შრომებში [122, 123] იკვლევს არა მარტო მისაბმელი სსმ-ის მდგრადი მოძრაობის თეორიას, იგი ასევე იძლევა აგრეგატის მდგრადი მოძრაობის პირობებს, კერძოთ გვაძლევს დიფერენციალურ განტოლებას

$$a_0 \lambda^4 + a_1 \lambda^3 + a_2 \lambda^2 + a_3 \lambda + a_4 = 0, \quad (1.5.5)$$

სადაც a_0, a_1, a_2, a_3, a_4 არის კოეფიციენტები;

$$\lambda = \frac{n^2}{k^2} \text{ - ფარდობითი მოძრაობის უგანზომილებო სიდიდის}$$

კრიტერიუმია;

n – წინაღობის კოეფიციენტი;

k – თავისუფალი რხევების რიცხვია.

ავტორი ასახავს აგრეგატის კუთხურ რხევებს, რომლის დროსაც მდგრადი მოძრაობის პირობას აქვს შემდეგი სახე:

$$a_0 > 0; a_1 > 0; a_2 > 0; a_3 > 0; a_4 > 0;$$
$$a_3(a_1a_2 - a_3a_0) - a_1^2a_4 > 0.$$

ამასთან

$$\left. \begin{aligned} a_0 &= I_s; \\ a_1 &= \frac{1}{v_0} [(k_A + k_B) I_s V_0^2 + d^2 R]; \\ a_2 &= k_A k_B I_s V_0^2 + aM + bN + d[(k_A + k_B)d - 1]R; \\ a_3 &= V_0 [ak_B - 1]M + (bk_A + 1)N + d(k_A k_B d - k_A - k_B)R; \\ a_4 &= V_0^2 (k_A N - k_B M - k_A k_B d), \end{aligned} \right\} \quad (1.5.6)$$

სადაც I_s – ცენტრალური ღერძის მიმართ აგრეგატის ინერციის

მომენტი, ნ/მ²;

V_0 – აგრეგატის მოძრაობის სიჩქარე, მ/წმ.;

k_A და k_B – კოეფიციენტებია, $k_A > 0$, $k_B > 0$;

a და b – აგრეგატის მასის ცენტრიდან წინა და უკანა სავალი ნაწილის დაშორებათა მანძილია მ;

R – წინაღობის ძალაა, ნ;

M და N – სავალი ნაწილის მუდმივი კოეფიციენტებია;

d – წინაღობის ძალის მიღების წერტილიდან მასის ცენტრამდე მანძილია, მ..

იმის გამო, რომ გამოსახულებაში (1.5.6) თანამამრავლები V_0 , V_0^2 და $\frac{1}{V_0}$

მუდმივად დადებითი სიდიდეებია, მაშინ აგრეგატის მდგრადი მოძრაობისათვის ავტორი იძლევა შემდეგი სახის გამოსახულებას

$$\left\{ \begin{aligned} A_1 &= (k_A + k_B) I_s V_0^2 + d^2 R > 0; \\ A_2 &= k_A k_B I_s V_0^2 + aM + bN + d[(k_A + k_B)d - 1]R \\ A_3 &= (ak_B - 1)M + (bk_A + 1)N = d(k_A k_B d - k_A - k_B)R > 0: \end{aligned} \right. \quad (1.5.7)$$

$$A_4 = k_A N - k_B M - k_A k_B dR > 0;$$

$$A_5 = A_3(A_1 A_2 - I_S V_0^2 A_3) - A_1^2 A_4 > 0.$$

მოცემულ შემთხვევაში a_i და A_i კოეფიციენტებს შორის არსებობს ასეთი დამოკიდებულება

$$a_0 = A_0; a_1 = \frac{1}{V_0} A_1; a_2 = A_2; a_3 = V_0 A_3; a_4 = a_0^2 A_4.$$

გამოსახულება (1.5.7)-ის პირველი უტოლობის პირობები ყოველთვის დამაკმაყოფილებელია, რადგან $R > 0$, ხოლო დანარჩენი სიდიდეების მიერ მარცხნივ შემდგარი გამოსახულება ყოველთვის დადებითია. დანარჩენი უტოლობების პირობები სრულდება მხოლოდ გარკვეულ მომენტებში.

ყველაზე უმეტესად (1.5.7) გამოსახულებიდან ირღვევა მე-4 პირობა $A_4 > 0$, რადგან ერთ დადებით სიდიდეს უპირისპირდება ორი უარყოფითი შესაკრები, რომელთა რიგი იგივეა რა რიგისაა დადებითი შესაკრები. აღნიშნული უტოლობა უდიდეს შეზღუდვებს ადებს აგრეგატის მექანიკური პარამეტრების შერჩევას.

ყველაზე რთულ უტოლობას წარმოადგენს $A_i > 0$, როგორც წესი, იგი სრულდება ყველა მნიშვნელოვან პრაქტიკულ შემთხვევაში, ეს ნათლად ჩანს იმ შემთხვევაში, როცა $R = 0$, $P = 0$.

ზემოთ მოტანილი (1.5.7) უტოლობის ყველა პირობის ერთდროული დაკმაყოფილება ძალზე რთულია. ამიტომ აგრეგატის მუშაობისას მისი მდგრადი პირობების შენარჩუნებისათვის, ხშირად საჭირო ხდება ტრაქტორისტის ზემოქმედება საჭის მექანიზმზე და ტრაქტორის იძულებითი მანევრირება, რათა აგრეგატი დავუბრუნოთ თავდაპირველად შერჩეულ მოძრაობის მიმართულებას. ზოგიერთი ტექნოლოგიური პროცესის შესრულებისას მრავალწლიან ნარგავის, ვაზის რიგების და ერთწლიანი მცენარეების კულტივაცია, ჩითილების დარგვა და სხვ. აგრეგატის მეტნაკლებად მდგრადი მოძრაობის შენარჩუნებისათვის საკმარისი არ არის ტრაქტორის მანევრირება, განსაკუთრებით საკიდი სსმ-ით მუშაობისას, საჭირო ხდება თვით სსმ-ის მანევრირება ტრაქტორის მიმართ [133], იმავე მიმართულებით, რა მიმართულებითაც მანევრირებს ტრაქტორი, რათა ერთდროულად მცირე დროის მონაკვეთში და მცირე გასავლელ მანძილზე დაუბრუნდეს, როგორც ტრაქტორი, ისე

სსმ შერჩეულ მოძრაობის მიმართულებას, ისე, რომ არ შექმნას მცენარეთა რიგში მდგომ კულტურულ მცენარეების დაზიანების საშიშროება.

კვლევის მიზნები და ამოცანები.

L თვლიან ტრაქტორებზე, რომლებიც აღჭურვილნი არიან მართვის სისტემის ჰიდროგამაძლიერებელი მოწყობილობებით, აგრეგატირებული სსმ-ებით, შეიქმნას აგრეგატის საექსპლუატაციო მაჩვენებლების, გაუმჯობესების პირობები, როგორცაა:

- 1) სსმ-ის მდგრადობის გაუმჯობესება, ტექნოლოგიური პროცესის შესრულების დროს;
- 2) აგრეგატის მანევრირებისათვის საჭირო დრო და განვლილი მანძილის შემცირება;
- 3) მცენარეთა მოვლითი სამუშაოების შესრულების დროს, საჭირო აგრეგატის მანევრირებისას, დამცავი ზოლის სიგანის დაცვა;
- 4) საქცევის ბოლოს საბრუნო ზოლის შემცირება;
- 5) აგრეგატის მანევრირებისას მწკრივში კულტურული მცენარეების დაზიანებისაგან დაცვა და ა. შ.

როგორც სამეცნიერო, საგამომგონებლო და სხვა ლიტერატურის ანალიზით ირკვევა, აღნიშნული მიზნის მიღწევა მოითხოვს ტრაქტორის და სსმ-ის შეერთების სისტემის მოდიფიკაციას. ამასთან, შესწავლილი და გამოკვლეული უნდა იქნას შემდეგი საკითხები:

1. უნდა დამუშავდეს თვლიანი ტრაქტორისათვის, რომელიც აღჭურვილია ტრაქტორის მართვის ჰიდროგამაძლიერებელი სისტემით, მოდიფიცირებული საკიდი მექანიზმი. რაც შესაძლებელს გახდის გაუმჯობესოს აგრეგატის საექსპლუატაციო მაჩვენებლები;
2. ჩატარდეს მოდიფიცირებული საკიდი მექანიზმის მუშაობის კინემატიკური კვლევა და მისი ანალიზი;
3. განისაზღვროს მოდიფიცირებული საკიდი მექანიზმის კონსტრუქციული პარამეტრები, სხვადასხვა მოდელების განის და სიგრძის სსმ-ებისათვის;
4. განისაზღვროს სსმ-ის მდგრადობა სასოფლო-სამეურნეო კულტურათა შორის ნიადაგის დამუშავების დროს;

5. შედარებითი კვლევის შედეგად განისაზღვროს არსებული და მოდიფიცირებული საკიდი მექანიზმით ერთი და იგივე მარკის სსმ-თვის აგრეგატის საბრუნო ზოლის სიგანე;

6. განისაზღვროს მოდიფიცირებული ჰიდრომექანიკური საკიდი სისტემის გამოყენების ხარისხობრივი და ტექნიკურ-ეკონომიკური მაჩვენებლები.

ზემოთ მითითებული მიზნის განხორციელებისათვის ექსპერიმენტული კვლევების გამოყენებით აუცილებელია განისაზღვროს:

1. ექსპერიმენტული ნაკვეთის აგრონომიული მაჩვენებლების დახასიათება;
2. ნიადაგის ტენიანობა და სიმკვრივე;
3. დამუშავებული ნაკვეთის ზედაპირის მიკრო და მეზორელიეფი;
4. კულტურული მცენარის დამცავი ზოლის სიგანე;
5. სსმ-ის მოდების განი;
6. აგრეგატის მიერ ცდის დროს განვლილი მანძილი;
7. საქცევის ბოლოს აგრეგატის საბრუნო ზოლის სიგანე ;
8. ცდის დროს საწვავის ხარჯი.

დანარჩენი მაჩვენებლები (აგრეგატის მწარმოებლობა, საწვავის კუთრი ხარჯი და ა. შ.), რომლებიც ახასიათებს მწკრივთა შორის ნიადაგის დამუშავების ტექნოლოგიურ პროცესს, განისაზღვრება გამოთვლების გზით, ცდის შედეგად მიღებული ციფრობლივი სიდიდეების (მოდების განის, აგრეგატის მოძრაობის სიჩქარე, საწვავის ხარჯი და ა. შ.) საფუძველზე.

დასკვნები პირველი თავის მიხედვით

ზემოთ წარმოდგენილი სასოფლო-სამეურნეო აგრეგატის მოძრაობის მდგრადობისა და მანევრირების მიმოხილვიდან შეიძლება გავაკეთოთ შემდეგი ხასიათის დასკვნები:

1. ტრაქტორებთან სსმ-ის არასრულყოფილი კავშირის მექანიზმით შეზღუდულია სსმ-ის მანევრირების შესაძლებლობა, რის გამოც კულტურული მცენარეების მოვლითი სამუშაოების შესრულებისას ხშირია კულტურული მცენარეების დაზიანება, მოჭრა და უარესდება შესრულებული ტექნოლოგიური პროცესის ხარისხი (სსმ-ის სამუშაო ორგანოების არასწორი მოძრაობით სამუშაო

ორგანოები აზიანებენ და მიწას აყრიან კულტურულ მცენარეებს), რაც საერთო ჯამში ამცირებს მოსავლიანობას;

2. მრავალი მკვლევარის მიერ დადგენილია, რომ სსმ-ის და მთლიანად აგრეგატის მოძრაობის მდგრადობა თავის მხრივ დამოკიდებულია სსმ-ისა და ტრაქტორს შორის კავშირის მექანიზმზე, სამუშაო მდგომარეობაში მისი რეგულირების შესაძლებლობაზე;

3. ცნობილი კავშირის მექანიზმებიდან ტრაქტორსა და სსმ-ს შორის ყველაზე მარტივია საკიდი სისტემა, რომელიც მცირე ლითონტევადობისაა, ხასიათდება აგრეგატის კარგი მანევრირებით, მარტივია მისი რეგულირება, ამიტომ საკიდი სისტემები უფრო პერსპექტიულია ვიდრე მისაბმელი და ნახევრად მისაბმელი სისტემები. ამ დადებით მაჩვენებელთან ერთად საკიდ სისტემებს ახასიათებს მთელი რიგი ნაკლოვანებებიც;

4. მისაბმელი სსმ-ით მუშაობისას, მცენარეთა მოვლითი სამუშაოების შესრულებისას, სსმ-ის სამუშაო ორგანოებზე მოქმედი ცვლადი ფაქტორებით ირღვევა სსმ-ის შერჩეული მიმართულებით მოძრაობა, რომლის დაბრუნება საწყის მდგომარეობაში გართულებულია, განსაკუთრებით ვიწროზოლიან ნათესებში. შედარებით უკეთეს პირობებში მუშაობს ნახევრად საკიდი სსმ;

5. მიმოხილვაში განხილული მიმართულებები, რომელთა მიზანია სასოფლო-სამეურნეო აგრეგატის მოძრაობის მდგრადობის გაუმჯობესება ძალზე მრავალფეროვანი და რთულია, როგორც კონსტრუქციულად, ისე პრინციპულად. ამასთან არ ხორციელდება სრულფასოვნად დასახული მიზნის მიღწევა;

6. არსებული ლიტერატურული წყაროების ანალიზით ირკვევა, რომ აგრეგატზე მოქმედი ცვლადი ფაქტორების მოქმედებით ირღვევა აგრეგატის შერჩეული მიმართულებით მოძრაობა, რომლის აღდგენისათვის (ე. ი. აგრეგატის-ტრაქტორისა და სსმ-ის დაბუნება წინასწარ შერჩეულ მიმართულებაში), სსმ-ის მანევრირება ტექნოლოგიური პროცესის შესრულებისას ნაკლებადაა დღემდე შესწავლილი.

თ ა ვ ი II

ტრაქტორის საკიდი ჰიდრომექანიკური სისტემის დამუშავება.

2.1. თვლიანი ტრაქტორის საკიდი

სისტემის დამუშავება.

პირველ თავში გაკეთებული ლიტერატურული წყაროების ანალიზით ირკვევა, რომ სასოფლო სამეურნეო აგრეგატის საექსპლუატაციო მაჩვენებლების გაუმჯობესებისათვის ცნობილი აღნიშნული მიმართულებებიდან ყველაზე ხელმისაწვდომი, შესრულების თვალსაზრისით, მცირე ლითონშემცველობით და დანახარჯებით ხასიათდება ისეთი სამეცნიერო სამუშაოები, როგორცაა საკიდი სისტემის დამუშავება და გამკვლევა. ავტორები [11, 18, 21, 22, 23, 120, 121, 129] აგრეგატის მუშაობის საექსპლუატაციო მაჩვენებლის გაუმჯობესებას ტრაქტორის და სსმ-ის კავშირის მექანიზმის მოდიფიკაციით აღწევენ.

აღნიშნულიდან გამომდინარე, აგრეგატის საექსპლუატაციო მაჩვენებლების გაუმჯობესების მიზნით, ჩვენს მიერ დამუშავდა საკიდი მექანიზმი თვლიანი ტრაქტორისათვის, რომელიც აღჭურვილია მართვის ჰიდროგამაძლიერებელი სისტემით, სახელწოდებით: “სატრაქტორო აგრეგატი” (იხ. საქ. პატენტი №P246Bდანართი №14) [130] და “ტრაქტორის საკიდი სისტემა”, (იხ. საქართველოს პატენტი №3550 დანართი №15) [131], რომლებიც შესაძლებლობას იძლევიან ტრაქტორის მანევრირების სინქრონულად და იმავე მიმართულებით განვახორციელოთ სსმ-ის მანევრირება-შემობრუნება ტრაქტორის მიმართ, რაც შესაძლებლობას მოგვცემს:

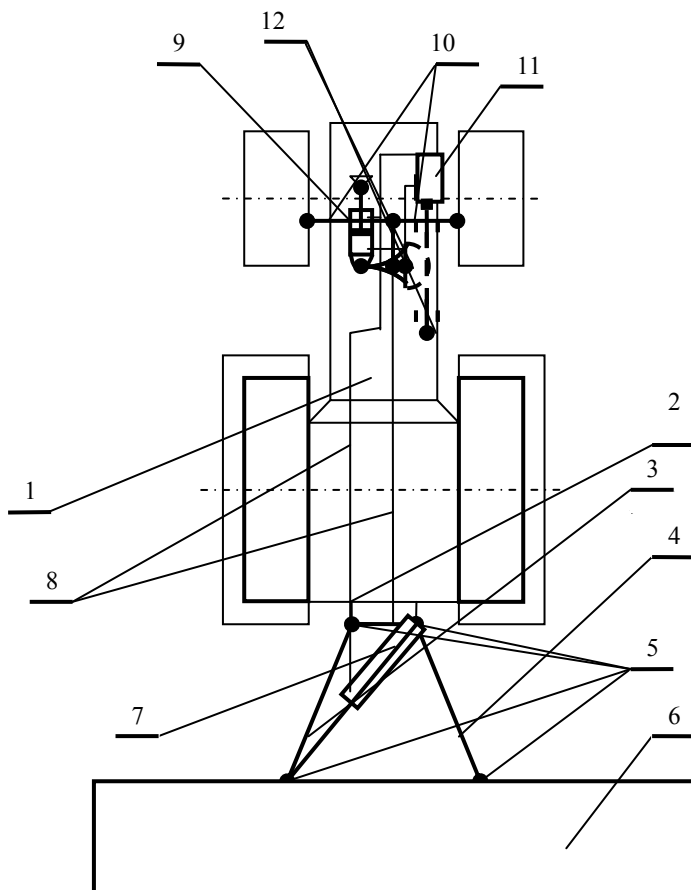
1. გააუმჯობესებს სსმ-ის მიერ შესრულებული სამუშაოს ხარისხს;
2. შეამცირებს რიგთაშორის ნიადაგის დამუშავებისას მცენარეთა მოჭრისა და დაზიანების რაოდენობას;
3. გააუმჯობესებს სსმ-ის სამუშაო ორგანოების მუშაობის პირობებს;
4. შეამცირებს, როგორც სსმ-ის მიერ ისე მთლიანად აგრეგატის მიერ განვლილ მანძილს და აქედან გამომდინარე შემცირდება ერთეულ სამუშაოს შესრულებაზე დახარჯული საწვავის კუთრი რაოდენობა;
5. შემცირდება სსმ-ის კუთრი წინააღმდეგობის ძალა და შესაბამისად ტრაქტორის წამყვანი თვლების ბუქსაობა.

2.2. ტრაქტორის მართვისა და საკიდი სისტემის

ჰიდრაულიკური სისტემის დამუშავება

ტრაქტორის მართვისა და საკიდი სისტემის ჰიდრავლიკური სისტემა შედგება თვლიანი ტრაქტორისაგან 1 (იხ. ნახ. 2.2.1), რომელიც აღჭურვილია მართვის ჰიდროგამაძლიერებელი სისტემით. ტრაქტორის ჩარჩოსთან 2 ზედა 3 (სქემაზე ნაჩვენები არ არის) და ქვედა 4 გრძივი წევებით მათი სახსრული მექანიზმების 5 საშუალებით შეერთებულია საკიდი სსმ 6. ტრაქტორის 1 ჩარჩოზე 2 (ან ტრაქტორის ქვედა წევაზე 4 ტრაქტორთან ახლოს) სახსრულად დამაგრებულია ორმხრივი ქმედების ჰიდროცილინდრი 7, რომელიც წარმოადგენს ტრაქტორის 1 საკიდი სისტემის 3, 4 ირიბანას (გამბრჯენს).

ჰიდროცილინდრის 7 ორივე სამუშაო მოცულობა მაღალი წნევის დრეკადი მილით (შლანგებით) 8 დაკავშირებულია, ტრაქტორის 1 მართვის ჰიდროგამაძლიერებელი სისტემის ჰიდროცილინდრთან 9 მიერთებულ მაღალი წნევის მილაკებთან 10. ეს უკანასკნელები თავის მხრივ დაკავშირებულია ტრაქტორის 1 მართვის სისტემის სამპოზიციან



ნახ. 2.2.1. სატრაქტორო აგრეგატის სქემა ჰიდრავლიკური გამბრჯენით

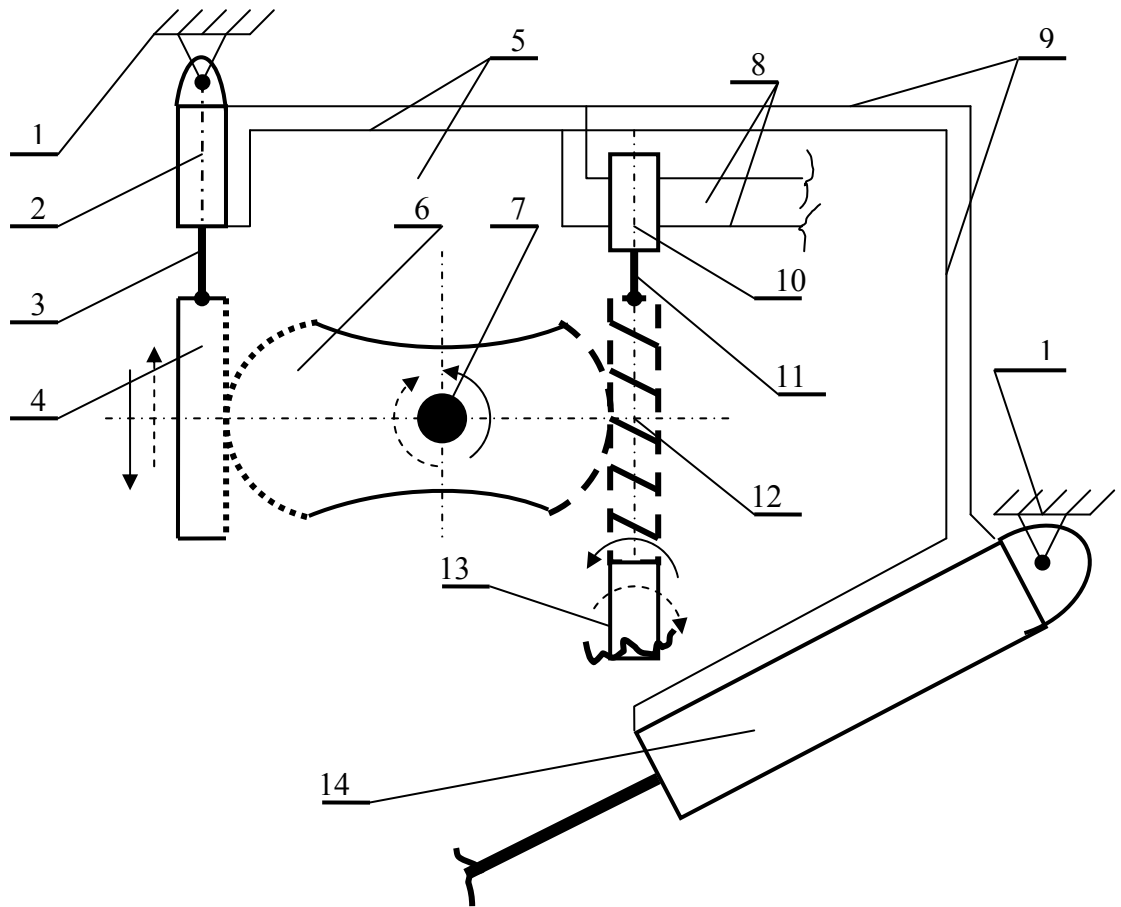
1. ტრაქტორი, 2. ტრაქტორზე საკიდი სისტემის შეერთების ადგილი, 3, 4, ტრაქტორის ქვედა წევები, 5. ტრაქტორის ქვედა წევების სახსრული შეერთებები, 6. სსმ, 7. ჰიდრავლიკური გამბრჯენი, 8. მაღალი წნევის მილგამტარები, 9. ტრაქტორის მართვის ჰიდროგამაძლიერებლის ამძრავი, 10. მიმმართველი თვლების წევები, 11. სამპოზიციანი გამანაწილებელი.

გამანაწილებელთან 11. გამანაწილებლის 11 ყვინთა დაკავშირებულია ტრაქტორის მართვის (საჭის) მექანიკურ სისტემასთან 12.

აგრეგატის მუშაობის დროს ტრაქტორზე და სსმ-ზე მოქმედი ცვლადი ფაქტორებით გამოწვეული შეშფოთებები არღვევენ აგრეგატის მოძრაობის მიმართულებას. ტრაქტორისტი ამას შეამჩნევს ვიზუალურად და იგი მოქმედებს საჭის მექანიზმზე 12, (იხ. სურ. 2.2.2), რითაც ცდილობს ტრაქტორის მანევრირებით დააბრუნოს აგრეგატი თავდაპირველად შერჩეულ მიმართულებით მოძრაობაში. ამ დროს ტრაქტორისტი საჭის მექანიზმზე 12 (ტრაქტორის მართვის მექანიკური სისტემით) უშუალოდ ზემოქმედებს სამ პოზიციან გამანაწილებლის მკვეთარაზე 10, რითაც ტრაქტორის მართვის ჰიდროგამაძლიერებელი ცილინდრის 2 საშუალებით შემობრუნდება კბილანებიანი სექტორი 6, ამასთან ერთად შლიცებიანი ვერტიკალური ღერძი 7 და მხრეულა (ნახაზზე არაა მითითებული), რომელიც სახსრულად დაკავშირებულია მიმმართველი თვლების წევებთან. ხორციელდება მიმმართველი თვლების შემობრუნება ტრაქტორის ჩარჩოს მიმართ და ტრაქტორი შეიცვლის სასურველი მიმართულებით მოძრაობის კურსს.

რადგან ტრაქტორის მართვის ჰიდროგამაძლიერებელ სისტემასთან (2, 3 4, 5, 6, 8 და 10) (იხ. სურ. 2.2.2) პარალელულად მიერთებულია ტრაქტორის საკიდი სისტემის გამბრჯენის ფუნქციის შემსრულებელი ჰიდროცილინდრი 7 (იხ. სურ. 2.2.1), ამიტომ ტრაქტორის 1 მიმმართველი თვლების პარალელულად შემობრუნდება სსმ 6 ტრაქტორის 1 მიმართ, წევების 3, 4 სახსრული ჩამაგრების 5 წერტილებში იმავე მიმართულებით, რა მიმართულებითაც შემობრუნდა ტრაქტორის მიმმართველი თვლები, როდესაც ტრაქტორის მიმმართველი თვლები დაიკავებს საჭის თვლის შემობრუნების შესაბამის α კუთხეს, ჰიდროგამაძლიერებლის მკვეთარაზე შეწყდება საჭის ლილვის ღერძის ზემოქმედება და ჰიდროგამანაწილებელი გადავა

ნეიტრალურ მდგომარეობაში. ამ დროს სსმ ტრაქტორის მიმართ შემობრუნდება β კუთხით.



სურ. 2.2.2. ტრაქტორის მართვის და საკიდი სისტემის

ჰიდრომექანიკური სისტემის პრინციპული სქემა.

1. ტრაქტორის ჩარჩო, 2. ჰიდროცილინდრი, 3. ჰიდროცილინდრის ჭოკი, 4. კბილანებიანი ლარტყა, 5-8. მაღალი წნევის მილგამტარები, 6. კბილანებიანი სექტორი, 7. ტრაქტორის მართვის ვერტიკალური შლიცებიანი ლილვი, 9. ტრაქტორის საკიდი მექანიზმის ჰიდროცილინდრთან შემაერთებელი მაღალი წნევის მილგამტარები, 10. ჰიდროგამანაწილებელი, 11. ჰიდროგამანაწილებლის მკვეთარა. 12. საჭის მექანიზმის ჭია კბილანა, 13. საჭის მექანიზმის ლილვი.

ტრაქტორის მიმმართველი თვლების შემობრუნებული მდგომარეობაში დაფიქსირება გაგრძელდება მანამ, სანამ ტრაქტორისტი არ იმოქმედებს საჭის თვალზე. ასევე შენარჩუნდება სსმ-ის მდგომარეობა ტრაქტორის მიმართ.

სსმ-ის შემობრუნება β კუთხით ტრაქტორის მანევრირების მიმართულებით, აადვილებს მთლიანად აგრეგატის მანევრირებას, რადგან ტრაქტორის მანევრირებისას აგრეგატი უნდა შემობრუნდეს ტრაქტორის ბრუნვის წერტილის ე.ი. ტრაქტორის წამყვანი და მიმმართველი თვლების ღერძების გადაკვეთის მყისიერი წერტილის მიმართ. ტრაქტორის ბოლო ნაწილი დაცილებულია რა ტრაქტორის უკანა ხიდიდან, ავტომატურად გადაადგილდება ტრაქტორის მანევრირების საწინააღმდეგო მიმართულებით, რაც სსმ-ის გვერდით გადაადგილებას მოახდენს. ეს კი წარმოქმნის დიდ წინაღობის ძალებს, რის გამოც არსებული საკიდი სისტემებით მუშაობის პროცესში, წარმოიშობა მთელი რიგი წინააღმდეგობები:

1. იზრდება სსმ-ის სამუშაო ორგანოებზე გვერდითი დატვირთვები, რაც თავის მხრივ მიზეზი ხდება მათი ნაწილების დეფორმაციების და გატეხვის;
2. იზრდება აგრეგატის მანევრირებისათვის საჭირო დრო და მანძილი;
3. უარესდება შესრულებული ტექნოლოგიური პროცესის ხარისხი;
4. კულტურულ მცენარეთა რიგთა შორის დამუშავებისას იზრდება რიგში მდგომი მცენარეების დაზიანებისა და მოჭრის ალბათობა;
5. იზრდება ტრაქტორის თვლებზე მოსული გვერდითი დატვირთვები, რაც ამცირებს მათ ექსპლუატაციის პერიოდს;
6. აგრეგატის მანევრირებისას იზრდება მისი მოძრაობის წინააღმდეგობის ძალა, რაც თავის მხრივ ზრდის საჭირო საწვავის ხარჯს.

ჩვენს მიერ დამუშავებული საკიდი მექანიზმით მუშაობის დროს კი სსმ ჰიდროცილინდრის მოქმედებით, მიმმართველი თვლების მანევრირების დაწყებისთანავე შემობრუნდება ტრაქტორის მიმართ მანევრირების მიმართულებით, რაც ერთის მხრივ აუმჯობესებს ტრაქტორის და სსმ-ის კვანძების და დეტალების მუშაობის პროცესს, მეორეს მხრივ უმჯობესდება ტექნოლოგიური პროცესის ხარისხობრივი და ყველა ის მაჩვენებლები, რაზედაც ზემოთ იყო მითითებული.

აგრარული უნივერსიტეტის მოსავლის აღების და ფერმების მექანიზაციის კათედრაზე დამუშავდა და დამზადდა სურ. 2.2.1 სქემის მიხედვით ექსპერიმენტული ნიმუში, რომლის წინასწარი ლაბორატორიული ცდების

ჩატარების დროს გამოვლინდა, რომ ტრაქტორის საჭის თვლის შემობრუნებისას ტრაქტორის მართვის ჰიდროგამაძლიერებელ სისტემას, მოქმედებაში მოჰყავს ჯერ ის ჰიდრო სისტემა (ჰიდროცილინდრი), რომლის გადაადგილებასაც ნაკლები წინააღმდეგობა აქვს, უფრო სწორად, რომლის სამუშაო კამერაშიც ნაკლები წნევა იქნება საჭირო ჭოკის გადასადგილებლად.

1. დავუშვათ, ტრაქტორის მიმმართველი თვლების შემობრუნებას მეტი წინააღმდეგობა აქვს, ცხადია, მის ჰიდროცილინდრში მეტი წნევის განვითარებაა საჭირო, ვიდრე საკიდი მექანიზმის გამბრჯენის ფუნქციის მქონე ჰიდროცილინდრში (მაგალითად სსმ-ის სატრანსპორტო მდგომარეობაში), მაშინ ტრაქტორის საჭის თვლის შემობრუნებით, ჯერ შემობრუნდება სსმ ტრაქტორის მიმართ, თავისი შესაძლებლობის მაქსიმალურ სიდიდეზე და შემდეგ დაიწყებს მიმმართველი თვლები მანევრირებას.

2. იმ შემთხვევაში, როდესაც აგრეგატის მანევრირებისას, სსმ-ის შემობრუნების წინააღმდეგობა დიდია, ტრაქტორის მიმმართველი თვლების შემობრუნების წინააღმდეგობაზე, (რაც პრაქტიკულად ხდება სამუშაო პროცესების შესრულებისას,) მაშინ საჭის მექანიზმის შემობრუნებაზე რეაგირებას ახდენს ჯერ მიმმართველი თვლები და როცა ის მიაღწევს საჭის თვლის შემობრუნების შესაბამის სიდიდეს, მკვეთარა გადადის ნეიტრალურ მდგომარეობაში. ამ დროს სსმ რჩება ტრაქტორის მიმართ იმავე მდგომარეობაში, რაც ეკავა მანამდე ტრაქტორის მიმართ. ეს იგივეა, რომ აგრეგატმა იმუშაოს არსებული საკიდი სისტემით დაჭიმული გამბრჯენებით.

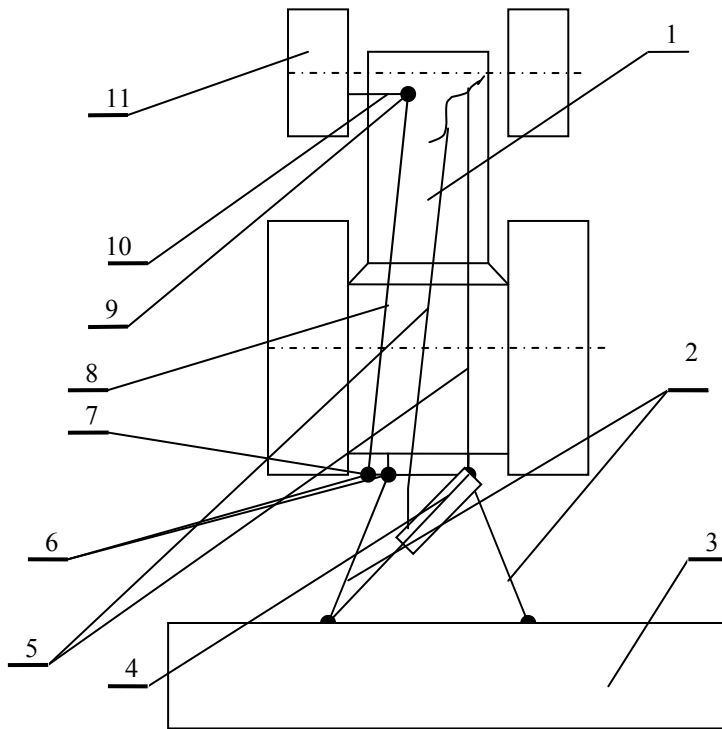
იმ შემთხვევაში, როდესაც აგრეგატის მუშაობისას, მისი მანევრირებისას, როგორც ტრაქტორის მიმმართველ თვლებზე, ისე სსმ-ზე, მოქმედებს ერთნაირი სიდიდის წინააღმდეგობები (ე.ი. ტრაქტორის მართვისა და საკიდ ჰიდრავლიკურ სისტემებში ვითარდება თანაბარი სიდიდის წნევები), რის ალბათობაც ძალზე მცირეა, მითუმეტეს სასოფლო-სამეურნეო სამუშაოების შესრულებისას, მაშინ ერთდროულად მოხდებოდა ტრაქტორის მიმმართველი თვლების და საკიდი სისტემის მანევრირება.

2.3. ტრაქტორის მართვისა და საკიდი სისტემის

ჰიდრომექანიკური სისტემების სრულყოფა

წინა პარაგრაფში აღნიშნული ნაკლის აღმოფხვრის მიზნით, ჩვენს მიერ დამუშავებული იქნა ტრაქტორის საკიდი ჰიდრომექანიკური სისტემა. იგი შეიცავს ჩვენს მიერ დამუშავებულ საკიდ ჰიდრავლიკურ სისტემას და ტრაქტორის მიმმართველი ერთ-ერთი თვალი მექანიკურად (სახსრულად შეერთებული ძელებით) დაკავშირებულია ტრაქტორის საკიდ სისტემასთან (ერთ-ერთ ქვედა წევასთან) (იხ. სურ. 2.3.1).

ტრაქტორის მანევრირებისათვის მიმმართველ თვალს საჭის მექანიზმით ვაბრუნებთ სასურველი მიმართულებით, რაც თავისთავად იწვევს მის მორგვზე უძრავად მიმაგრებული ძელის შემობრუნებას, ეს კი თავის მხრივ გრძივი ძელის საშუალებით იწვევს ტრაქტორის საკიდი მექანიზმის და მასთან ერთად სსმ-ის შემობრუნებას ტრაქტორის მიმართ. როდესაც მიმმართველი თვალი შემობრუნდება საჭის მექანიზმის შემობრუნების შესაბამის კუთხეზე, ზემოთ აღწერილის შესაბამისად სამპოზიციანი გამანაწილებელი გადაირთვება ნეიტრალურ მდგომარეობაში. ტრაქტორის მანევრირება ასეთი მექანიზმით გაადვილებულია, რადგან სსმ თავად ბრუნავს ტრაქტორის მიმართ და მასზე დამაგრებული სამუშაო ორგანოები არ ეწინააღმდეგება ტრაქტორის მანევრირებას, პირიქით თუ ტრაქტორის მანევრირებისას წარმოიშობა დიდი წინააღმდეგობა, გამბრჯენის სახით შესრულებული ჰიდროცილინდრი და საკიდ და მართვის სისტემებს შორის მექანიკური კავშირის საშუალებით, იგი ცდილობს დაეხმაროს ტრაქტორის მიმმართველ თვლებს მანევრირებაში.



სურ. 2.3.1. ტრაქტორის მართვისა და საკიდი სისტემების მექანიკური კავშირის პრინციპული სქემა

1. ტრაქტორი, 2. ტრაქტორის ქვედა წევები, 3. სსმ., 4. საკიდი სისტემის გამბრჯენების ფუნქციის შემსრულებელი და ტრაქტორის მართვის ჰიდროსისტემასთან დაკავშირებული ჰიდროცილინდრი, 5. ტრაქტორის მართვის ჰიდროსისტემასთან შემაერთებული მაღალი წნევის დრეკადი მილები, 6. ტრაქტორის ქვედა წევაზე უძრავად მიერთებული ძელი, 7-9. ძელების სახსრული შეერთებები, 8. გრძივი ძელი, 10. მიმმართველი თვალის მორგვზე უძრავად მიმაგრებული ძელი, 11. მიმმართველი თვალი.

ტრაქტორის მიმმართველი თვლების შემობრუნებასა და სსმ-ის ტრაქტორის მიმართ შემობრუნების კუთხეებს შორის დამოკიდებულებას განსაზღვრავს ძელების (6 და 10) სიგრძეებს შორის თანაფარდობა, რაზედაც შემდგომ თავებში იქნება მსჯელობა.

დასკვნები II თავზე

- დამუშავებულია ტრაქტორის ახალი საკიდი მექანიზმის ჰიდრომექანიკური სისტემა, რაზედაც გაცემულია პატენტები №P2456, № 3550;

- გაანალიზებულია ტრაქტორის მართვისა და საკიდი ჰიდრომექანიკური სისტემების ერთობლივი მუშაობა.

თ ა ვ ი III

ტრაქტორისა და სსმ-ის მართვის ჰიდრომექანიკური სისტემების მუშაობის ანალიზი

3.1. ტრაქტორის მართვის ჰიდროგამაძლიერებელი

სისტემის მუშაობის ანალიზი

ლიტერატურული წყაროების [1, 2, 3, 4 და სხვა] ანალიზით ირკვევა, რომ მართვის სისტემების სახეები სხვადასხვაა: ავტომატური, ნახევრად ავტომატური და ხელით მართვა. სასოფლო-სამეურნეო სამუშაოების შესრულებისას ძირითადად გამოყენებულია ხელით მართვა, მიუხედავად იმისა, რომ ხელით მართვის დროს: დიდია შრომის ხარჯი, მცირდება მანქანის მწარმოებლობა და მისი მუშაობის ხანგამძლეობა.

სასოფლო-სამეურნეო სამუშაოების შესრულებისას, ხელით მართვის ძირითადი მიზეზებია:

1. სასოფლო-სამეურნეო სამუშაოების გაბნევა დიდ და არაკანონზომიერად ცვლად სივრცეში;

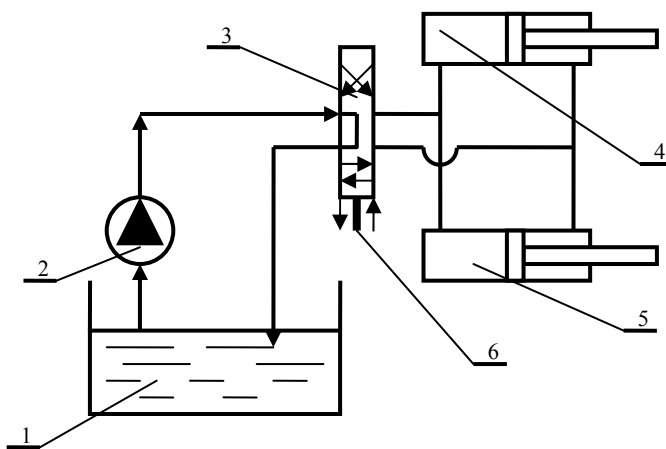
2. მანქანაზე და მთლიანად აგრეგატზე მოქმედ არაკანონ-ზომიერად ცვლად ფაქტორთა სიმრავლე, რომლებიც სისტემატიურად იწვევენ მანქანაზე და მთლიანად აგრეგატზე მოქმედ შემფოთებას და არღვევენ აგრეგატის მოძრაობის მიმართულებას.

ჩვენს წინაშე დასმული ამოცანის დროს ისეთი სასოფლო-სამეურნეო სამუშაოების შესრულებისას, როგორცაა: თესვა, კარტოფილის დარგვა, კულტივაცია, ნიადაგის ზედაპირული გაფხვიერება, მცენარეთა ვეგეტაციის პერიოდში მათი მოვლითი სამუშაოები, მცენარეთა შორის რიგების დამუშავება, მიწის მიყრა და ა.შ., როგორც სსმ-ზე, ისე მთლიანად აგრეგატზე, მოქმედებს რა სხვადასხვა ხასიათისა და სიდიდის შემფოთებები, ირღვევა, როგორც სსმ-ის, ისე აგრეგატის შერჩეული მიმართულებით მოძრაობა, რომელსაც ვიზუალურად აღიქვავს ტრაქტორისტი და იღებს რა გადაწყვეტილებას მოძრაობის მიმართულების აღდგენაზე, იგი ზემოქმედებას ახდენს საჭის მექანიზმზე.

მძიმე ტრაქტორის მანევრირება მხოლოდ ტრაქტორისტის საჭეზე ზემოქმედებით, კარგ საგზაო პირობებშიც კი, ტრაქტორისტისაგან მოითხოვს დიდ ფიზიკურ დატვირთვას, რაც შეუძლებელს გახდება ტრაქტორისტის მუშაობას. ამიტომ მძიმე ტრაქტორებში - 1,4 ტ. ძალის წევის ტრაქტორის მართვის სისტემაში ჩადგმულია საჭის მექანიზმის გამამლიერებელი ჰიდრომექანიკური სისტემა, რომელშიც ტრაქტორისტს მხოლოდ ჰიდროგამანაწილებლის მკვეთარის გადაადგილება უხდება, რათა მართოს მიმართველი თვლები და დააბრუნოს ტრაქტორი შერჩეული მიმართულებით მოძრაობაში.

ჩვენს წინაშე დასმული ამოცანის გადაწყვეტისათვის, კი ტრაქტორის ჰიდრომექანიკური სისტემა დაკავშირებულია საკიდი სისტემის ჰიდრომექანიკურ სისტემასთან ისე, რომ ტრაქტორისტი ერთდროულად მოქმედებს ტრაქტორის მართვისა და საკიდ ჰიდრომექანიკურ სისტემებზე, რომლის ჰიდრავლიკური სისტემის პრინციპული სქემა ნაჩვენებია ქვემოთ (იხ. სურ. 3.1.1).

ტრაქტორისტის ზემოქმედება საჭის მექანიზმზე სხვადასხვა რეაგირებას ახდენს ტრაქტორის მართვისა და საკიდი სისტემის ჰიდროგამამლიერებელ სისტემაზე. კერძოდ, თუ საკიდი სისტემის ჰიდრომექანიკური სისტემა დამატებით მექანიკურად არაა დაკავშირებული მართვის ჰიდრომექანიკურ სისტემასთან (იხ. სურ. 2.2.1), მაშინ ტრაქტორისტის მიერ საჭის თვლის შემობრუნებაზე (მართვის ჰიდროგამამლიერებელი სისტემის გამანაწილებლის მკვეთარის გადაადგილებაზე), რეაგირებას გააკეთებს ჯერ ის



სურ. 3.1.1. ტრაქტორის მართვისა და საკიდი მექანიზმის, ჰიდრომექანიკური კავშირის, ჰიდრავლიკური სისტემის პრინციპული სქემა.

1. ზეთის ავზი, 2. ზეთის ტუმბო, 3. სამპოზიციანი გამანაწილებელი, 4. ტრაქტორის მართვის ჰიდროგამაძლიერებელი სისტემის ჰიდროცილინდრი, 5. ტრაქტორის საკიდი მექანიზმის ჰიდროცილინდრი, 6. სამპოზიციანი გამანაწილებელის მკვეთარა.

ჰიდრომექანიკური სისტემა, რომლის ჰიდროცილინდრშიც ნაკლები იქნება დგუშის გადაადგილებისათვის საჭირო ზეთის წნევა.

ასეთ შემთხვევაში აგრეგატის მანევრირების მთლიანი პერიოდი შეიძლება დავყოთ ოთხ ფაზად:

I ფაზა - ტრაქტორისტი საჭის მექანიზმით დაიწყებს რა გამანაწილებლის მკვეთარის გადაადგილებით რკალური ხვრეტის გაღებას, მასზე რეაგირებას გააკეთებს ტრაქტორის საკიდი სისტემის ჰიდრომექანიკური სისტემა, თუ სსმ სატრანსპორტო მდგომარეობაშია, ამ დროს მისი შემობრუნების წინააღმდეგობის მომენტი მცირეა. აღნიშნული პროცესი გრძელდება, მანამ სსმ არ დაიკავებს ტრაქტორის მიმართ უკიდურეს მდებარეობას, მანევრირების მხარეს ტრაქტორის მიმართ.

II ფაზა - ზემოთ აღნიშნული მოვლენის შემდეგ მკვეთარას მდებარეობაზე რეაგირებას აკეთებს ტრაქტორის მართვის ჰიდრომექანიკური სისტემა და იცვლება ტრაქტორის მიმართველი თვლების მდებარეობა და შესაბამისად ტრაქტორის მოძრაობის ტრაექტორიაც, ე. ი. თანდათან მცირდება ტრაქტორის მობრუნების რადიუსი.

III ფაზა - ტრაქტორისტს დაფიქსირებული აქვს საჭის მექანიზმი, ამ დროს მკვეთარა გადასულია ნეიტრალურ მდგომარეობაში და ტრაქტორი მოძრაობს მიმართველი თვლების α კუთხის შესაბამისი (მეტ ნაკლებად) შემობრუნებული მუდმივი რადიუსის მქონე რკალზე.

IV ფაზა - ტრაქტორისტი საჭის მექანიზმით ცდილობს ტრაქტორი (შესაბამისად აგრეგატი) დააბრუნოს შერჩეული მიმართულებით სწორხაზოვან მოძრაობაში, რისთვისაც მკვეთარას აყენებს საწინააღმდეგო მდგომარეობაში. ამ შემთხვევაშიც, მკვეთარის მიერ რკალური ჭრილის გაღებაზე, რეაგირებას აკეთებს ჯერ საკიდი სისტემის ჰიდრომექანიკური კავშირი, რომელიც ზემოთ აღწერილის ანალოგიურად იკავებს ტრაქტორის მიმართ უკანასკნელ მდგომარეობას, (ე. ი. გადაადგილდება ტრაქტორის საწინააღმდეგო მხარეს), რომლის შემდეგ მართვის ჰიდრომექანიკური

სისტემით ხდება მიმმართველი თვლების შემობრუნება საპირისპირო მხარეს, ნეიტრალური მდგომარეობამდე.

აღწერილიდან ნათლად ჩანს, რომ აგრეგატი IV ფაზის დამთავრების შემდეგ, თუ იგი გააგრძელებს სწორხაზოვან მოძრაობას, მაშინ ტრაქტორის საკიდი სისტემის ჰიდრომექანიკური სისტემა დარჩება ტრაქტორის მიმართველი თვლების საბოლოო მანევრირების მხარეს უკიდურეს მდგომარეობაში, რაც ცხადია, მოძრაობის დროს შექმნის მთელ რიგ უხერხულობებს.

თუ სსმ მუშაობს და სამუშაო პროცესის დროს გვიხდება საჭის მექანიზმზე ზემოქმედება, მაშინ ანალოგიურად ზემოთ აღწერილისა მოხდება ჰიდრომექანიკური სისტემის მოქმედება, თუ სსმ-ის შემობრუნების წინააღმდეგობის მომენტი მართვის ჰიდრომექანიკურ სისტემაში მოითხოვს მცირე წნევას, ამ შემთხვევაში, ტექნოლოგიური პროცესის შესრულებისას სსმ-ის შემობრუნების მომენტი დიდია, მაშინ მის შესაბამისად გაიზრდება საკიდ ჰიდროგამაძლიერებელი სისტემის ჰიდროცილინდრში 5 დგუმის გადაადგილებისათვის საჭირო წნევა. ამიტომ მკვეთარას მდგომარეობაზე რეაგირებას გააკეთებს მართვის ჰიდრომექანიკური სისტემა, რადგან ამ რეაგირების დასრულებისთანავე მკვეთარა კვლავ ნეიტრალურ მდგომარეობაში გადავა. საკიდი ჰიდრომექანიკური სისტემა დარჩება პირვანდელ მდგომარეობაში, თუ სხვა დამატებითმა შემფოთებებმა არ გამოიყვანეს ამ მდგომარეობიდან.

დავუშვათ, რომ სსმ-ის შემობრუნების წინააღმდეგობის მომენტი ისეთი სიდიდისაა, რომლის დროსაც, როგორც მართვის, ისე საკიდი ჰიდროგამაძლიერებელი სისტემის ცილინდრებში დგუმების გადაადგილებისათვის საჭირო წნევები ერთი და იგივე სიდიდისაა, მაშინ ცხადია ეს ორივე სისტემა იმუშავებს ურთიერთ შეთანხმებულად თანაბარი კუთხური სიჩქარეებით, მაგრამ ამ დაშვების ალბათობა იმდენად მცირე დროის მანძილზე შეიძლება გრძელდებოდეს, რომ ჰიდრომექანიკურმა სისტემებმა ერთდროულად რეაგირება ვერც მოასწრონ.

თუ ზემოთ აღწერილ მოვლენებს გავანალიზებთ, ნათლად დავინახავთ, რომ სურ. 2.2.1-ზე წარმოდგენილი მართვისა და საკიდი ჰიდრავლიკური სისტემები, დადებით მოვლენებთან ერთად ხასიათდება უარყოფითი თვისებებით, რაც გათვალისწინებული და გადაწყვეტილია 2.3 პარაგრაფში. სადაც ერთმანეთთან

დაკავშირებულები არიან მექანიკურად ხისტი ძელებითა და მათ შორის განხორციელებული სახსრული შეერთებების გამოყენებით (იხ. სურ. 2.3.1).

მითითებული პრინციპული სქემის მქონე აგრეგატის მანევრირების პროცესი, მიუხედავად იმისა, სსმ სატრანსპორტო, თუ სამუშაო მდგომარეობაშია, შეგვიძლია დავყოთ სამ ფაზად:

I ფაზა - მკვეთარის გადაადგილებისას გამანაწილებლის 3 გავლით ზეთის წნევა ეცდება გადაადგილოს 4 და 5 ცილინდრებში ის დეგუში, რომლის გადაადგილებასაც მცირე წნევა ესაჭიროება, მაგრამ თვით ამ დეგუშის გადაადგილებას ეწინააღმდეგება ტრაქტორის მართვის და საკიდი სისტემას შორის განხორციელებული მექანიკური კავშირი. იგი აიძულებს ორივე ჰიდროსისტემას იმუშაონ იმ შეთანხმებით, რომელსაც კარნახობს მექანიკური კავშირი. ე.ი. ის ჭარბი მბრუნე მომენტი, რომელიც ამა, თუ იმ ჰიდრომექანიკურ სისტემებში მიიღება, ერთიდან მეორეს ან პირიქით გადაეცემა, მათი მექანიკური კავშირის (ხისტი ძელებისა და სახსრების) საშუალებით. ამიტომ ამ ფაზაში როგორც იცვლება მართვის ჰიდრომექანიკური სისტემის მდგომარეობა, მის შესაბამისად იცვლება საკიდი ჰიდრომექანიკური სისტემის მდგომარეობა, ე. ი. ადგილი აქვს შემდეგ დამოკიდებულებას:

$$\frac{d \alpha}{dt} = \mu \frac{d \varphi}{dt}, \quad (3.1.1)$$

სადაც α - არის ტრაქტორის მიმმართველი თვლების

შემობრუნების კუთხე, რად.,

μ - მუდმივი კოეფიციენტი;

φ - ქვედა წევას შემობრუნების კუთხე, რად..

მოცემულ სქემაში μ კოეფიციენტის მნიშვნელობა დამოკიდებულია, მიმმართველი თვლის მორგვზე და ქვედა გრძივ წევაზე მიმაგრებული კრონშტეინების სიგრძეების თანაფარდობაზე.

II ფაზის დროს ფიქსირებულია მიმმართველი თვლები და საკიდი სისტემა და აგრეგატი მოძრაობს მუდმივი რადიუსის მქონე რკალზე.

III ფაზის დროს საჭის მექანიზმით გადაადგილდება მკვეთარა საპირისპირო მხარეს, რომლის დროსაც როგორც მართვის, ისე საკიდი ჰიდრომექანიკური

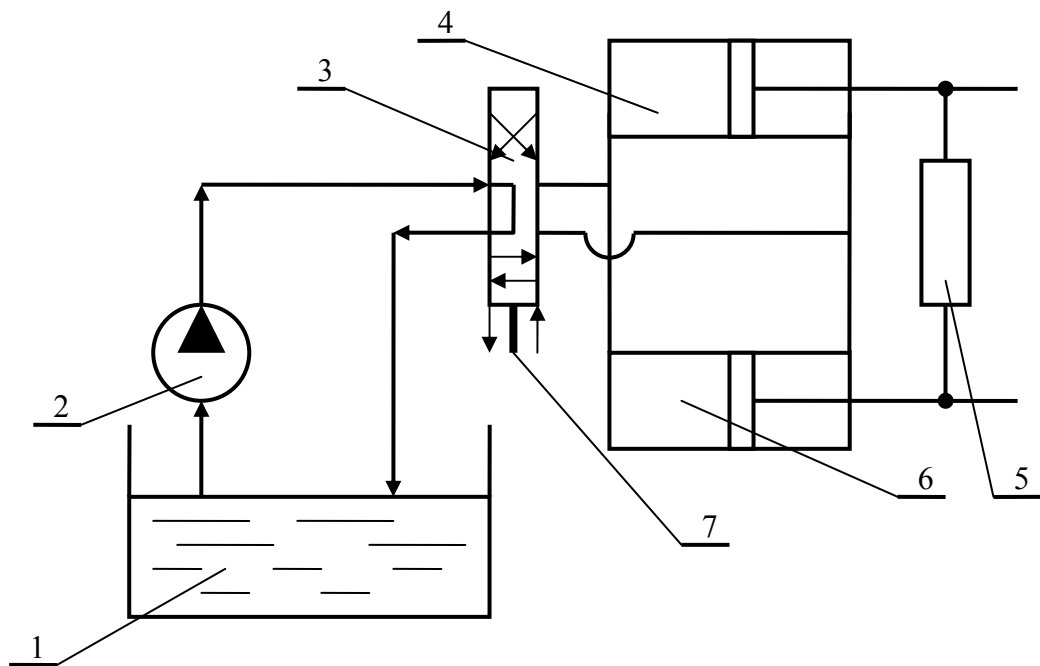
სისტემები ამუშავდებიან საპირისპირო მიმართულებით და ამავე დროს აკმაყოფილებენ (3.1.1) ტოლობის პირობებს. ამასთან:

$$\text{როცა } \alpha = 0, \text{ მაშინ } \varphi = 0; \text{ თუ } |\alpha| = |\alpha_{\max}| \text{ მაშინ } |\varphi| = |\varphi_{\max}|.$$

3.2. ჰიდრომექანიკური სისტემების სტატიკური მახასიათებლების განსაზღვრა

ჰიდრომექანიკური სისტემების ნორმალური მუშაობა ნაკარნახევია მიმდინარე ტექნოლოგიური პროცესის რეჟიმებით, ტექნოლოგიური პროცესის მიერ წამოყენებული აგროტექნიკური მოთხოვნებითა და ტრანსპორტირების დროს გზებზე სატრანსპორტო საშუალებების მოძრაობის წესებით.

წინა (3.1) პარაგრაფში განხილული ჰიდრომექანიკური სისტემები, რომელიც დააკმაყოფილებს, როგორც აგროტექნიკურ, ისე საგზაო წესებით გათვალისწინებულ პირობებს, შეიძლება წარმოვადგინოთ შემდეგი სქემის მიხედვით (იხ. სურ. 3.2.1), იგი რეალიზებულია ჩვენს მიერ დამუშავებულ საკიდ სისტემაში.



სურ. 3.2.1. ურთიერთკავშირის მქონე ტრაქტორის მართვისა და საკიდი

ჰიდრომექანიკური სისტემების პრინციპული სქემა.

1. ზეთის ავზი, 2. ტუმბო, 3. გამანაწილებელი, 4. ტრაქტორის მართვის სისტემის გამაძლიერებელი ჰიდროცილინდრი, 5. ჰიდრომექანიკურ სისტემებს შორის

მექანიკური კავშირი, 6. საკიდი მექანიზმის ჰიდროცილინდრი (გვერდითი გამბრჯენი), 7. მკვეთარა.

ტრაქტორებისა და სსმ-ების ჰიდრომექანიკურ სისტემებში ამძრავად ხშირად გამოყენებულია ჰიდროცილინდრები, რომლებიც ხასიათდებიან:

1. კონსტრუქციული შესრულების სიმარტივით;
2. მუშაობის საიმედოობით;
3. გამართივებული საექსპლუატაციო პირობებით;
4. ამძრავი ენერჯის მიწოდების სიმარტივით;
5. რეგულირების დიდი და უსაფრთხო შესაძლებლობით;
6. ხანგრძლივი საექსპლუატაციო პერიოდით.

წარმოდგენილ (3.2.1) სქემაზე ორმხრივი მოქმედების ჰიდროცილინდრები ცალმხრივი ჭოკითაა, რომლებიც ერთმანეთთან პარალელურადაა შეერთებული გამანაწილებლის მეშვეობით და ორივე ერთდროულად უკავშირდება ერთის მხრივ ტუმბოს, მეორეს მხრივ ზეთის ავზს. ასეთი სქემა საკმაოდ გავრცელებული და საიმედოა მუშაობაში.

ჰიდრო ამძრავების მოძრაობის სიჩქარე დამოკიდებულია ტუმბოს და მკვეთარის მიერ დროის ერთეულებში გატარებული სითხის რაოდენობაზე, ე. ი. ტუმბოს მწარმოებლობაზე. ტუმბო ამვრავში მოდის ტრაქტორის ძრავიდან და მისი ბრუნთა რიცხვის გაზრდით ან შემცირებით, შესაბამისად იზრდება ან მცირდება ტუმბოს მწარმოებლობა.

სასოფლო-სამეურნეო სამუშაოების, განსაკუთრებით მიწის სამუშაოების შესრულებისას, ტრაქტორს მოეთხოვება გარკვეული სიდიდის სიმძლავრე, ამიტომ იგი მუშაობს ძრავას მაღალ ბრუნთა რიცხვის რეჟიმში, ამ დროს ტუმბოს მწარმოებლობა საკმაოდ დიდია, რადგან (3.2.1) სქემით წარმოდგენილ ჰიდრომექანიკურ სისტემებში რეგულირებას ახორციელებენ გამანაწილებლით, ამიტომ ჰიდრომექანიკური სისტემების რეაგირების სიჩქარე დამოკიდებულია გამანაწილებლის გამტარობაზე, რომელიც აღიწერება ცნობილი ტოლობით:

$$g_g = \xi F_g \sqrt{2 P_g g / \rho} , \text{ მ}^3/\text{წმ} \quad (3.2.1)$$

სადაც ξ - გამანაწილებელში ზეთის გამტარობის

გამთვალისწინებელი კოეფიციენტი;

F_g - გამანაწილებლის რკალური ფანჯრის განივკვეთის

ფართობი, მ²;

P_g - გამანაწილებლის რკალურ ფანჯრებში შექმნილი

წნევათა სხვაობა, პა,

ρ - ჰიდროსისტემაში მოთავსებული სითხის (ზეთის)

სიმკვრივე, კგ/მ³.

ტრაქტორის, როგორც მართვის ისე საკიდი მექანიზმის ჰიდრომექანიკურ სისტემებში ამძრავი, ზემოთ აღნიშნულის თანახმად შესრულებულია ორმხრივი მოქმედების ჰიდროცილინდრის სახით ცალმხრივი ჭოკით, ამიტომ ჰიდროგამანაწილებლის ცალკეულ კამერებში გავლილი სითხეთა შორის დამოკიდებულება მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$C \theta_1' = \theta_2' \quad (3.2.2)$$

სადაც θ_1' და θ_2' არის ჰიდროამძრავის კამერებში მიწოდებული

სითხის მოცულობა; θ_2' - იმ კამერის მოცულობა

რომლებშიც, ჭოკი არაა განლაგებული, ხოლო θ_1' - იმ

კამერის მოცულობა, რომლებშიც ჭოკია განლაგებული,

მ³;

C - ჰიდროცილინდრის კამერების მუშა განივკვეთის

ფართობების შეფარდება.

C კოეფიციენტის მნიშვნელობა ზოგადი სახით განისაზღვრება ტოლობით.

$$C = \frac{R_1^2 + R_2^2}{(R_1^2 - r_1^2) + R_2^2} \quad (3.2.3)$$

სადაც R_1 და R_2 არის დგუშების რადიუსები, მ,

r_1 - ჭოკის რადიუსი, მ..

ეს იმ შემთხვევაში, როდესაც ჰიდროცილინდრის კამერები განსხვავებული კვეთებითაა დამზადებული. უმეტესად ამზადებენ და პრაქტიკაში ფართოდ გამოიყენება ჰიდროცილინდრები, რომელთა რადიუსები $R_1 = R_2 = R$. ასეთივე ჰიდროცილინდრებია გამოყენებული სასოფლო-სამეურნეო ტექნიკაში, მაშინ (3.2.3) ტოლობა მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$C = \frac{2R^2}{(R^2 - r^2) + R^2}, \quad (3.2.4)$$

ცხადია C – კოეფიციენტის მნიშვნელობა ყოველთვის მეტია ერთზე, რადგან r ჰიდროცილინდრის ჭოკის რადიუსი, ჭოკის კონსტრუქციული პარამეტრია, თუ კი ის აქვს ჰიდროცილინდრს, მაშინ $C > 1$, ამიტომ $\vartheta_1' < \vartheta_2'$.

ჰიდროამძრავების მუშაობის რეჟიმში (3.2.1) ტოლობა (3.2.2)-ის გათვალისწინებით მიიღებს შემდეგ სახეს:

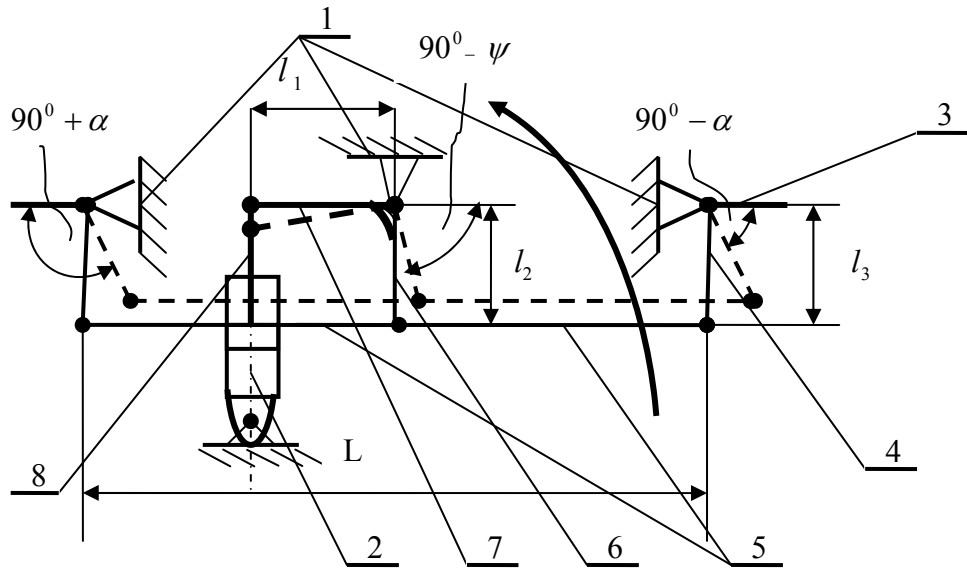
$$\vartheta_g = \vartheta_1' (1 + C), \quad (3.2.5)$$

ჰიდროცილინდრის გეომეტრიული პარამეტრებიდან გამომდინარე, შესაძლებელია (3.2.5) ტოლობით დავამყაროთ კავშირი მკვეთარას გამტარუნარიანობასა და ჭოკის გადაადგილების სიჩქარეს შორის,

$$V = \frac{\vartheta_g}{\pi R^2 (1 + C)} = \frac{\vartheta_g [R^2 + (R^2 - r^2)]}{\pi R^2 [3R^2 + (R^2 - r^2)]}. \quad (3.2.6)$$

თუ ავაგებთ ტრაქტორის მართვის ჰიდრომექანიკურ სისტემის პრინციპულ სქემას (იხ. სურ. 3.2.2), მაშინ ტრაქტორის მანევრირებისას ტრაქტორისტი საჭის მექანიზმით ცვლის ტრაქტორის მიმართველი თვლების მდგომარეობას (იხ. სურ. 3.2.2, წყვეტილი სახით შესრულებული), რომლებიც ტრაქტორის გრძივი ღერძის მიმართ შემობრუნდება α კუთხით. უნდა აღინიშნოს, რომ მცენარეთა შორის (განსაკუთრებით

ერთწლიანი კულტურების) რიგთა შორის წიადაგის დამუშავების დროს α კუთხის მნიშვნელობა მცირეა, რადგან მცირეა თვით მცენარის დამცავი ზოლის სიგანე.



სურ. 3.2.2, ტრაქტორის მართვის ჰიდრომექანიკური სისტემის სქემა.

1. ტრაქტორის ჩარჩო. 2. ჰიდროცილინდრი, 3. მიმმართველი თვლის ნახევარღერძი, 4. მიმმართველი თვლის საბრუნო ბერკეტი, 5. საჭის წევები, 6. საჭის მხრეულა, 7. სექტორული კბილანა, 8. კბილანებიანი ლარტყა.

ტრაქტორის მანევრირებისას, სექტორული კბილანის მიერ შემოწერილი რკალის სიგრძე, S_1 ტოლი იქნება

$$S_1 = \frac{g'_1 + g'_2}{\pi(2R^2 - r^2)} \quad (3.2.7)$$

მეორეს მხრივ იგივე რკალის სიგრძე ტოლია

$$S_1 = \frac{2\pi l_1 \psi}{360} \quad (3.2.8)$$

(3.2.7) და (3.2.8) ტოლობების საფუძველზე მივიღებთ

$$\psi = 360 \frac{g_1'(1+C)}{2\pi^2 l_1 (R^2 - r^2)}. \quad (3.2.9)$$

საჭის მექანიზმი წარმოადგენს ოთხბოლა მექანიზმს. ტრაქტორის მანევრირების დროს თვლის საბრუნე ბერკეტები 4 და საჭის მხრეულა მოძრაობენ, როგორც სახსრულად ჩამაგრებული l_2 და l_3 სიგრძის ძელები, რომლებიც ერთმანეთთან ასევე სახსრულადაა დაკავშირებული. საჭის წევებით 5, რომელთა საერთო სიგრძეა L , თუ ამ წევებს დავაგეგმილებთ OX და OY ღერძებზე მაშინ, მივიღებთ

$$l_2 \cos(90^\circ - \psi) = l_3 \cos(90^\circ - \alpha), \quad (3.2.10)$$

საიდანაც შეგვიძლია განვსაზღვროთ ტრაქტორის მიმართველი თვლების შემობრუნების კუთხე

$$\alpha = \arccos \frac{l_2}{l_3} \cos \psi. \quad (3.2.11)$$

თუ გავითვალისწინებთ ψ კუთხის გამოსათვლელ (3.2.9)-ს ტოლობას, მაშინ (3.2.11) ტოლობა მიიღებს შემდეგ სახეს

$$\alpha = \arccos 360 \frac{l_2 g_1'(1+C)}{2\pi l_3 l_1 (R^2 - r^2)}. \quad (3.2.12)$$

მცენარის მოვლითი სამუშაოების დროს ცხადია, აგრეგატის მოძრაობის სიჩქარე შეზღუდულია აგროტექნიკური მოთხოვნებითა და ასევე სსმ-ის წევითი წინააღმდეგობის გამო, ხოლო ტრაქტორის მიმართველი თვლების მანევრირების კუთხური სიჩქარე კი დამოკიდებულია ტრაქტორის მართვის ჰიდროგამაძლიერებელ სისტემაში გამოყენებულ ტუმბოს მმწარმოებლობაზე, რომელიც იცვლება ტრაქტორის ძრავის ბრუნთა რიცხვით.

ნიადაგის დამუშავების პროცესში, სსმ-ის გადაადგილებისას, წარმოიქმნება გარკვეული წინაღობის ძალა, რომელიც უნდა გადალახოს ტრაქტორმა, ამასთან

ტრაქტორის ძრავას სიმძლავრის ეფექტური გამოყენებისათვის საჭიროა, რომ სსმ-ის წინაღობის ძალის მნიშვნელობა ახლოს იყოს ტრაქტორის მიერ განვითარებულ წევის ძალასთან, აგროტექნიკით დაშვებულ სიჩქარეზე. ე. ი. ტრაქტორის ძრავა უნდა მუშაობდეს ნომინალურ დატვირთვაზე. ამ დროს კი ზეთის ტუმბოს მწარმოებლობა გაცილებით დიდი იქნება იმ ზეთის ხარჯთან, რასაც მოითხოვს მართვის ჰიდრომექანიკური სისტემა აგრეგატის სატრანსპორტო მდგომარეობის დროს. ამიტომ ახალი საკიდი სისტემის ჰიდრომექანიკური სისტემისათვის ნორმალური მუშაობისათვის ზეთის ტუმბო ქმნის სასურველ პირობებს, რადგან აგრეგატის სამუშაო სიჩქარე შედარებით მცირეა და ტრაქტორის მანევრირების (მიმართველი თვლების შემობრუნების კუთხის) სიდიდე კი, ერთწლიანი კულტურული მცენარეთა შორის ნიადაგის დამუშავებისას, მინიმალური.

3.3. საკიდი სისტემის კონსტრუქციული პარამეტრებიდან გამომდინარე ტრაქტორისა და სსმ-ს ურთიერთ განლაგება

სასოფლო-სამეურნეო აგრეგატების მუშაობის დროს, განსაკუთრებით ნიადაგის დამუშავებისას, როგორც წინა პარაგრაფებში აღვნიშნეთ, აგრეგატზე მოქმედი შემფოთებები არღვევენ მის შერჩეული მიმართულებით მოძრაობას.

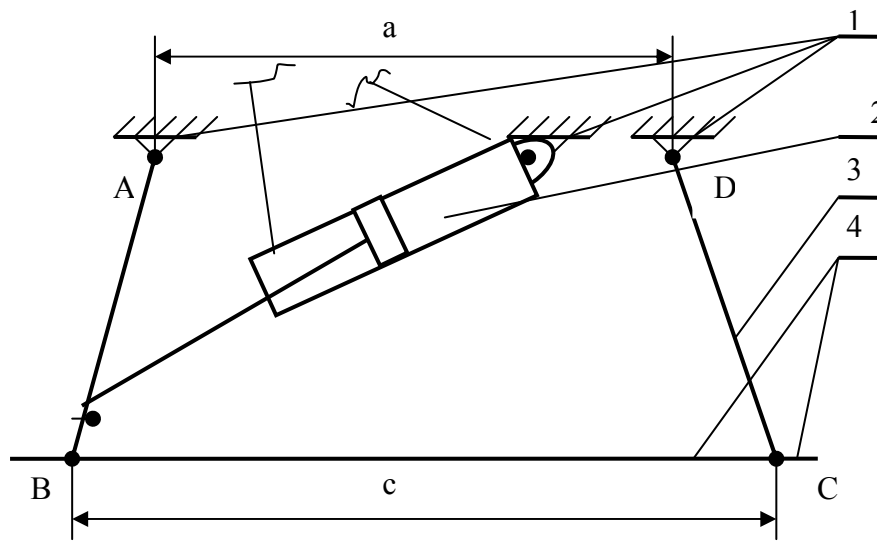
II თავში განხილული კონსტრუქციები, რომელთა საშუალებითაც სსმ დაკავშირებულია ტრაქტორის მანევრირების მექანიზმთან, შესაძლებლობას იძლევა ტრაქტორის მანევრირების პარალელურად მოვახდინოთ სსმ-ის იმავე მიმართულებით მანევრირება.

თუ განვიხილავთ აღნიშნულ საკიდ სისტემას a და c სიდიდეების შესაძლო სიგრძეების მიხედვით (იხ. სურ. 3.3.1), მივიღებთ სამ სხვადასხვა შემთხვევას: I. $a < c$; II. $a = c$ და III. $a > c$.

I. შემთხვევა, როცა $a < c$; (იხ. სურ. 3.3.1), ასეთი საკიდი სქემა გამოყენებულია ძალზე ხშირად, როგორც ნიადაგის დამუშავებისას, ისე სხვა სახის (ბალახეული კულტურების თიბვის, მცენარეთა შეწამვლის და ა. შ.) აგრეგატებში. ასეთი სქემით აწყობილი საკიდი სისტემა გამბრჯენების გამოყენებით შედარებით

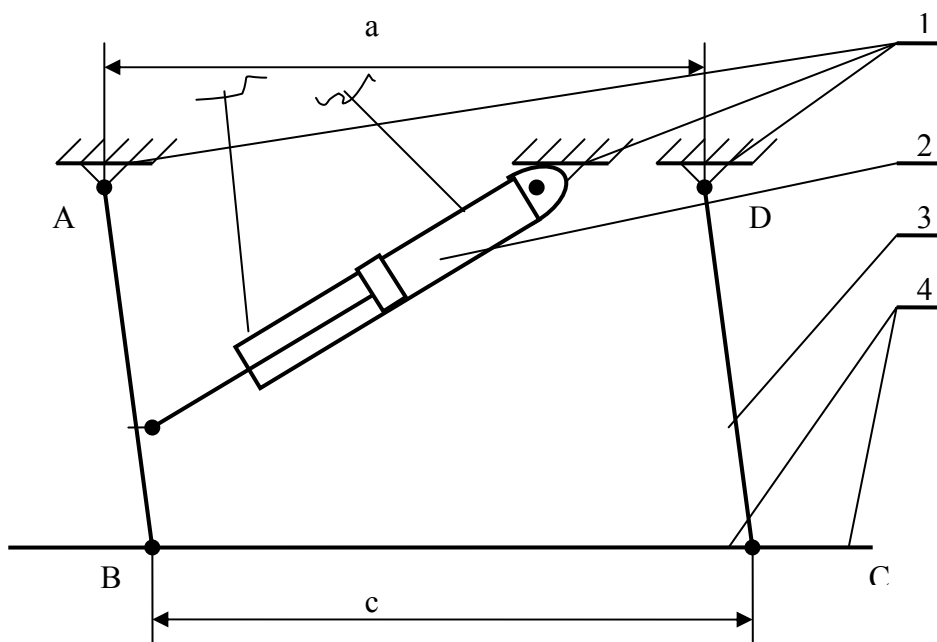
უფრო მდგრადი აგრეგატია, რადგან არსებულ საკიდ სისტემებში გამბრჯენებს შეუძლიათ აგრეგატი აქციოს ერთ მთლიან ხისტ სხეულად;

II. შემთხვევა, როცა $a = C$, (იხ. სურ. 3.3.2), ასეთ შემთხვევაში, რადგან ტრაქტორის ქვედა წევებიც ერთმანეთის ტოლია, საკიდი მექანიზმი წარმოადგენს პარალელოგრამს. ამ შემთხვევაში სსმ მუდმივად ინარჩუნებს ტრაქტორის მიმართ ურთიერთ პარალელურ



სურ. 3.3.1. ტრაქტორის საკიდი სისტემა, როცა $a < C$;

განლაგებას, მიუხედავად იმისა, თუ, როგორ მდგომარეობაშია ტრაქტორის მიმართ.

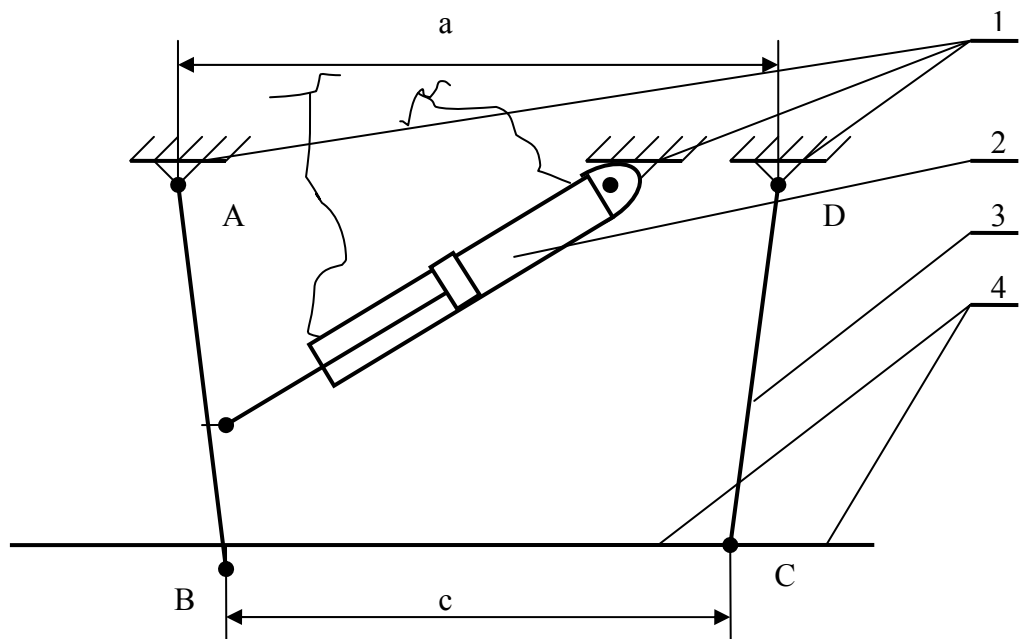


სურ. 3.3.2. ტრაქტორის საკიდი სისტემა, როცა $a = C$;

III შემთხვევა, როცა $a > c$, (იხ. სურ. 3.3.3), ასეთი სქემით სსმ-ის შეერთება შეიძლება განვახორციელოთ, ისე, რომ სსმ ტრაქტორს დაეკიდოს, მხოლოდ ორი - ზედა და ქვედა წერტილებით (ე.ი. $a = 0$). ამ შემთხვევაში სსმ-ზე მოქმედი ცვლადი სიდიდის და მიმართულების ძალებით გამოწვეული შემფოთებების მიმართ სსმ შედარებით მგრძობიარეა და იწვევს სსმ-ის შემობრუნებას ტრაქტორის მიმართ.

ჩვენს მიერ დამუშავებული საკიდი სისტემა შეიძლება გამოვიყენოთ a და c სიდიდეების ნებისმიერი შესრულებისას, რადგან მოდიფიცირებული საკიდი სისტემა, აგრეგატის მანევრირების დროს არის მოქნილი და სასურველი მიმართულებით მანევრირებადი, ხოლო ტრაქტორის მანევრირების გარეშე კი ხისტი.

ზემოთ მოყვანილი მსჯელობიდან გამომდინარე, ყველაზე უფრო მდგრადი საკიდი სისტემაა I ვარიანტი, თუმცა თეორიული და თუნდაც პრაქტიკული თვალსაზრისით დიდი მნიშვნელობა არ აქვს, რომელ საკიდ სისტემას განვიხილავთ, რადგან ჩვენს მიერ

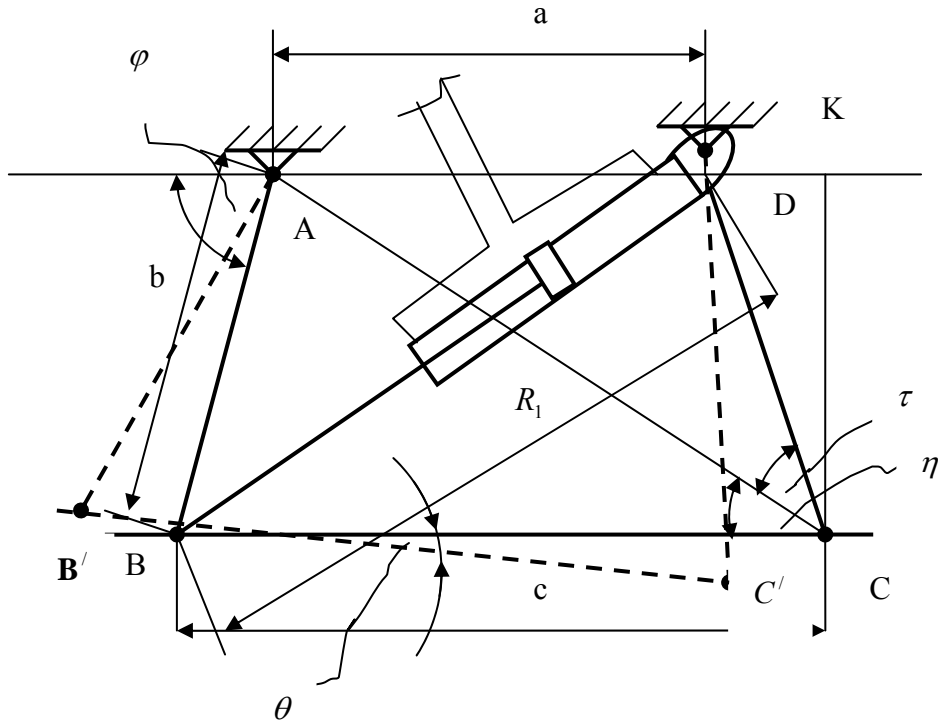


სურ. 3.3.3. ტრაქტორის საკიდი სისტემა, როცა $a > c$;

1. ტრაქტორის ჩარჩო, 2. ჰიდროცილინდრი (გამბრჯენი),
3. ტრაქტორის ქვედა წევა, 4. სსმ-ის ჩარჩო.

დამუშავებული საკიდი სისტემისათვის ამას არავითარი მნიშვნელობა არ აქვს.

აგაგოთ საკიდი მექანიზმის საანგარიშო სქემა (იხ. სურ. 3.3.4),



სურ. 3.3.4. საკიდი მექანიზმი ორ სხვადასხვა მდგომარეობაში

საიდანაც ნათლად ჩანს, რომ ორმხრივი მოქმედების ჰიდროცილინდრის მოქმედებით იცვლება, როგორც გრძივი წევების AB და CD ისე მათთან ერთად სსმ-ის ჩარჩოს – კერძოდ BC ხაზის დახრის φ და θ კუთხეები. ცხადია, ამ კუთხეების მნიშვნელობა დამოკიდებულია ორმხრივი მოქმედების ჰიდროცილინდრის დგუშის განლაგებაზე (მდებარეობაზე). თუ ჰიდროცილინდრის და ჭოკის დამაგრების წერტილებს შორის მანძილს აღვნიშნავთ R_1 (იხ. სურ. 3.3.4) და A წერტილს შევადარებთ C წერტილთან, მაშინ $\angle BCD$ გაიყოფა ორ კუთხედ $\angle ACB = \angle \eta$ და $\angle ACD = \angle \tau$.

მართკუთხა $\triangle AKC$ - დან, მივიღებთ:

$$AC = \sqrt{AK^2 + KC^2}, \quad (3.3.1)$$

სადაც

$$AK = AD + DK = a + b \cos \varphi,$$

ხოლო

$$KC = b \sin \varphi,$$

მაშინ

$$AC = \sqrt{(a + b \cos \varphi)^2 + (b \sin \varphi)^2},$$

მივიღებთ

$$A AC = \sqrt{a^2 + b^2 \cos^2 \varphi + 2ab \cos \varphi + b^2 \sin^2 \varphi} = \sqrt{a^2 + b^2 + 2ab \cos \varphi} .$$

რადგან $\sin^2 \varphi + \cos^2 \varphi = 1$, ამიტომ

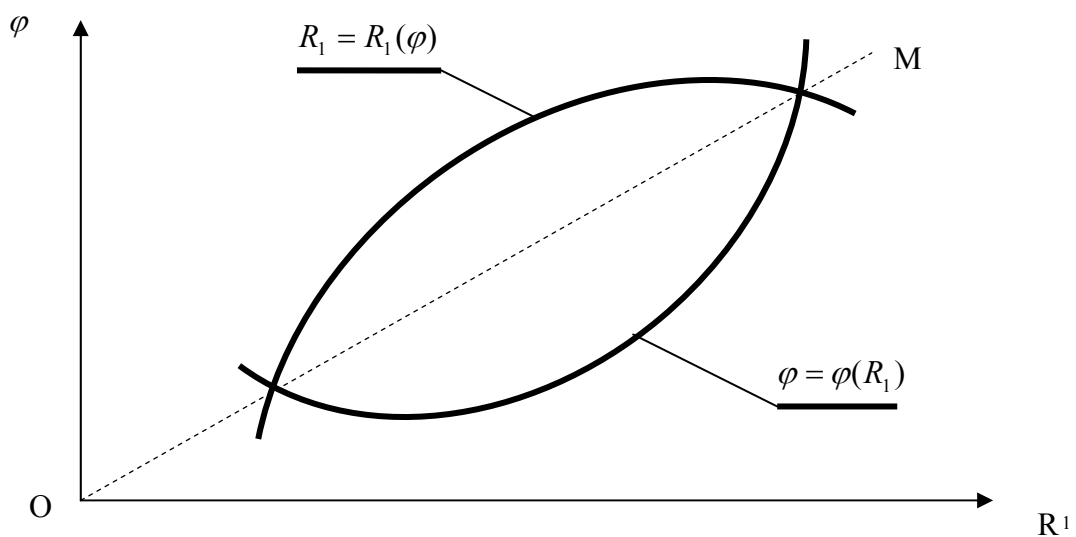
$$R_1 = AC = \sqrt{a^2 + b^2 + 2ab \cos \varphi} . \quad (3.3.2)$$

თუ განვიხილავთ მართკუთხა სამკუთხედებს ΔAKC და ΔDKC დავინახავთ, რომ $KC = b \sin \beta$, მეორეს მხრივ $KC = R_1 \sin \eta$, ე. ი. $b \sin \varphi = R_1 \sin \eta$, საიდანაც

$$\varphi = \arcsin \frac{R_1}{b} \sin \eta . \quad (3.3.3)$$

გამომთვლელი მანქანის გამოყენებით (3.3.2) და (3.3.3) ტოლობებით მიღებული შედეგების საფუძველზე ავაგეთ $R_1 = R_1(\varphi)$ და $\varphi = \varphi(R_1)$ ფუნქციების გრაფიკი, რომელთაც OM წრფის მიმართ ურთიერთ სარკული ანარეკლის სახე აქვს (იხ, სურ. 3.3.5).

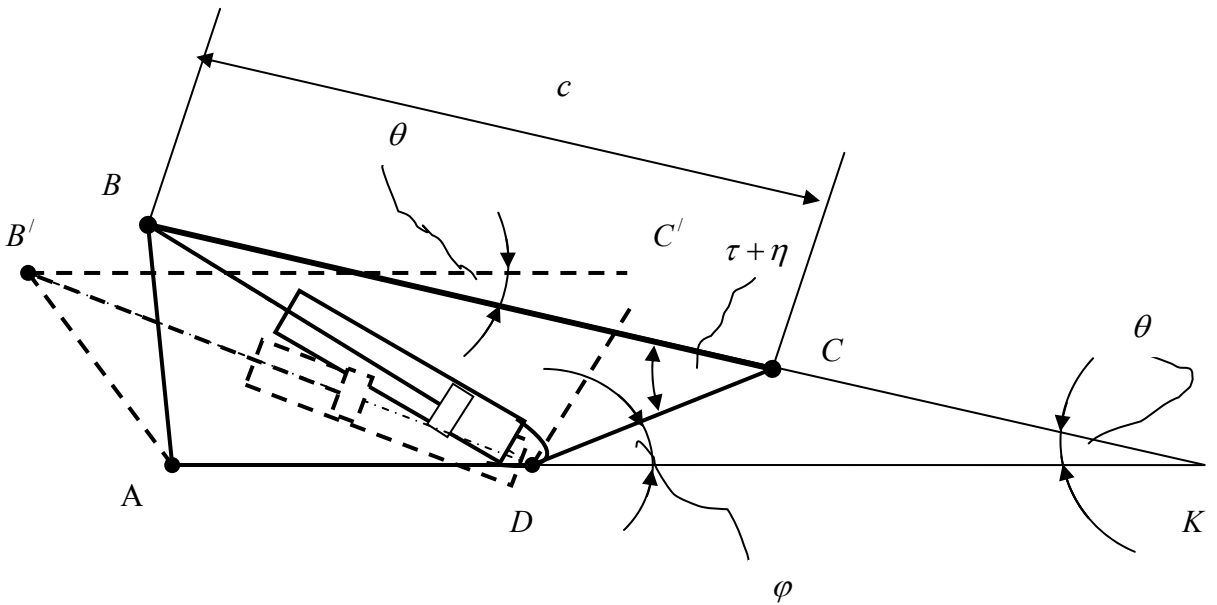
სსმ-ის ჩარჩო R_1 -ის სიგრძის ცვალებადობასთან ერთად განიცდის ტრაქტორის მიმართ მდებარეობის ცვალებადობას, რომელიც ასიათდება θ კუთხით. სურათი (3.3.6)-დან ნათლად ჩანს,



სურ. 3.3.5. $R_1 = R_1(\varphi)$ და $\varphi = \varphi(R_1)$ ფუნქციების ურთიერთ დამოკიდებულების გრაფიკები.

რომ $\angle DCK = 180^\circ - (\tau + \eta)$, ხოლო მეორეს მხრივ $\angle DCK = 180^\circ - (\theta + \varphi)$

ე. ი. $\angle \tau + \angle \eta = \angle \theta + \angle \varphi$,

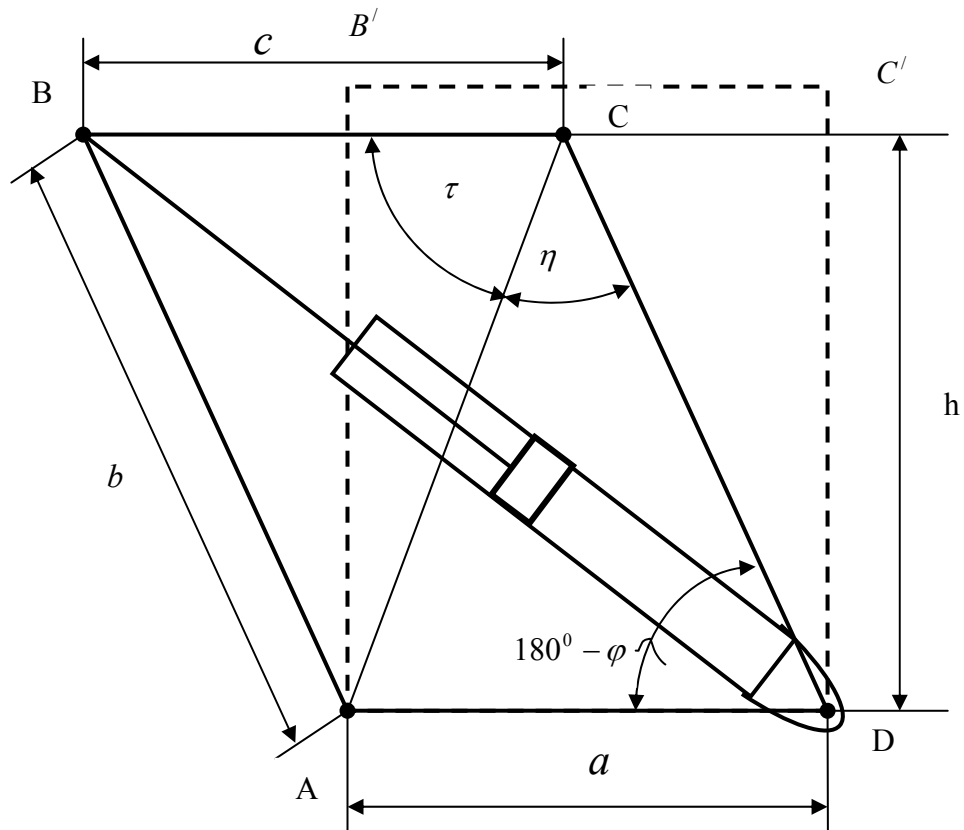


სურ. 3.3.6. საკიდი ჰიდრომექანიკური სისტემით სსმ-ის მდებარეობის ცვალებადობა, როცა $a < c$

საიდანაც

$$\angle \theta = \angle \tau + \angle \eta - \angle \varphi. \quad (3.3.4)$$

როცა $a = c$ ამ შემთხვევაში პარალელოგრამის ძირითად თვისებას თუ გამოვიყენებთ და ვისარგებლებთ სქემით (იხ. სურ. 3.3.7) მივიღებთ



სურ. 3.3.7. საკიდი ჰიდრომექანიკური სისტემის სქემა,
როცა $a = c$

$$R_1 = BD = \sqrt{2(a^2 + b^2) - AC^2}, \quad (3.3.5)$$

ხოლო $\triangle ACD$ სინუსების თეორემის თანახმად AC – ს მნიშვნელობა იქნება

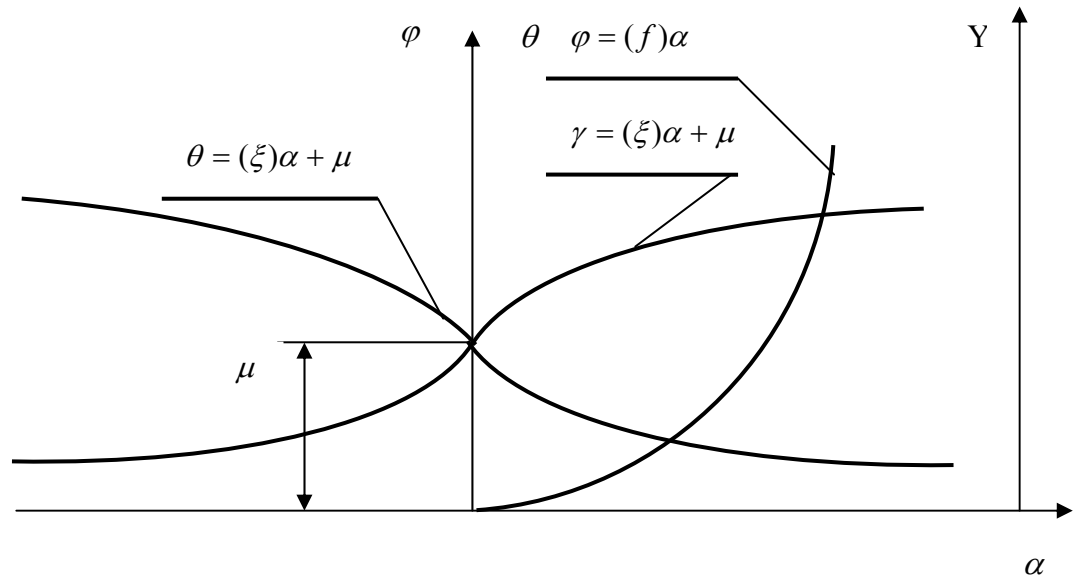
$$AC = a \frac{\sin(180^\circ - \varphi)}{\sin \eta} = a \frac{\sin \varphi}{\sin \eta}, \quad (3.3.6)$$

მაშინ

$$R_1 = \sqrt{2(a^2 \eta + b^2) - \left(a \frac{\sin \varphi}{\sin \eta}\right)^2} \quad (3.3.7)$$

როცა $a > c$ (იხ. სურ. 3.3.3). ამ შემთხვევაში, R_1 , φ , და θ სიდიდეების საანგარიშო ფორმულები იგივეა, როგორც $a < c$ პირობის დროს.

ზოგადი სახით, φ , γ და θ კუთხეების მნიშვნელობები დამოკიდებულია α კუთხის მნიშვნელობაზე, რომლის ცვალებადობაც გრაფიკულად ასახულია (იხ. სურ. 3.3.6),



სურ. 3.3.6 φ , θ , და γ კუთხეების დამოკიდებულება ტრაქტორის მიმმართველი თვლების მობრუნების α კუთხეზე;

3.4. აგრეგატის მანევრირების პირობები სტატიკაში

აგრეგატის მიერ ნებისმიერი ტექნოლოგიური პროცესის შესრულებისას, ტრაქტორზე და სსმ-ზე მოქმედებენ, არაკანონზომიერად ცვლადი ფაქტორები, რომლებიც არღვევენ აგრეგატის შერჩეული მიმართულებით მოძრაობას, რის გამოც ირღვევა:

1. სსმ-ის მოძრაობის ტრაექტორია, რაც თავის მხრივ იწვევს:
 - 1.1. სსმ-ის მოდების განის შეცვლას;
 - 1.2. ზრდის სსმ-ის საშუალო ჯამურ წინაღობის ძალის სიდიდეს;
 - 1.3. უარესდება შესრულებული სამუშაო პროცესის ხარისხობრივი მაჩვენებლები;
 - 1.4. იზრდება სსმ-ის სამუშაო ორგანოების დეფორმაციების და გატეხების შემთხვევები;
 - 1.5. იზრდება რიგში კულტურულ მცენარეთა დაზიანების შესაძლებლობა;

2. იზრდება ტრაქტორთან შედარებით სსმ-ის მიერ განვლილი მანძილი და მის შესაბამისად იზრდება საწვავის კუთრი ხარჯი;

3. არსებული საკიდი სისტემით დიდია აგრეგატის მობრუნების რადიუსი.

ზემოთ ჩამოთვლილი ნაკლოვანებების აღმოფხვრისათვის, ჩვენს მიერ დამუშავებული საკიდი სისტემა (იხ. სურ. 2.2.1) - აგრეგატის ნორმალური მუშაობისათვის, უნდა აკმაყოფილებდეს შემდეგ პირობას:

$$M_R < M_1 \pm |M_{ms} - M_{mtv}| \quad (3.4.1)$$

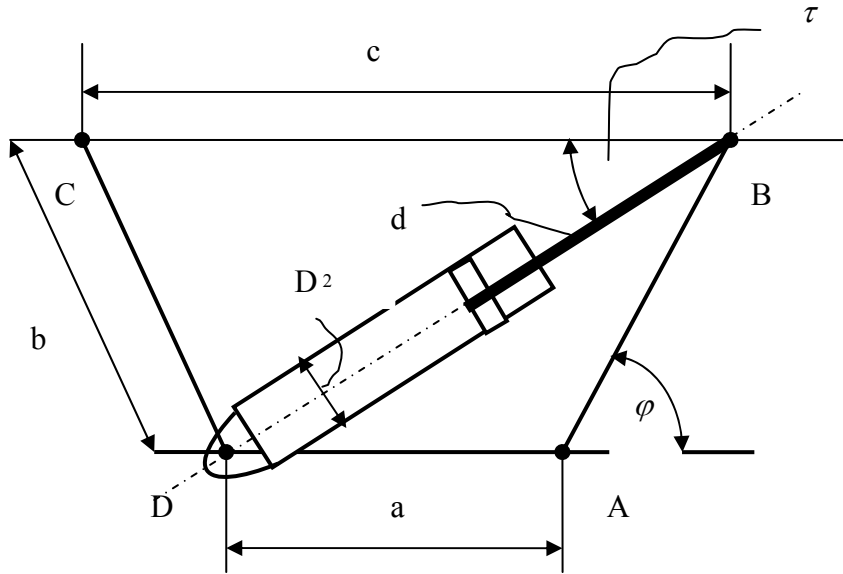
სადაც M_R - სსმ-ის შემობრუნების წინააღობის მომენტი, ნ.მ.;

M_1 - ტრაქტორის საკიდ ჰიდრომექანიკურ სისტემაში შექმნილი მობრუნის მომენტი, ნ.მ.;

M_{ms} - ტრაქტორის მართვის ჰიდრომექანიკურ სისტემის მიერ განვითარებული მომენტი, ნ.მ.;

M_{mtv} - ტრაქტორის მიმართეული თვლების შემობრუნების წინააღობის მომენტი, ნ.მ.;

ტრაქტორის საკიდი მექანიზმის ჰიდრომექანიკური სისტემის მიერ განვითარებულ მობრუნის მომენტს, ვიღებთ ორ სხვადასხვა მნიშვნელობას M_{1max} და M_{1min} , მართიერად საპირისპირო მიმართულებას იმის მიხედვით, თუ დგუშის მიმართ რომელი კამერაა მკვეთარის მიერ დაკავშირებული მაღალი წნევის ტუმბოსთან. M_{1max} მიიღება, როცა ჰიდროცილინდრის თავისუფალი კამერა დაკავშირებულია მაღალი წნევის ტუმბოსთან და პირიქით, მაშინ (სურ. 3.4.1)-ის მიხედვით მივიღებთ



სურ. 3.4.1. ტრაპეჯორის საკიდი სისტემა როცა $C > a$

$$M_{1\max} = b[FP - (F - f)\Delta P]\sin(\pi - \varphi)\cos \tau, \quad (3.4.2)$$

სადაც b - წევას სიგრძეა, მ.

f - ჭოკის განივკვეთის ფართობი, მ²;

F - დგუშის განივკვეთის ფართობი, მ²,

ΔP - ავზთან დაკავშირებულ კამერაში შექმნილი წნევაა, პა.

P - ტუმბოს მიერ განვითარებული წნევაა, პა.

რადგან $\sin(\pi - \varphi) = \sin \varphi$, მიტომ

$$M_{1\max} = \pi b[R_2^2 P - (R_2^2 - r_2^2)\Delta P]\sin \varphi \cos \tau, \quad (3.4.3)$$

ხოლო

$$M_{1\min} = \pi b[(R_2^2 - r_2^2)P - \Delta P R_2^2]\sin \varphi \cos \tau, \quad (3.4.4)$$

სადაც R_2 და r_2 არის გამბრჯენის სახით შესრულებული

ორმხრივი მოქმედების ჰიდროცილინდრის

დგუშისა და ჭოკის რადიუსები, მ.

ანალოგიურად შეგვიძლია გამოვთვალოთ მაბრუნე მომენტები, რომლებიც განვითარდება ტრაქტორის მართვის ჰიდრომექანიკურ სისტემის მიერ. (3.4.2) სქემიდან გამომდინარე, მივიღებთ:

$$M_{ms\min} = \pi R' [(R_3^2 - r_3^2)P_1 - R_3^2 (P_1 - \Delta P_1)], \quad (3.4.5)$$

სადაც R_3 და r_3 – ჰიდროცილინდრის დგუმის და ჭოკის რადიუსებია, მ.;

P_1 და ΔP_1 – ტრაქტორის მართვის სისტემაში წნევებია,

შესაბამისად, ზეთის ტუმბოს და ზეთის

რეზერვუართან დაკავშირებულ მილებში, პა..

იმ შემთხვევაში თუ დაკმაყოფილებულია პრობა (3.4.6), მაშინ აგრეგატი მანევრირებს რიგთაშორის დამაკმაყოფილებლად.

$$M_r < M_{1\min} + M_{ms\min}, \quad (3.4.6)$$

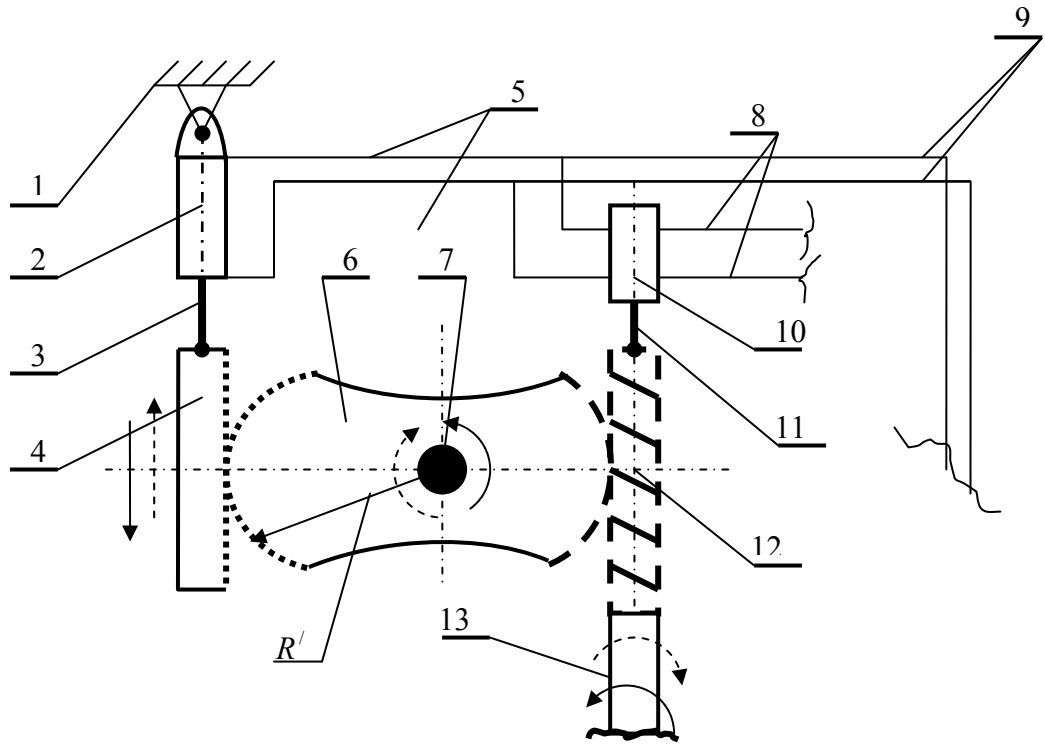
სადაც M_r – არის სსმ-ის მობრუნების წინააღმდეგობის მომენტი, ნ×მ.. U

უნდა აღინიშნოს, რომ ტრაქტორის საკიდი სისტემის ამძრავი, როცა სსმ ახდენ მცენარეთა რიგში გადაადგილებას, პრობა (3.4.6) მიიღებს შემდეგ სახეს

$$M_r < M_{1\max} + M_{ms\min}, \quad (3.4.7)$$

ან

$$M_r < M_{1\min} + M_{ms\max}, \quad (3.4.8)$$



სურ. 3.4.2. ტრაქტორის მართვის ჰიდრომექანიკური სისტემის პრინციპული სქემა.

1. ტრაქტორის ჩარჩო, 2. ჰიდროცილინდრი, 3. ჰიდროცილინდრის ჭოკი, 4. კბილანებიანი ლარტყა, 5-8. მაღალი წნევის მილგამტარები, 6. კბილანებიანი სექტორი, 7. ტრაქტორის მართვის ვერტიკალური შლიცებიანი ლილვი, 9. ჰიდროგამანაწილებელი, 10. ჰიდროგამანაწი-ლებლის მკვეთარა. 11. საჭის მექანიზმის ჭია კბილანა, 12. საჭის მექანიზმის ლილვი.

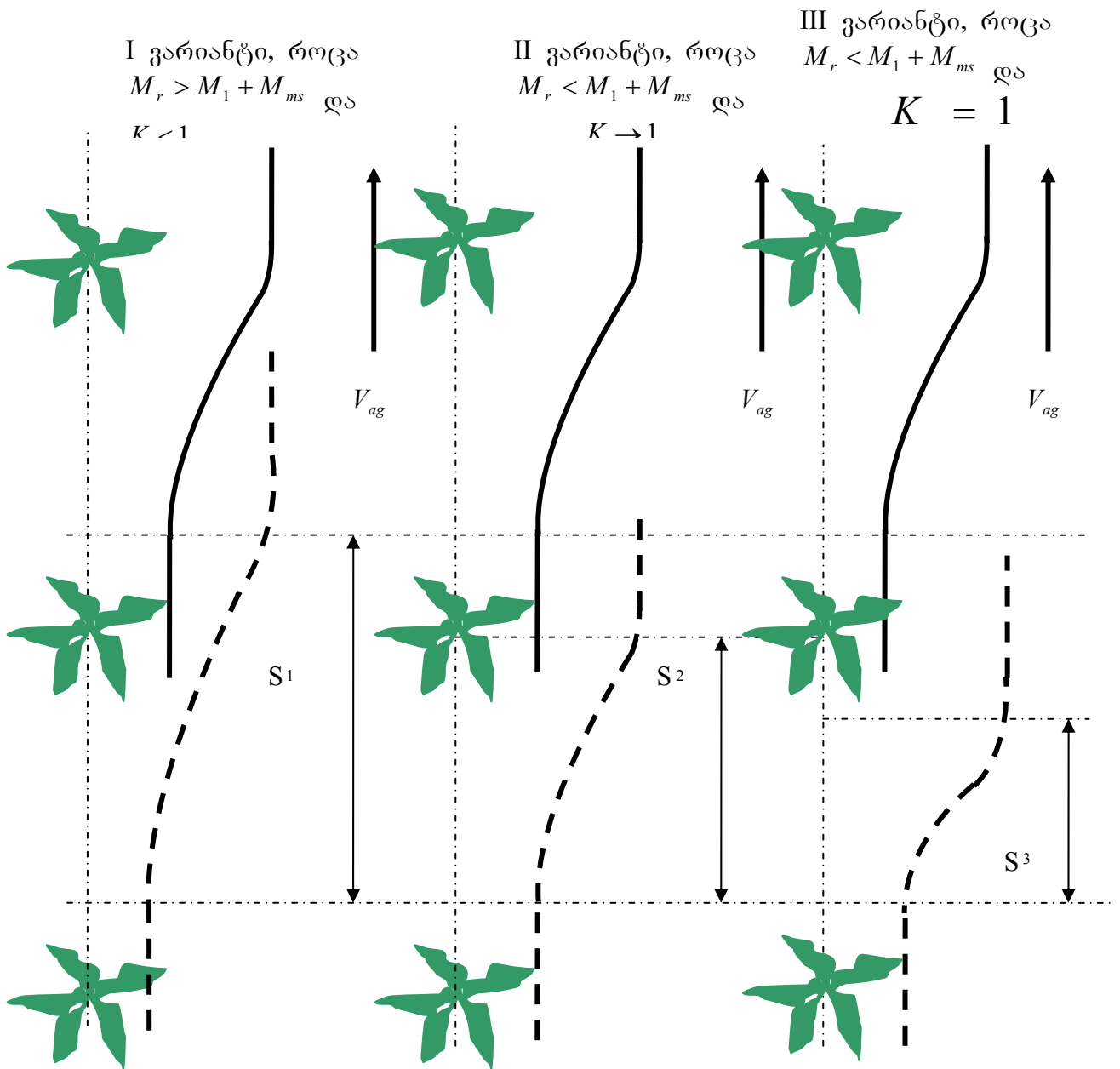
ამ ორ პირობას ვიღებთ იმის მიხედვით, თუ საით (რომელ მხარეს) ახდენს მანევრირებას აგრეგატი, (მარჯვნივ თუ მარცხნივ). იმის მიხედვით, თუ რა სიდიდისაა სსმ-ის მობრუნების წინაღობის მომენტი და ჰიდრომექანიკური სისტემების მიერ განვითარებული მაბრუნე მომენტები, ვიღებთ სსმ-ის მოძრაობის სამ შემთხვევას (იხ. სურ. 3.4.3).

რიგთაშორის ნიადაგის დამუშავებისას, სსმ-ის შემობრუნებას ტრაქტორის მიმართ, ხელს უწყობს მისი მანევრირებისას წარმოქმნილი წინაღობის მომენტი. ამიტომ ტრაქტორის მართვისა და საკიდი ჰიდრომექანიკური სისტემების მიერ შექმნილი მომენტი, რომელიც მოქმედებს სსმ-ზე ნულის ტოლიც რომ იყოს, მაინც გაუმჯობესდება აგრეგატის მანევრირება, ჩაკეტულ საკიდ სისტემასთან შედარებით, რადგან გამბრჯენის სახით შესრულებული ჰიდროცილინდრი არ ზღუდავს სსმ-ს შემობრუნდეს ტრაქტორის მიმართ.

ახალი ჰიდრომექანიკური სისტემა ტრაქტორის მიმართ იმის მიხედვით თუ როგორია ტრაქტორის მართვისა და საკიდ ჰიდრომექანიკურ სისტემებს შორის დამოკიდებულების კოეფიციენტის K -ს მნიშვნელობა, ვიღებთ სხვადასხვა შემთხვევებს:

1. როცა $0 < K < 1$, მაშინ გაადვილებულია ტრაქტორისა და მთლიანად აგრეგატის მანევრირება, თუმცა არასაკმარისია, რადგან სსმ-ის შემობრუნება არ შეესაბამება ტრაქტორის მობრუნების კუთხეს (იხ. სურ. 3.4.3., I ვარიანტი). ამ შემთხვევაში შესრულებული ტექნოლოგიური პროცესის ხარისხობრივი მაჩვენებლები არ იქნება დამაკმაყოფილებელი.

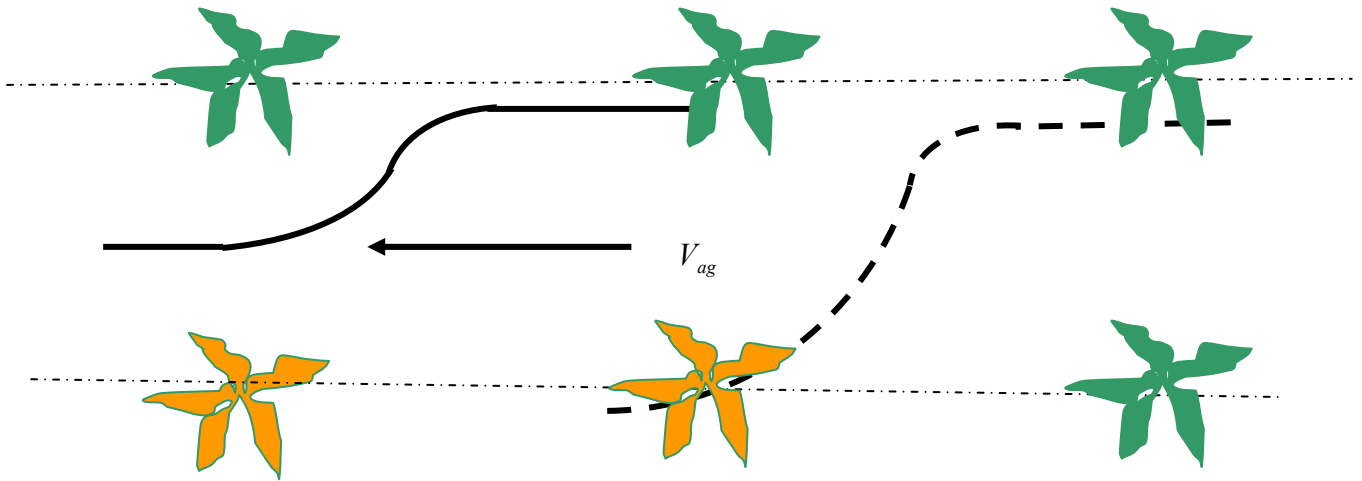
2. როცა $K \rightarrow 1$, მაშინ გაუმჯობესებულია როგორც ტრაქტორის, ისე მთლიანად აგრეგატის და შესრულებული ტექნოლოგიური პროცესის ხარისხი (იხ. სურ. 3.4.3, II ვარიანტი).



სურ. 3.4.3. სსმ-ზე მოქმედი სხვადასხვა სიდიდის მაბრუნე მომენტებისა და მექანიკური კავშირის განსხვავებული ვარიანტებისათვის.

3. როცა $K = 1$, ეს არის იდეალური შემთხვევა, რომლის დროსაც ტრაქტორის შემობრუნების კუთხეს სრულად შეესაბამება სსმ-ის შემობრუნების კუთხეს და ტექნოლოგიური პროცესი მიმდინარეობს მაღალხარისხოვნად (იხ. სურ. 3.4.3, III ვარიანტი).

4. როცა $K > 1$, ამ შემთხვევაში სსმ-ის შემობრუნების კუთხე აღემატება ტრაექტორის მანევრირების კუთხეს და საშიშროება იქმნება დააზიანოს ან მოჭრას მანევრირების მხარეს რიგში მდგომი კულტურული მცენარეები (იხ. სურ. 3.4.4).



სურ. 3.4.4 ტრაქტორის მიმმართველი თვლისა და სსმ-ის მოძრაობის გრაფიკები, როცა $K > 1$.

3.5. აგრეგატის სამანევრო პარამეტრების ურთიერთ დამოკიდებულება

სასოფლო-სამეურნეო სამუშაოების, განსაკუთრებით მცენარეთა მოვლითი სამუშაოების ჩატარების დროს, განსაკუთრებული მნიშვნელობა აქვს სსმ-ის მოძრაობის ტრაექტორიას. ცხადია, ტრაქტორისტი ცდილობს საჭის მექანიზმით მართოს ტრაქტორი ისე, რომ და დაიცვას აგრეგატის სწორხაზოვანი მოძრაობა, მაგრამ, როგორც აღვნიშნეთ ტრაქტორზე და სსმ-ზე მოქმედებს მრავალი წინასწარ ამოუცნობი და არაკანონზომიერად ცვლადი ფაქტორები. ამიტომ, ძნელია შეუწარმოო აგრეგატს სასურველი სწორხაზოვანი მოძრაობა. ფაქტიურად აგრეგატი სამუშაოს შესრულებისას მოძრაობს ზიგზაგურად, რომლის ამპლიტუდის მნიშვნელობის სიდიდე დამოკიდებულია აგრეგატზე მოქმედ ობიექტურ და ტრაქტორისტის სუბიექტურ მდგომარეობაზე.

ჩვენს მიერ დამუშავებული საკიდი სისტემით ტრაქტორის მანევრირებისას, იცვლება რა მის მიმართ სსმ-ის მდებარეობა, ასეთ შემთხვევაში სსმ-ის მოძრაობის ტრაექტორია გაცილებით ახლოს სწორხაზოვან მოძრაობასთან, ხოლო ჩაკეტილი საკიდი სისტემით მუშაობისას აგრეგატი წარმოადგენს ერთ მთლიან ხისტ სისტემას და ყოველი შეშფოთება, რომელიც გამოწვეულია ამა თუ იმ ფაქტორის ცვალებადობით, მოქმედებს მთლიანად აგრეგატზე და ცდილობს გამოიყვანოს იგი შერჩეული სწორხაზოვანი მოძრაობიდან. მისი ამ შემთხვევაში შეშფოთების ზეგავლენა აგრეგატის მოძრაობის მიმართულებაზე გაცილებით მცირეა, ვიდრე არსებული საკიდი სისტემის გამოყენების დროს მოშვებული გამბრჯენებით. ასეთ შემთხვევაში ცხადია, აგრეგატის მოძრაობის მიმართულების შეცვლა უფრო ძნელია, ვიდრე ცალ-ცალკე – ტრაქტორისა და სსმ-ის. ამიტომ აგრეგატი უფრო მდგრადია, მასზე მოქმედი შეშფოთებების მიმართ.

აგრეგატის მუშაობისას უმჯობესია ტრაქტორი და სსმ წარმოადგენდეს ერთ მთლიან ჩაკეტილ სისტემას, ხოლო მანევრირებისას ურთიერთდამოკიდებულად ახდენენ მანევრირებას სასურველი მიმართულებით, რაც ხორციელდება ჩვენს მიერ დამუშავებულ საკიდ სისტემაში.

აგრეგატის მანევრირებისას, ახალი საკიდი სისტემის გამოყენებისას, რადგან ტრაქტორის მიმართველ თვლებთან ერთად რეაგირებას ახდენს საკიდი მექანიზმიც, ამიტომ იცლება მთელი რიგი პარამეტრები, როგორცაა:

1. ტრაქტორის გრძივი წევების დახრის φ კუთხე ტრაქტორის განივი ძელის მიმართ;
2. აგრეგატის მობრუნების რადიუსი R ;
3. მცირდება სსმ-ის სამუშაო ორგანოების გვერდითი გადაადგილება B' ;
4. სსმ-ის განლაგება დასამუშავებელი რიგების მიმართ θ ;
5. სსმ-ის სამუშაო ორგანოებს უნარჩუნებს სამუშაო პარამეტრებს (ნიადაგის ჭრის კუთხეს, მოდების განს და ა.შ.);
6. მცირდება აგრეგატის მოძრაობის წინალობის ძალა.

წინა პარაგრაფში განვსაზღვრეთ დამოკიდებულება ტრაქტორის მიმართ საკიდი მექანიზმის განლაგების დამახასიათებელი კუთხეების: φ , γ და θ მნიშვნელობების დამოკიდებულება მიმართველი თვლის შემობრუნების α კუთხის მიხედვით, ხოლო

აგრეგატის მობრუნების რადიუსის განსაზღვრისათვის, ვსარგებლოთ სქემით (იხ. სურ. 3.5.1). $\triangle OMN$ -დან [133] ცნობილია, რომ

$$ON = C / \operatorname{tg} \alpha, \quad (3.5.1)$$

სადაც α - მიმართველი თვლების შემობრუნების კუთხეა, რად.;

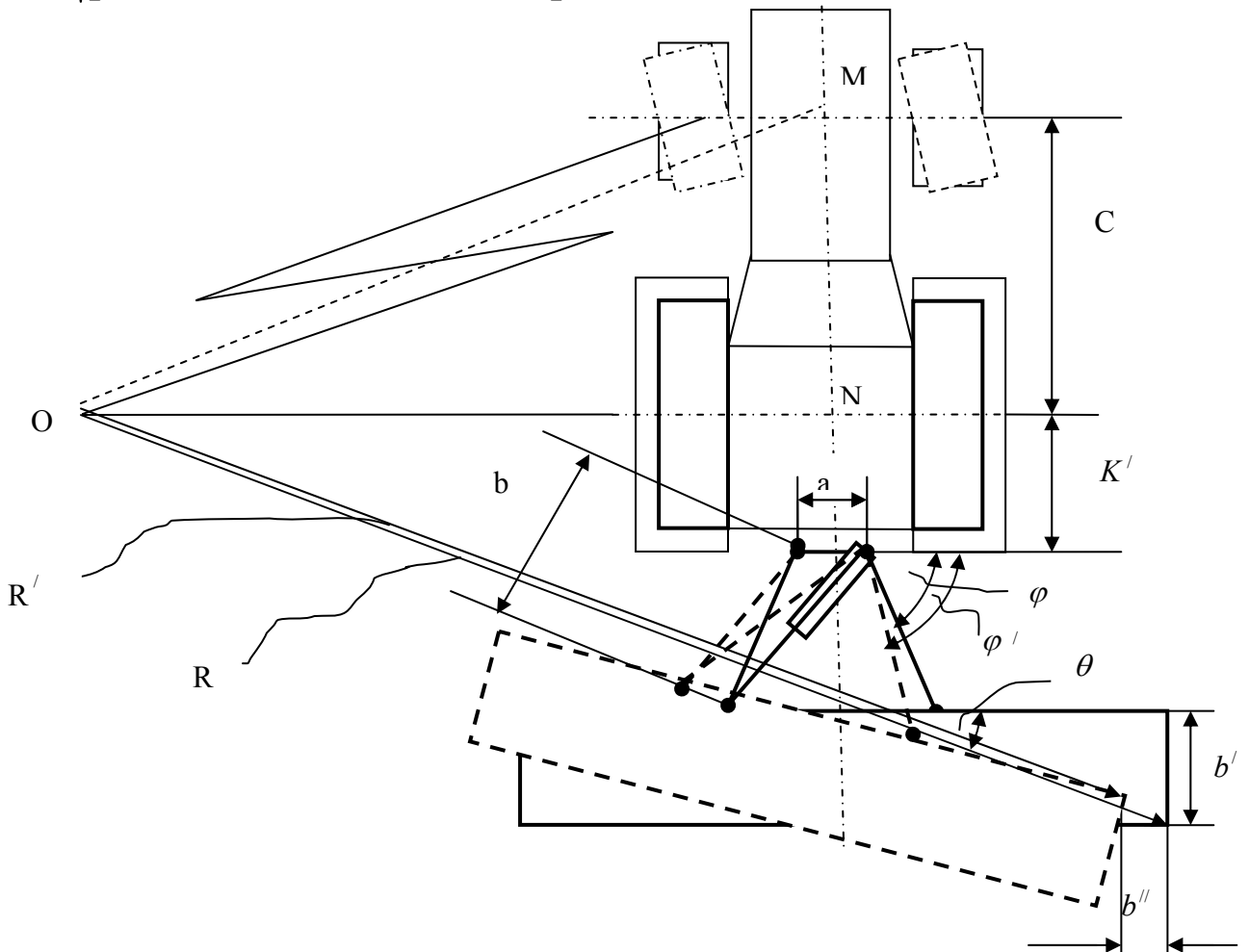
C - მიმართველ და წამყვან თვლებს შორის მანძილი, მ.,

მაშინ არსებული საკიდი სისტემის დროს, აგრეგატის მობრუნების გარეთა რადიუსი [134], რომელიც დაზიანებისადმი საშიშროებას უქმნის კულტურულ მცენარეებს, ტოლი იქნება

$$R = \sqrt{\left[\frac{C}{\operatorname{tg} \alpha} + \frac{B}{2} \right]^2 + (K' + b' + b \sin \varphi)^2}, \quad (3.5.2)$$

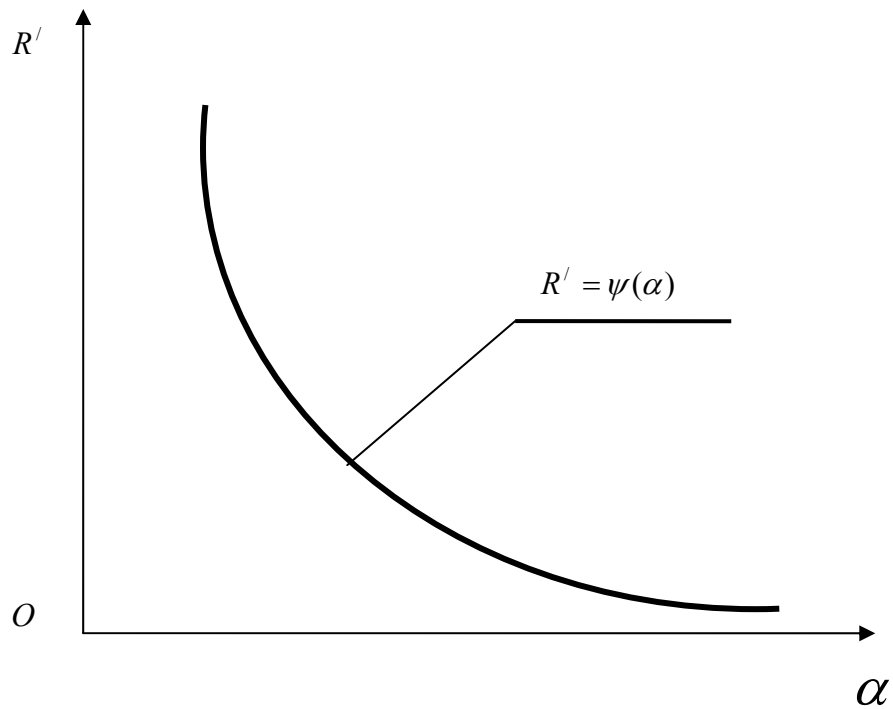
ხოლო ახალი საკიდი სისტემის გამოყენების დროს, აგრეგატის მობრუნების გარეთა რადიუსი (3.5.1) სქემიდან გამომდინარე ტოლი იქნება

$$R' = \sqrt{\left[\frac{C}{\operatorname{tg} \alpha} + \frac{a}{2} + b \cos \varphi' + \left(\frac{B-a}{2} - b \cos \varphi \right) \cos \theta \right]^2 + \left[K' + b \sin \varphi' + \left(\frac{B-a}{2} - b \cos \varphi \right) \sin \theta \right]^2}. \quad (3.5.3)$$



**სურ. 3.5.1 აგრეგატის მანევრირების რადიუსის განსაზღვრისათვის
აგრეგატის პრინციპული სქემა ახალი საკიდი სისტემით**

ელექტროგამომთვლელი მანქანის საშუალებით ნებისმიერი აგრეგატისთვის შეგვიძლია წინასწარ დავადგინოთ აგრეგატის მობრუნების რადიუსის მნიშვნელობები. თუ გამოვრიცხავთ მიმმართველი თვლების მოცურებას, მაშინ ტრაქტორის მიმმართველი თვლების შემობრუნების α კუთხესა და აგრეგატის მობრუნების R' რადიუსს შორის დამოკიდებულება გრაფიკულად იღებს სახეს, რომელიც ნაჩვენებია ქვემოთ. (იხ. სურ. 3.5.2).



სურ. 3.5.2. ტრაქტორის მიმმართველი თვლების შემობრუნების კუთხესა და აგრეგატის მანევრირების რადიუსს შორის დამოკიდებულების გრაფიკი.

სსმ-ის სამუშაო ორგანოების გვერდითი გადაადგილება, საკიდი მექანიზმის საშუალებით b' , არსებულ საკიდ სისტემასთან შედარებით ტოლი იქნება

$$b' = \frac{B}{2} - \left[\frac{a}{2} + b \sin(90^\circ - \varphi') + \left(\frac{B-a}{2} - b \cos \varphi \right) \sin \theta \right], \quad (3.5.4)$$

როგორც (3.5.3) ტოლობით მოვახდინეთ R' -ის გაანგარიშება ელექტრო გამომთვლელ მანქანაზე, ანალოგიურად შესაძლებელია მოვახდინოთ (3.5.4) ტოლობის გაანგარიშება.

დასკვნები III თავის მიხედვით:

1. თეორიულად დადგენილია ტრაქტორის მართვისა და საკიდი ჰიდრომექანიკური სისტემების სამუშაო მოცულობების გაზრდის კოეფიციენტი;
2. თეორიულად დადგენილია ტრაქტორის მართვისა და საკიდი ჰიდრომექანიკური სისტემების სამუშაო პირობები;
3. თეორიულად კავშირი დამყაებულია მკვეთარას გამტარუნარიანობასა და ჭოკის გადაადგილების სიჩქარეს შორის, როცა ზეთის ტუმბოს მწარმოებლობა საკმაოდ დიდია;
4. დადგენილია გამბრჯენის სახით ჩადგმული ჰიდროცილინდრის სიგრძესა R_1 და საკიდი სისტემის შემობრუნების φ კუთხეს შორის დამოკიდებულება;
5. დამყარებულია დამოკიდებულება საკიდი სისტემის შემობრუნების φ კუთხესა, საკიდი სისტემის გეომეტრიულ პარამეტრებსა და სსმ-ის შემობრუნების θ კუთხეს შორის.
6. საკიდი სისტემის გეომეტრიული პარამეტრებისა და სსმ-ის შემობრუნების θ კუთხის ცვალებადობის დამოკიდებულება ტრაქტორის მიმართ, სსმ-ის b' გვერდითი გადაადგილების სიდიდეს შორის;
7. ტრაქტორის მართვისა და საკიდი სისტემების მექანიკური კავშირის გეომეტრიული პარამეტრებიდან გამომდინარე დადგენილია აგრეგატის მობრუნების R რადიუსსა და საკიდი სისტემის შემობრუნების φ კუთხეს შორის დამოკიდებულება.

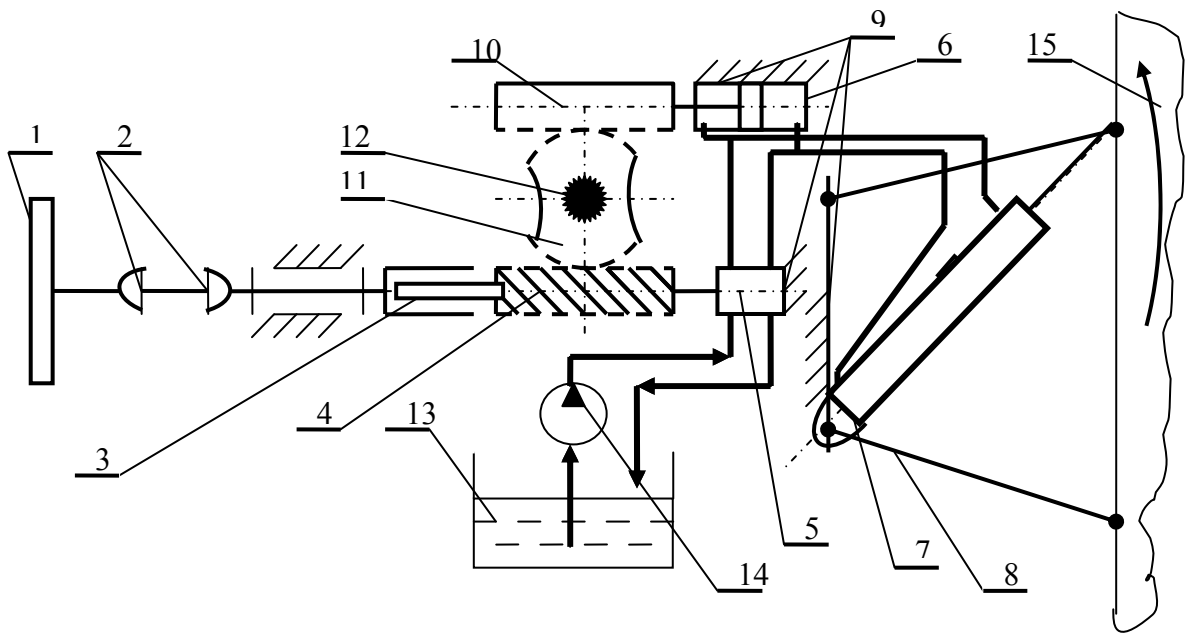
თ ა ვ ი I V

ახალი საკიდი სისტემის მქონე აგრეგატის

საერთო დინამიკა.

4.1. აგრეგატის ჰიდრომექანიკური სისტემების მართვა

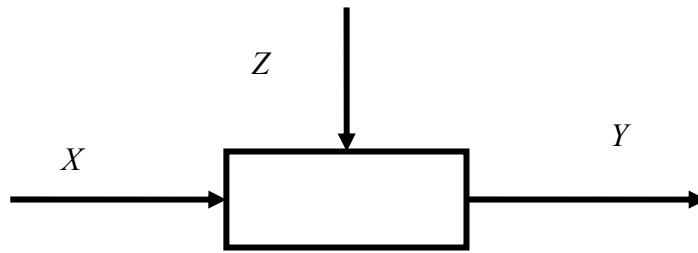
როგორც წინა თავებში იყო განხილული ტრაქტორის მართვის და სსმ-ის მდებარეობის-განლაგების რეგულირებისათვის საწყის ინფორმაციას ვიზუალური სახით იღებს ტრაქტორისტი და მიღებული გადაწყვეტილების შემდეგ მოქმედებს საჭის მექანიზმზე, რის შედეგადაც ჰიდრომექანიკური სისტემების საშუალებით ერთდროულად ხდება ტრაქტორის მიმართ, მიმართველი თვლებისა და სსმ-ის განლაგების ცვალებადობა (იხ. სურ. 4.1.1).



სურ. 4.1.1 აგრგატის ჰიდრომექანიკური სისტემების მართვის სქემა.

1. საჭის მექანიზმი, 2. კარდანული გადაცემა, 3. ტელესკოპური შეერთება, 4. ჭია გადაცემა, 5. სამპოზიციანი გამანაწილებელი, 6, 7. ჰიდროცილინდრი, 8. ტრაქტორის ქვედა წევები, 9. ტრაქტორის ჩარჩო, 10. კბილანებიანი ლარტყა, 11. ორმხრივი კბილანებიანი სექტორი, 12. ვერტიკალური შლიცებიანი ლილვი, 13. ავზი, 14. ტუმბო, 15. სსმ.

წარმოდგენილი (4.2.1) სქემა სასიგნალო, გამაძლიერებელი და შემსრულებელი ელემენტების მიხედვით უმარტივესად შეიძლება წარმოვადგინოთ შემდეგი სახით (იხ. სურ. 4.1.2), სადაც X – საჭის



4.1.2. გამამლიერებელი მართვის სისტემის პრინციპული სქემა

მექანიზმით ტრაქტორის მიმმართველი თვლების α კუთხით შემობრუნების და ჰიდროგამანაწილებლის მკვეთარაზე მიწოდებული იძულებითი (ჩვენს შემთხვევაში ტრაქტორისტიის მიერ საჭის მექანიზმზე) ზემოქმედების სიდიდეა (ანუ, მკვეთარის გადაადგილება X – სიდიდით); Y დროის ერთეულ მონაკვეთში ჰიდროცილინდრებში ტუმბოს მიერ მიწოდებული ზეთის რაოდენობაა, Z – ტუმბოს მიერ ჰიდროცილინდრებში მიწოდებული ენერგია. ხოლო ჰიდროცილინდრები აღმასრულებელი ორგანოებია (ამძრავები), რომლებიც უზრუნველყოფენ შესასრულებელ მოქმედებებს.

ჩვენს მიერ დამუშავებული ჰიდროგამამლიერებელი მართვის სისტემის მქონე ტრაქტორში, რომ არ მოხდეს ტრაქტორის მართვის ჰიდრომექანიკური და საკიდი ჰიდროსისტემების ურთიერთაცდენა, წინსწრება ან ჩამორჩენა, რისთვისაც მრავალი სხვადასხვა სახის გამომწვევი ცვლადი ფაქტორები არსებობს, როგორცაა: სავალი თვლების მდგომარეობა, მიკრო რელიეფის ცალეხადობა, სსმ-ის წინაღობის ძალის ცვალეხადობა და ა.შ., ამისათვის ეს ორი სისტემა ერთმანეთთან დამატებით დაკავშირებულია მექანიკურად (იხ. სურ. 4.1.2, რომლის დანიშნულებაცაა ორივე ჰიდრომექანიკურმა სისტემამ იმუშაოს სინქრონულად წინასწარ დადგენილი კანონზომიერებით.

ტრაქტორის მართვისა და საკიდი ჰიდრომექანიკური სისტემების ურთიერთ მექანიკური კავშირით ხორციელდება ჰიდრომექანიკურ სისტემებზე მოსული, დიფერენციალურად ჭარბი, მაბრუნე მომენტების გადანაწილება. ამ ფუნქციას ასრულებს სამი ხისტი ძელი, რომლებიც ერთმანეთთან დაკავშირებულია ორი სახსრით. სამი ხისტი ძელიდან ორი შესრულებულია ისე, რომ წინასწარ, შესადგენი აგრეგატის პარამეტრების, კერძოდ სსმ-ის მოდების განისა და მისი სიგრძის

მიხედვით, დავარეგულიროთ ძელების სიგრძეები. ეს შესაძლებლობას იძლევა ვარეგულიროთ ჰიდრომექანიკური სისტემების რეაგირების სიდიდეები ტრაქტორისტის მიერ საჭის მექანიზმზე ზემოქმედებისას. კერძოდ, რაც გრძელი და განიერია სსმ, მით უფრო მცირე უნდა იყოს საკიდი სისტემის ჰიდრომექანიკური სისტემის მგრძობიარობა (შემობრუნების კუთხე, ტრაქტორის მიმმართველი თვალის ერთსა და იმავე კუთხით შემობრუნების დროს) და პირიქით.

ამ ორი ჰიდრომექანიკური სისტემის ნორმალური მუშაობისათვის აუცილებელია, რომ ტრაქტორის მართვის ჰიდროგამაძლიერებელმა სისტემამ უზრუნველყოს ორივე მექანიზმის ნორმალური მუშაობა. რაც თავის მხრივ მოითხოვს, მოცემული სისტემების დასაშვებ ზღვრებში მოძრაობისათვის დადგინდეს:

1. ჰიდროსისტემების მკვებავი აპარატის მწარმოებლობა მოცემულ წნევებზე;
2. ჰიდროცილინდრების ჭოკების მოძრაობის სიჩქარეები;
3. ჰიდროამძრავის სიმძლავრე.

სასოფლო-სამეურნეო აგრეგატის აღნიშნული პარამეტრებიდან გამომდინარე, საჭიროა ჩავატაროთ ამ ჰიდრომექანიკური სისტემების მექანიკური კავშირის კინემატიკური და დინამიკური კვლევა.

4.2. ჰიდროცილინდრის ჭოკზე მოსული დატვირთების გამოსათვლელი ფორმულების მიღება

თვლიანი სატრაქტორო აგრეგატის მანევრირებისას, როგორც ზემოთ მიუთითეთ ერთდროულად ხორციელდება მიმმართველი თვლებისა და საკიდი მექანიზმების შეთანაწყობილი შემობრუნება. მართალია ჩვენ გვაქვს ორი სხვადასხვა სახის მექანიკური სისტემა, რომლებიც აღჭურვილნი არიან ინდივიდუალური ჰიდრავლიკური ამძრავებით, მაგრამ ეს ორი სისტემა ერთმანეთთან მექანიკურადაა შებმული და ერთდროულად მოქმედებენ. ამასთან თუ ერთ სისტემაზე მოვა დიდი დატვირთვა, მაშინ მექანიკური კავშირით მეორე სისტემა თავისი ამძრავით ეხმარება წარმოშობილი წინააღობის დაძლევაში და პირიქით.

აქედან გამომდინარე ეს ორი სისტემა შეიძლება ჩავთვალოდ როგორც ერთი მთლიანი მექანიკური სისტემა, რომელიც შესდგება i რაოდენობის რგოლისაგან. ორივე ჰიდრომექანიკური სისტემის მოძრავი i რაოდენობის ელემენტის

ჰიდროცილინდრის ჭოკზე დაყვანილი მასა შეიძლება განვსაზღვროთ ტოლობით [136]

$$m = \sum m_i \left(\frac{V_i}{V} \right)^2 + \sum I_i \left(\frac{\omega_i}{V} \right)^2, \quad (4.2.1)$$

სადაც m_i არის i -ური რგოლის მასა, კგ.;

V_i – i -ური რგოლის გადაადგილების სიჩქარეა, მ/წმ.;

NV – ამძრავი ელემენტის (ჭოკის) გადაადგილების სიჩქარეა, მ/წმ.;

I_i – i -ური რგოლის მასების დაყვანილი ინერციის მომენტი,

მათი ცენტრის მიმართ, კგ.მ² .;

ω_i – დაყვანილი მასების კუთხური სიჩქარეა, რად/წმ.

ჰიდროცილინდრის სამუშაო კამერებში მიწოდებული (ჭოკის გადასაადგილებლად საჭირო) – ჩასაჭირხნი და ჩამოსასხმელი სითხის მასები განისაზღვრება ფორმულით [137]

$$m_z = \rho \left[FS + \sum I'_i f_i \left(\frac{V'_i}{V} \right)^2 \right], \quad (4.2.2)$$

სადაც ρ არის სამუშაო სითხის სიმკვრივე, კგ/მ³;

F – ჰიდროცილინდრის სამუშაო კამერის ეფექტური ფართი, მ² .;

S – ჰიდროცილინდრის დგუმის მაქსიმალური სვლა, მ.;

I'_i – ჰიდროცილინდრთან მიერთებული მილების სიგრძე, მ.;

f_i – ჰიდროცილინდრთან მიერთებული მილების განივკვეთის ფართი, მ² .;

V'_i – მილგამტარებში ზეთის მოძრაობის სიჩქარე, მ/წმ.

ჰიდროცილინდრის ჭოკისათვის მოძრაობის დიფერენციალური განტოლება ყველა ძალების გათვალისწინებით, რომლებიც მოქმედებენ ამძრავ რგოლზე (ჰიდროცილინდრზე), აქვს შემდეგი სახე [137, 138].

$$m \frac{d^2 S}{dt^2} + A \left(\frac{dS}{dt} \right)^2 = p_H F - (R_{TPY} + R_{TPH}) - P_H, \quad (4.2.3)$$

სადაც m არის ჰიდროცილინდრის ჭოკზე დაყვანილი მოძრავი რგოლებისა და მუშა სითხის მასა, კგ.;

A – ჰიდრავლიკური წინააღმდეგობების კოეფიციენტი;

S – ჰიდროცილინდრის ჭოკის გადაადგილების სიდიდე, მ.;

p_H – ზეთის ტუმბოს მიერ განვითარებული წნევა, პა.;

R_{TPY} – ჭოკისა და ცილინდრის შემჭიდროვების ადგილებში

ხახუნით გამოწვეული ჯამური წინააღმდეგობის ძალა, ნ.;

R_{TPH} – ტრაქტორის მართვისა და საკიდ მექანიზმებში ყველა

მიმართულებით წარმოქმნილი ხახუნის ძალების ჯამური

მნიშვნელობა, ნ.;

P_H – ტრაქტორის მართვისა და საკიდი სისტემების

შემობრუნებისას წარმოქმნილი გადასალახავი წინააღმდეგობის

ძალა, ნ..

თუ (4.2.3) განტოლების ორივე მხარეს გავყოფთ m -ზე, მივიღებთ

$$\frac{d^2 S}{dt^2} + \frac{A}{m} \left(\frac{dS}{dt} \right)^2 = \frac{p_H F - (R_{TPT} + R_{TOH}) - P_H}{m}. \quad (4.2.4)$$

P_H ძალის სიდიდეს განვსაზღვრავთ ტრაქტორის მართვისა და საკიდი ჰიდრომექანიკური სისტემების შესაბამისი დატვირთების დროს, ექსპერიმენტულად.

თუ შემოვიღებთ აღნიშვნებს

$$a = \frac{A}{m}, \quad \text{და} \quad b = \frac{p_H F - (R_{TPY} + R_{TPH}) - P_H}{m}, \quad (4.2.5)$$

მაშინ (4.2.4) განტოლება გადაიწერება შემდეგი სახით

$$\frac{dV}{dt} + aV^2 = b, \quad (4.2.6)$$

როგორც ცნობილია

$$V = \frac{dS}{dt}, \text{ აქედან გამომდინარე } \frac{dV}{dt} + aV^2 = b \quad (4.2.7)$$

და

$$\frac{dV}{dt} = \frac{dV}{dS} \times \frac{dS}{dt} = V \frac{dV}{dS}. \quad (4.2.8)$$

ამიტომ (4.2.1.7) და (4.2.1.8) ტოლობებიდან გამომდინარე მივიღებთ

$$V \frac{dV}{dS} + aV^2 = b, \quad (4.2.9)$$

რადგან თავის მხრივ

$$V \frac{dV}{dS} = \frac{1}{2} \times \frac{dV^2}{dS}, \text{ და } (V^2)' = 2V \times V'. \quad (4.2.10)$$

ამიტომ (4.2.9) და (4.2.10) ტოლობებიდან მივიღებთ

$$\frac{1}{2} \frac{dV^2}{dS} + aV^2 = b. \quad (4.2.11)$$

შემოვიღოთ აღნიშვნა $U = V^2$, მაშინ (4.2.11)-დან მივიღებთ

$$\frac{dU}{dS} + 2aU = 2b, \quad (4.2.12)$$

თუ (4.2.12) განტოლების ორივე მხარეს გავამრავლებთ e^{2aS} –ზე, მივიღებთ

$$e^{2as} \frac{dU}{dS} + 2aUe^{2as} = 2be^{2as} \quad (4.2.13)$$

ანუ

$$\frac{d}{dS} [e^{2as} U] = 2be^{2as} . \quad (4.2.14)$$

(4.2.14) განტოლების ინტეგრირებით ტრაქტორის საკიდი მექანიზმის ჰიდროცილინდრის მთელ სამუშაო $[0, S]$ სიგრძეზე გვექნება

$$\int_0^S \frac{d}{dS} [e^{2as} U] dS = \int_0^S 2be^{2as} ds , \quad (4.2.15)$$

საიდანაც ნიუტონ-ლაიბნიცის ფორმულის [139] გამოყენებით მივიღებთ

$$e^{2aS}U(S) - U(0) = \frac{b}{a}(e^{2aS} - 1). \quad (4.2.16)$$

M(4.2.16) ტოლობიდან მივიღებთ

$$e^{2aS}U(S) = U(0) + \frac{b}{a}(e^{2aS} - 1), \quad (4.2.17)$$

ანუ

$$U(S) = e^{-2aS}U(0) + \frac{b}{a}(1 - e^{-2aS}). \quad (4.2.18)$$

როგორც ზემოთ ავღნიშნეთ $U = V^2$, ამიტომ (4.2.18) – დან მივიღებთ

$$V^2(S) = e^{-2aS}V^2(0) + \frac{b}{a}(1 - e^{-2aS}), \quad (4.2.19)$$

ახსნა

$$V^2(S) = \left[\frac{b}{a} (e^{2aS} - 1) + V^2(0) \right] e^{-2aS}. \quad (4.2.20)$$

აქედან გვექნება

$$V(S) = \sqrt{\left[\frac{b}{a} (e^{2aS} - 1) + V^2(0) \right] e^{-2aS}}. \quad (4.2.21)$$

მიღებული (4.2.21) ფორმულის ანალიზით დავადგენთ ტრაქტორის მართვისა და საკიდი ჰიდრომექანიკური სისტემების (ჰიდროცილინდრების) მუშაობის პირობებს.

4.3. ტრაქტორის საკიდი ჰიდრომექანიკური სისტემის ჰიდროცილინდრის მუშაობის პირობების დადგენა

(4.2.21) ტოლობიდან გამომდინარეობს, რომ ტრაქტორის საკიდი ჰიდრომექანიკური სისტემის ჰიდროცილინდრის მუშაობის შემთხვევაში, დაკმაყოფილებული უნდა იყოს შემდეგი პირობა

$$\left[\frac{b}{a} (e^{2aS} - 1) + V^2(0) \right] e^{-2aS} \geq 0, \quad (4.3.1)$$

რომელიც ტოლფასია შემდეგი პირობის

$$V^2(0) \geq \frac{b}{a} (1 - e^{2aS}), \quad S \geq 0. \quad (4.3.2)$$

ცხადია, რომ ტრაქტორის საკიდი მექანიზმის ჰიდრომექანიკური სისტემის ჰიდროცილინდრის მუშაობის აუცილებელი პირობა (4.3.2) შესრულებულია მხოლოდ მაშინ, როცა $S = 0$.

რადგანაც $a > 0$, მაშასადამე $e^{2aS} > 1$, როცა $S > 0$, ამიტომ (4.3.2) პირობა აგრეთვე შესრულებული იქნება, როცა $b \geq 0$, მართლაც ამ შემთხვევაში

$$\frac{b}{a}(1 - e^{2aS}) \leq 0 \leq V^2(0). \quad (4.3.4)$$

ახლა განვიხილოთ ის შემთხვევა, როდესაც $b < 0$. (4.2.5) ტოლობის ძალით

$$p_H F - (R_{TRY} + R_{TRH}) - P_H < 0, \quad (4.3.4)$$

რომელიც ტოლფასია შემდეგი უტოლობის

$$p_H F < P_H + R_{TRY} + R_{TRH}. \quad (4.3.5)$$

(4.3.5) პირობის შესრულების შემთხვევაში. იმისათვის, რომ ტრაქტორის მართვისა და საკიდი სისტემის ჰიდროცილინდრებმა იმუშაოს, საჭიროა მათი ჭოკების საწყისი სიჩქარე $V(0)$, მისი მაქსიმალური მუშაობის არეში $[0, S_0]$ აკმაყოფილებდეს (4.3.2) პირობას. ამ პირობებში (4.3.2) უტოლობის მარჯვენა მხარე $g(S) = \frac{b}{a}(1 - e^{2aS})$ ფუნქცია ზრდადია და ამასთან

$$g(0) = 0, \quad \lim_{S \rightarrow +\infty} g(S) = +\infty \quad (4.3.6)$$

ამიტომ (4.3.6) პირობის ძალით არსებობს S სიდიდის ერთად-ერთი $S = S_0 > 0$ მნიშვნელობა, როდესაც $V^2(0) = g(S_0)$, საიდანაც S_0 – სათვის ვლებულობთ შემდეგ განტოლებას

$$V^2(0) = \frac{b}{a}(1 - e^{-2aS_0}), \quad (4.3.7)$$

(4.3.7) ტოლობიდან მივიღებთ, რომ

$$e^{2aS_0} = \frac{a}{b}V^2(0) - 1, \quad (4.3.8)$$

საიდანაც

$$S_0 = \frac{1}{2a} \ln \left[\frac{a}{b}V^2(0) - 1 \right]. \quad (4.3.9)$$

4.4 ჰიდროცილინდრის ჭოკის მოძრაობის მახასიათებლების განსაზღვრა

(4.2.12) განტოლების ამონახსნს, საწყისი პირობებისათვის $U_{(s=0)} = V_{(0)}^2$, აქვს შემდეგი სახე

$$V_{(s)} = \sqrt{\left[\frac{b}{a}(e^{2aS} - 1) + V_{(0)}^2 \right] e^{-2aS}}, \quad (4.4.1)$$

როცა $V_{(0)} = 0$, მაშინ

$$V_{(s)} = \sqrt{\frac{b}{a}(1 - e^{-2aS})} \quad (4.4.2)$$

დამყარებული მოძრაობისას (ე.ი., როცა $S \rightarrow \infty$) ჭოკის მოძრაობის სიჩქარის განსაზღვრისათვის ფორმულა (4.4.2) მიიღებს შემდეგ სახეს

$$V_{(S)V} = \sqrt{\frac{b}{a}}. \quad (4.4.3)$$

Dჰიდროცილინდრის ჭოკის წრფივი მოძრაობის აჩქარება $W_{(S)}$ შეიძლება გამოვთვალოთ გამოსახულებით [136]

$$\left. \begin{aligned} W_{(S)} &= \frac{dV_{(S)}}{dt} = V_{(S)} \frac{dV_{(S)}}{dS} = 2\sqrt{2}be^{-2aS}, \\ W_{(S)} &= 2\sqrt{2}be^{-2aS}. \end{aligned} \right\} \quad (4.4.4)$$

ჰიდროცილინდრის ჭოკზე მოსული დინამიკური დატვირთვა, კი ტოლი იქნება:

$$P_{\delta} = mW_S = 2\sqrt{2}bme^{-2aS}, \quad (4.4.5)$$

ხოლო, როცა $S \rightarrow \infty$, ჭოკზე მოსული მაქსიმალური დინამიკური დატვირთვა განისაზღვრება გამოსახულებით

$$P_{\delta \max} = 2\sqrt{2}[p_H F - (R_{TRY} + R_{TRH}) - P_H]. \quad (4.4.6)$$

საერთო მაქსიმალური დატვირთვა გამოითვლება ტოლობით

$$P_{\max} = P_H + 2\sqrt{2}[p_H F - (R_{TRY} + R_{TRH}) - P_H]. \quad (4.4.7)$$

იმისათვის, რომ განვსაზღვროთ ტუმბოს მაქსიმალური მოთხოვნილი სიმძლავრე, აკად, რ. მახარობლიძის მიერ მიღებულია საანგარიშო ფორმულა:

$$N_{\max} = P_{\max} V_{(S)y} = \left\{ P_H + 2\sqrt{2}[p_H F - (R_{TRY} + R_{TRH}) - P_H] \right\} \sqrt{\frac{P_H F - (R_{TRY} + R_{TRH}) - P_H}{A}}. \quad (4.4.8)$$

დასკვნები IV თავის მიხედვით

ტრაქტორის მართვისა და საკიდი ჰიდრომექანიკური სისტემების ერთობლივი მუშაობის დინამიკის კვლევის შედეგად შეგვიძლია გავაკეთოთ შემდეგი სახის დასკვნები:

1. გამოკვლეულია ტრაქტორის მართვისა და საკიდი ჰიდრომექანიკური სისტემების ერთობლივი მუშაობის განტოლება და დადგენილია მათი მუშაობის პირობები;

2. მიღებულია ტრაქტორის მართვისა და საკიდი ჰიდრომექანიკური სისტემების ერთობლივი მოძრაობის სიჩქარის, აჩქარების და ჭოკზე მოსული მაქსიმალური დატვირთვების განტოლებები;

3. მიღებულია ტრაქტორის მართვისა და საკიდი მექანიზმის ჰიდროსისტემის მუშაობის სიმძლავრის საანგარიშო ფორმულა.

თ ა ვ ი V

ექსპერიმენტების ჩატარების პროგრამა და მეთოდოლოგია

ექსპერიმენტული კვლევები მიმდინარეობდა აგრარული უნივერსიტეტის მიმდებარე ტერიტორიებზე. კვლევის მიზანი იყო, დაგვედგინა ტრაქტორის მართვის და საკიდ ჰიდრომექანიკურ სისტემებს შორის დამოკიდებულება, რომელიც ერთწლიანი კულტურებში, რიგთაშორის ნიადაგის დამუშავებისას თავიდან აგვაცილებდა კულტურული მცენარეების დაზიანებასა და მოჭრას, ამასთან შესაძლებელი იქნებოდა მინიმუმამდე შეგვემცირებინა მცენარის დამცავი ზოლის სიგანე.

ექსპერიმენტული კვლევის ობიექტი იყო: ტრაქტორი მარკით MT3 -82 და მასზე აგრეგატირებული კულტივატორ-გამომკვეები KPH-4,2. (MT3-82+ KPH-4,2)

5.1. ექსპერიმენტული კვლევის პროგრამა

ექსპერიმენტული კვლევის პროგრამით გათვალისწინებული იყო სატრაქტორო აგრეგატის თეორიული კვლევისას გაკეთებული დასკვნებისა და დაშვებების შემოწმება, ერთწლიანი კულტურების რიგთაშორის ნიადაგის დამუშავებისას-კულტივაციის. აგრეგატის მოძრაობის თეორიული კვლევიდან ირკვევა, აგრეგატზე მოქმედებს სხვადასხვა ფაქტორები, რომელთა უმრავლესობის ცვალებადობა არ

ემორჩილება რაიმე კანონზომიერებას, ამასთან შეუძლებელია წინასწარ მათი ცვალებადობის დადგენა და მასზე ისეთი ფორმით ადამიანის რეაგირება აგრეგატზე, რომ გამოირიცხოს ამ ცვლადებით გამოწვეული შეშფოთებები.

შემშფოთი ფაქტორების ზემოქმედებით საბოლოო ჯამში ხშირად ირღვევა აგრეგატის შერჩეული მიმართულებით მოძრაობა, რომლის აღდგენისთვისაც, ტრაქტორისტი საჭის მექანიზმზე ზემოქმედებით აღუდგენს ტრაქტორს და მთლიანად აგრეგატს შერჩეული მიმართულებით მოძრაობას. ჩვენს მიერ დამუშავებული საკიდი მექანიზმით ხდება სსმ-ის შემობრუნება ტრაქტორის მიმართ იმავე მიმართულებით, რომელი მიმართულებითაც ხდება ტრაქტორის მანევრირება. იმისათვის, რომ არ მოხდეს კულტურული მცენარეების დაზიანება რიგში, საჭიროა დავიცვათ მცენარის გვერდით მინიმალური დამცავი ზოლი. ამისათვის საჭიროა შეთანხმებული იყოს ტრაქტორისა და სსმ-ის მოძრაობა, რისთვისაც საჭიროა დადგინდეს სსმ-ის შემობრუნებაზე მოქმედი ფაქტორების ოპტიმალური ზღვრები ცალკეული სასოფლო-სამეურნეო აგრეგატისათვის (მოცემულ შემთხვევაში MT3-82+KPH-4,2 აგრეგატისათვის).

კვლევის პროგრამით გათვალისწინებული იყო:

I. ტრაქტორის მანევრირების პროცესში, სსმ-ის მანევრირებაზე

მოქმედებს ისეთი ფაქტორები, როგორცაა:

1. ტრაქტორის მიმართველი თვალის შემობრუნების კუთხე, α , რად.;
2. ტრაქტორის მიმართველ თვალზე დამაგრებული ძელის სიგრძე, r , მ.;
3. ტრაქტორის საკიდი მექანიზმის ქვედა წვევაზე მიმაგრებული ძელის სიგრძე, d , მ..

II. ოპტიმიზაციის პარამეტრია:

კულტურული მცენარის გვერდით დამცავი ზოლის სიგანე, $Y - b_1$ მ..

III. შედგეს სასოფლო-სამეურნეო აგრეგატის მოძრაობის პროცესის სრულფაქტორიანი კვლევის პროგრამა და მეთოდოლოგია;

IV. სასოფლო-სამეურნეო აგრეგატის მოძრაობის სრულფაქტორიანი კვლევა და კვლევის შედეგად მიღებული მასალების დამუშავება;

5.2. ექსპერიმენტული საკიდი მექანიზმის სრულფაქტორიანი ექსპერიმენტების ჩატარების

პროგრამა და მეთოდისა

სრულფაქტორიანი ექსპერიმენტების ჩატარებისათვის, საჭირო გეგმის შედგენისათვის, შერჩეული ფაქტორებისათვის დადგენილი იქნა თითოეული ფაქტორის ვარირების ინტერვალი,

1. $r_0 - \Delta r \leq r \leq r_0 + \Delta r$, მ.;
2. $d_0 - \Delta d \leq d \leq d_0 + \Delta d$, მ.;
3. $\alpha_0 - \Delta \alpha \leq \alpha \leq \alpha_0 + \Delta \alpha$, რად..

რომელთა მნიშვნელობები მოცემულია ცხრილში (იხ. ცხრ. 5.2.1). სადაც მოცემულია თითოეული ფაქტორის ვარირების ინტერვალი, რომელიც მეტია მათი გაზომვების ცდომილების გაორმაგებული საშუალო კვადრატული გადახრისა, რომელიც მიღებულია წინასწარ ერთფაქტორიანი ექსპერიმენტებით. ისე როგორც ეს მითითებული აქვს ვ. ვ. ნალიმოვს და ნ. ა. ჩერნევს [140]. ექსპერიმენტების ჩატარების პირობისა და მიღებული შედეგების გამარტივების მიზნით, მოცემული მასშტაბების და ღერძზე მისი განლაგების შერჩევა ისე უნდა მოხდეს, რომ თითოეული ფაქტორის ზედა დონე X_i ფაქტორისათვის უნდა მოხდეს შესაბამისი ღერძის +1 ნიშნულზე, ხოლო ქვედა დონე კი -1 ნიშნულზე. ამასთან ძირითადი დონე ღერძის სათავეში 0, რომელიც მიიღწევა გადამყვანი კოეფიციენტის გამოყენებით, რომელიც შეიძლება გამოითვალოს გარდაქმნის ფორმულით

$$\tilde{X}_i = \frac{\tilde{X}_i - \tilde{X}_{i,0}}{\Delta \tilde{X}_i}, \quad i=1, 2, 3., \quad (5.2.1)$$

სადაც X_i – არის ფაქტორის კოდირებული მნიშვნელობა;

\tilde{X}_i – ფაქტორის ნატურალური მნიშვნელობა;

$X_{i,0}$ – ძირითადი (საშუალო) დონის ნატურალური მნიშვნელობა;

ΔX_i – ვარიაციის (ვარირების) კოეფიციენტი.

ტრაქტორის საკიდ ჰიდრომექანიკურ სისტემაზე მოქმედი ფაქტორები და მათი ცვალებადობის საწყისი ინტერვალი.

№	ფაქტორები და მათი აღნიშვნა	ფაქტორის ძირითადი დონე	ფაქტორთა ვარირების ინტერვალი
1	2	3	4
1	$\bar{X}_1 = r$	$\bar{X}_{1,0} = r_0 = 0,2$	$\Delta\bar{X}_1 = 0,1$
2	$\bar{X}_2 = d$	$\bar{X}_{2,0} = d_0 = 0,3$	$\Delta X_2 = 0,1$
3	$\bar{X}_3 = \alpha$	$\bar{X}_{3,0} = \alpha_0 = 6^0$	$\Delta X_3 = 2^0$

ვინაიდან ფაქტორების რაოდენობა სამია, დონეები კი ორი, ცდების რაოდენობა იქნება $N = 2^3 = 8$. შესაბამისად შედგენილი იქნა ექსპერიმენტული კვლევის სრული გეგმა, რომელიც მოცემულია მატრიცის სახით (ცხრილი 5.2.2), სადაც სტრიქონები შეესაბამება ცდების რაოდენობას, ხოლო სვეტები ფაქტორების მნიშვნელობებს.

ექსპერიმენტების დაგეგმვის ამოცანა მათემატიკურად ფორმულირებული იყო შემდეგი სახით: უნდა მივიღოთ რაიმე წარმოდგენა ფაქტორის ზედაპირულ გამოძახილზე, რომელიც საერთო შემთხვევაში შეიძლება ანალიზურად წარმოვიდგინოთ ფუნქციის სახით ან მათემატიკური მოდელის სახით.

$$M_i \{Y_i\} = \varphi(X_1, X_2, X_3), \quad (5.2.2)$$

სადაც M_i – მათემატიკური მოლოდინის სიმბოლიკაა;

Y_i - ოპტიმიზაციის პარამეტრია.

მოცემულ შემთხვევაში: Y_1 – არის მცენარესთან სსმ-ის სამუშაო ორგანოს მიახლოების მანძილის მინიმუმი S_{\min} , მ..

თეორიულად ზოგიერთი მოსაზრების საფუძველზე, შეიძლება ვიგულისხმოთ, რომ რეგრესიულ განტოლებას აქვს შემდეგი ზოგადი სახე [141, 142, 143].

$$\hat{Y}_i = b_0 + \sum_{i=1}^4 b_i X_i + \sum_{i,j}^6 b_{ij} X_i X_j \quad (5.2.3)$$

სადაც \hat{Y}_i – არის გამოძახილი $M_i\{Y_i\}$ მათემატიკური მოლოდინის

შეფასება.

ფაქტორების კოდირებული მნიშვნელობათა გამოყენებით (+1, -1), ცდების პირობები შეიძლება ჩაიწეროს ცხრილის სახით (იხ, ცხრ. 5.2.2), ან ექსპერიმენტების დაგეგმვის მატრიცით, სადაც სტრიქონები - შეესაბამებია სხვადასხვა ცდებს, ხოლო სვეტები - ფაქტორების მნიშვნელობებს [141].

რამდენადაც სრულფაქტორიანი ცდების გეგმის რეალიზირება მოითხოვს დისპერსიის ერთგვაროვნებას. მაშინ მიღებული გეგმის ყოველ წერტილში ჩატარებულია ოთხი პარალელური ცდა. მიღებული მნიშვნელობები $Y_{.1}, Y_{.2}, Y_{.3}, Y_{.4}$ და ასევე მათი საშუალო მნიშვნელობები \bar{Y} შეტანილია ცხრილში (იხ. ცხრ. 5.2.2)

$$\bar{Y}_i = \frac{1}{4} \sum_{i=1}^4 Y_i . \quad (5.2.4)$$

იმისათვის, რომ გაიზარდოს ექსპერიმენტებით მიღებული შედეგების სიზუსტე ოპტიმიზაციის პარამეტრს ვამრავლებთ 10-ზე.

დაგეგმილი მატრიცის მიხედვით ცდების რეალიზაციის შემდეგ შერჩეული მოდელის მიხედვით (რეგრესიული განტოლების) კოეფიციენტები გამოითვლება ტოლობებით, რომელიც მოცემულია სასოფლო-სამეურნეო მანქანების ექსპერიმენტების დაგეგმვის საფუძვლებში [141]

$$\left. \begin{aligned} b_0 &= \frac{1}{8} \sum_{q=1}^8 \bar{Y}_q, & b_i &= \frac{1}{8} \sum_{q=1}^8 X_{iq} \bar{Y}_q, & i &= 0,1,2,3. \\ b_{ij} &= \frac{1}{8} \sum_{q=1}^8 X_{iq} X_{jq} \bar{Y}_q, & 0 < i < j \leq 3, & & q &= 4. \end{aligned} \right\} \quad (5.2.5)$$

სადაც \bar{Y}_q – არის q ნომრის გეგმის წერტილში ოთხი განმეორებითი

ცდის შედეგად მიღებული მონაცემების საშუალო

გამომდახილი;

$X_{ij} - X_i$ ფაქტორის მნიშვნელობაა q ცდაში.

$$b_0 = 114.25 ; b_1 = -41 ; b_2 = 31.75 ; b_3 = -21.75 ;$$

$$b_{1,2} = 1.50 ; b_{1,3} = 0.00 ; b_{2,3} = 0.75 ; b_{1,3} = 0,0.$$

ცხრილი № 5.2.2

სრულფაქტორიანი ექსპერიმენტების გეგმა და შედეგები კულტურულ მცენარის რიგთან სსმ-ის განაპირა სამუშაო ორგანოს მიახლოების დადგენისათვის

№	X_0	X_1	X_2	X_3	Y_1	Y_2	Y_3	Y_4	\bar{Y}
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	+	-	-	-	145	152	134	161	148
2	+	+	-	-	52	56	71	69	62
3	+	-	+	-	188	226	189	221	206
4	+	+	+	-	137	116	124	135	128
5	+	-	-	+	109	95	96	108	102
6	+	+	-	+	25	14	17	16	18
7	+	-	+	+	158	173	155	174	165
8	+	+	+	+	96	93	77	74	85

რეგრესიული განტოლების (5.2.3) კოეფიციენტების გამოთვლილი მნიშვნელობების საფუძველზე იგი მიიღებს შემდეგ სახეს

$$\hat{Y} = 114.25 - 41.00X_1 + 31.75X_2 - 21.75X_3 - 1.50X_1X_2 - 0.75X_2X_3. \quad (5.2.6)$$

კოჭრენის კრიტერიუმის საშუალებით ვაწარმოეთ დისპერსიის ერთგვაროვნების შემოწმება, რომელიც დაფუძნებულია დისპერსიის ნორმალური განაწილების კანონზე, დისპერსიის მაქსიმალური მნიშვნელობის შეფარდებით დისპერსიის მთელ ჯამთან, ე. ი.

ცხრილი 5.2.3

სრულფაქტორიანი ექსპერიმენტების გამოთვლილი მნიშვნელობები

№	S_p^2	\hat{Y}_p	$(\bar{Y}_p - \hat{Y}_p)^2$
1	2	3	4
1	130.0	143	25.00
2	88.7	64	4.00
3	412.7	209.5	6.25
4	96.7	126	4.00
5	56.7	101	1.00
6	23.3	22	16.00
7	98.0	166	1.00
8	123.3	81	16.00

$$G_{ek} = \max_{1 \leq q \leq 8} [S_q^2] / \sum_{p=1}^8 S_p, \quad (5.2.7)$$

სადაც

$$S_p^2 = \frac{1}{3} \sum_{i=1}^4 (Y_{pi} - \bar{Y}_p)^2, \quad (5.2.8)$$

ხოლო Y_{pi} არის Y_i -ურის მნიშვნელობა p -ცდაში,

რომლის მნიშვნელობაც მოცემულია (5.2.2) ცხრილში.

ჩვენს შემთხვევაში. ცხრილის მიხედვით G_{kr} კრიტიკული მნიშვნელობა $G_{ek}=0.401$, როცა თავისუფლების ხარისხი $f = N - 2 = 8 - 2 = 6$, და $\alpha = 0.05$, $G_{kr} = 0,707$ [141]. რადგანაც $G_{ek} < G_{kr}$, ამიტომ ჰიპოთეზა დისპერსიის ერთგვაროვნებაზე მისაღებია.

მიღებული რეგრესიული განტოლების კოეფიციენტების მნიშვნელობათა ღირებულების დასადგენად ვსარგებლობთ სტიუდენტის t კრიტერიუმით. სრულფაქტორიანი ექსპერიმენტების გამოყენებისას ყველა კოეფიციენტების სანდო მნიშვნელობა თანატოლია. ამისათვის წინასწარ ვსაზღვრავთ მიღებული დისპერსიის რეგრესიის კოეფიციენტს $S^2\{b\}$, რომელიც განისაზღვრება [141, 142, 143] მოცემული ცნობილი ფორმულით

$$S^2\{b_i\} = \frac{S^2\{y\}}{n \cdot p} \quad (5.2.9)$$

სადაც $S^2\{Y\}$ -არის ოპტიმიზაციის პარამეტრის დისპერსია, ე.ი.

$$S^2\{Y\} = \frac{1}{8} \sum_{p=1}^8 S_p^2 = \frac{1029.4}{8} = 128.7125, \quad (5.2.10)$$

მაშინ

$$S^2\{b_i\} = \frac{128.7125}{8 * 4} = 4.02$$

ახლა განვსაზღვროთ t_i - კრიტერიუმის მნიშვნელობა ფორმულით

$$t_i = \frac{|b_i|}{S\{b_i\}}, \quad (5.2.11)$$

რომელიც გვაძლევს:

$$t_0 = 56.95; \quad t_1 = 20.44; \quad t_2 = 15.83; \quad t_3 = 10.84;$$

$$t_{12} = 0.75; \quad t_{13} = 0; \quad t_{23} = 0.37.$$

t_i კრიტერიუმის კრიტიკულ t_{kr} -ის მნიშვნელობის დადგენას ვახდენთ ცხრილიდან [141] დამატება 1, რომელიც შეესაბამისება $8 \times (4-1) = 24$ თავისუფლების ხარისხს და მოცემულ დონის მნიშვნელობისათვის $\alpha = 5\%$. გვაქვს $t_{kr} = 2.4$, თუ $t_i > t_{kr}$, მაშინ b_i კოეფიციენტი მიიღება მნიშვნელოვნად. წინააღმდეგ შემთხვევაში b_i ითვლება სტატისტიკურად არა მნიშვნელოვნად და შესაბამისი შესაკრები (5.2.6) ტოლობის გაუტოლდება ნულს. ამ შემოწმების შემდეგ რეგრესიული განტოლება (5.2.6) მიიღებს შემდეგ სახეს

$$Y(X) = 114.25 - 41.00X_1 + 31.75X_2 - 21.75X_3. \quad (5.2.12)$$

$$X = (X_1, X_2, X_3).$$

იმისათვის, რომ შეგვემოწმებინა (5.2.12) მოდელი ადექვატობაზე, გამოვიყენოთ ფიშერის F კრიტერიუმი

$$F_{eks} = \frac{S_{ad}^2}{S^2\{Y\}} = \frac{54.94}{129.7125} = 0.4236, \quad (5.2.13)$$

სადაც S_{ad}^2 არის დისპერსიის ნარჩენი, რომელიც გამოითვლება ფორმულით

$$S_{ad}^2 = \frac{3}{8-m} \sum_{p=1}^8 (\bar{Y}_p - \hat{Y}_p)^2, \quad (5.2.14)$$

სადაც m არის სააპროქსირებელი პოლინომის (5.2.12) წევრთა რიცხვი, რომელშიც ითვლება თავისუფალი წევრიც; \hat{Y}_p - ოპტიმიზაციის პარამეტრის მნიშვნელობაა, რომლის გამოთვლა ხდება (5.2.12) რეგრესიული განტოლებიდან p - ურ ცდაში.

მივიღებთ

$$S_{ad}^2 = 54.94,$$

მაშინ

$$F_{eks} = 54.94/128.7125 = 0.43.$$

თუ F_{ek} კრიტერიუმის გამოთვლილი მნიშვნელობა მცირეა, ვიდრე ცხრილში [142] მოძიებული F_{kr} მნიშვნელობისა, მაშინ მოდელი ითვლება ადექვატურად.

ამისათვის ვპოულობთ მნიშვნელობას ცხრილიდან შესაბამისი თავისუფლების ხარისხისათვის

$$\varphi_1 = n - m = 8 - 4 = 4 \text{ და } \varphi_2 = n(r - 1) = 8(4 - 1) = 24,$$

და $\alpha = 5\%$ დონის მნიშვნელობისას,

ჩვენს შემთხვევაში $F_{eks} = 0.4236$, ხოლო F_{kr} კრიტიკული კი $F_{kr} = 2,78$ ე.ი. $F_{kr} > F_{eks}$, მაშასადამე მიღებული (5.2.12) მოდელი შეიძლება ჩაითვალოს ადეკვატურად და გამოვიყენოთ იგი ტრაქტორის საკიდი სისტემის მუშაობის ოპტიმიზაციისათვის.

თუ მოვახდენთ მიღებულ რეგრესიულ განტოლებაში (5.2.12) შემავალი ფაქტორების ანალიზს, დავინახავთ, რომ საკიდი სისტემა აგრეგატის სამუშაო პროცესის დროს ზეგავლენას ახდენს სამივე ფაქტორი, მაგრამ შესამჩნევ ზეგავლენას ვერ ახდენს მათი ურთიერთქმედება.

ეს ფაქტორებია:

1. ტრაქტორის მიმმართველ თვალზე დაყენებული ძელის
2. სიგრძე, $X_1 - r - \text{მ.};$
3. ტრაქტორის საკიდ მექანიზმზე მიმაგრებული ძელს სიგრძე, $X_2 - d - \text{მ.};$
4. ტრაქტორის მიმმართველი თვლის შემობრუნების კუთხე, $X_3 - \alpha - \text{რად.}$

თუ ზემოთ მოყვანილ ფაქტორებს დავალაგებთ ოპტიმიზაციის პარამეტრზე მათი ურთიერთ შედარებითი ზემოქმედების მიხედვით დიდიდან პატარასაკენ, მაშინ, ისინი განლაგდებიან შემდეგი თანმიმდევრობით;

- I. $X_1 - r -$ მიმმართველ თვალზე დაყენებული ძელის სიგრძე,

$$b_1 = -41,00;$$

- II. $X_2 - d -$ საკიდ მექანიზმზე მიმაგრებული ძელის სიგრძე,

$$b_2 = 31.75;$$

- III. $X_3 - \alpha -$ მიმმართველი თვლის შემობრუნების კუთხე,

$$b_3 = -21.75..$$

რეგრესიულ განტოლებაში (5.2.12) თუ ცვლადების კოდირებულ მნიშვნელობას შევცვლით ნატურალური სიდიდეებით, რისთვისაც ვსარგებლობთ (5.2.1) ტოლობით, მაშინ (5.2.12) განტოლება მიიღებს შემდეგ სახეს

$$b = 114.25 - 12.3r + 12.7d - 3.04\alpha \quad (5.2.15)$$

მიღებული გამოსახულება საშუალებას იძლევა განისაზღვროს ტრაქტორის საკიდი სისტემის გეომეტრიული ზომები და მიმმართველი თვლების შემობრუნების α კუთხე, რომლის დროსაც მინიმალურია კულტურულ მცენარესთან სამუშაო ორგანოს მიახლოება.

5.3. ტრაქტორის საკიდი მექანიზმის ოპტიმუმის არის გამოკვლევა

წინა პარაგრაფში მოცემულია მრავალფაქტორული ექსპერიმენტების დაგეგმვის, ჩატარებისა და მიღებული შედეგების დამუშავების რეგრესიული ანალიზის მეთოდი. რადგან ჩვენს მიერ მიღებული (5.2.12) მოდელი წრფივია, ოპტიმიზაციის პარამეტრზე მოქმედი ძირითადი ფაქტორების რაოდენობა არის სამი და მათი ვარირება ხდება ორ დონეზე, შეგვიძლია ვისარგებლოთ იმ ფაქტით, რომ აღნიშნული ფუნქციის მინიმალური მნიშვნელობა განლაგებული იქნება იმ კუბის ერთ-ერთ წვეროზე, რომელზეც გადაზომილია ჰიდრომექანიკური სისტემებს შორის უკუ კავშირის მექანიზმისა და ტრაქტორის მიმმართველი თვლის შემობრუნების კუთხის მნიშვნელობები [135, 136]. სამუშაო ორგანოს მინიმალური დაცილება კულტურული მცენარიდან მდებარეობს ცხრილში (5.2.2) მოცემულ \hat{Y}_i ($i = 1...8$) ინტერვალში.

ზემოთ მოყვანილი მსჯელობიდან ვდებულობთ, რომ $\min \hat{Y}_{1 \leq i \leq 8} = 18$ მმ. და ამასთან მისი კორდინატებია: $X_1 = -1$, $X_2 = +1$, $X_3 = -1$, ე. ი. სსმ-ის სამუშაო ორგანო, ტრაქტორის მანევრირებისას კულტურულ მცენარეს უახლოვდება 20 მმ-ით. მაშინ თვალზე მიმაგრებული ძელის სიგრძე r აღწევს თავის მაქსიმუმს, საკიდ სისტემაზე მიერთებული ძელის სიგრძე d მინიმალურია, ხოლო ტრაქტორის მიმმართველი თვლის შემობრუნების α კუთხე მაქსიმუმია.

კვლევის შემდგომ ეტაპს წარმოადგენს აღნიშნული არის ძიება, რისთვისაც ვსარგებლობთ მრავალ მეთოდს შორის ფართოდ ცნობილ და მოხერხებულ ბოქსისა და ვილსონის მიერ დამუშავებულ ციცაბო ასვლის მეთოდს [141, 142]. მისი გამოყენებისას ოპტიუმისკენ მოძრაობა ხდება გრადიენტის, ე. ი. ციცაბო ასვლის მეთოდით, მინიმალური ცდების რაოდენობით. აღნიშნული მეთოდის გამოყენება შეიძლება იმ შემთხვევაში, როდესაც წრფივი მოდელი ადეკვატურია (მოდელი შემოწმებულია ადეკვატობაზე).

ციცაბო ასვლის მეთოდის დაგეგმარების და ჩატარებული ცდების შედეგები მოცემულია ცხრილში (იხ. ცხრ. 5.3.1).

ცხრილი 5.3.1

ოპტიმიზაციის საძიებელი მატრიცა

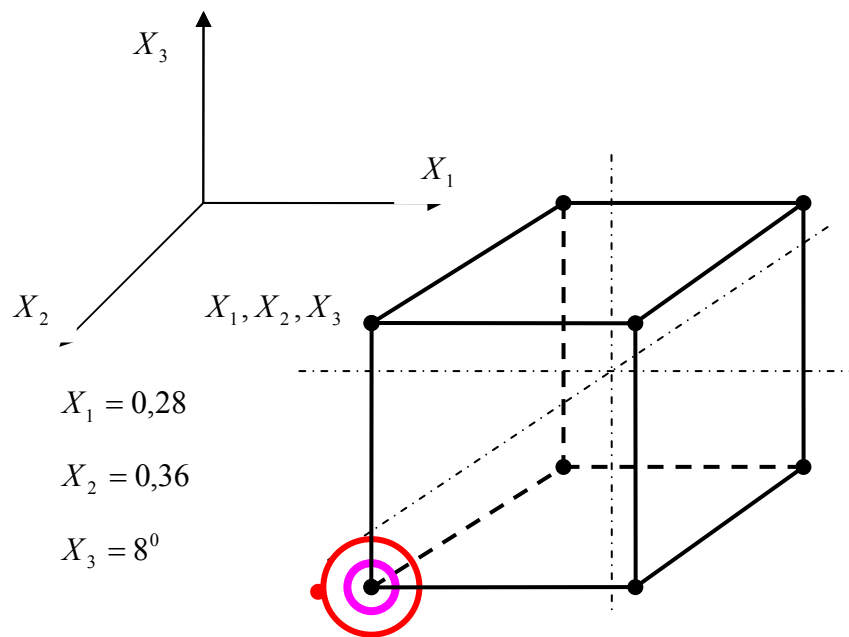
№	X_1	X_2	X_3	\bar{Y}
1	2	3	4	5
1	0.24	0.4	6^0	31
2	0.26	0.38	7^0	24
3	0.28	0.36	8^0	20
4	0.30	0.34	9^0	17

მოქმედ ძირითად ფაქტორებიდან ვარიაციის შესაძლებლობა აქვს მიმმართველი თვლის მორგვზე დამაგრებულ და სიგრძის რეგულირების მქონე ძელს r ბიჯით 0.02 მ., საკიდ სისტემაზე გრძივ წევაზე მიმაგრებულ ძელს d ბიჯით 0.03 მ. და მიმმართველი თვლის შემობრუნების კუთხეს α ბიჯით 1^0 , რომელიც უზრუნველყოფს კულტურულ მცენარესთან მინიმალური დამცავი ზოლის დატოვებას.

ოპტიმიზაციის მატრიციდან ნათლად ჩანს, რომ ოპტიმიზაციის პარამეტრის მინიმალური მნიშვნელობა ე. ი. კულტურულ მცენარესთან მინიმალური დამცავი ზოლის დატოვებას ვაღწევთ $b_1 = 0.02$ მ. მაშინ, როდესაც ტრაქტორის მიმმართველი თვლის მორგვზე დაყენებული ძელის სიგრძე $r = 0.28$ მ.; საკიდი სისტემის ქვედა წევაზე მიმაგრებული ძელის სიგრძე $d = 0,36$ მ., ხოლო ტრაქტორის მიმმართველი თვლის შემობრუნების კუთხეა $\alpha = 8^0$.

კულტურულ მცენარესთან სსმ-ის სამუშაო ორგანოს მინიმალურ მიახლოებაზე მოქმედ ფაქტორებთან დამოკიდებულებაში გრაფიკულად შეიძლება წარმოვადგინოთ შემდეგი სახით (იხ. სურ. 5.431).

უნდა ავლნიშნოთ, რომ მიმმართველი თვლის მორგვზე მიმაგრებული ძელის სიგრძის ჭარბი ზრდა იწვევს სსმ-ის ტრაქტორის მიმართ დიდ ინტერვალში ბრუნვას, რაც იგივე პირობებში ჩააყენებს სსმ-ს მცენარეების მიმართ, როგორც იყო არსებულ საკიდ მექანიზმებით მუშაობისას, ოღონდ საწინააღმდეგო მხარეს დააზიანებს; ტრაქტორის საკიდი სისტემის ქვედა წვევაზე მიმაგრებული ძელის სიგრძის ჭარბი ზრდის შემთხვევაში იგი უახლოვდება ტრაქტორის სავალ თვალს, რაც თავისთავად შეზღუდულია კონსტრუქციულად; აგრეგატის მუშაობისას ყურადღებას მოითხოვს ტრაქტორის



სურ. 5.3.1. ოპტიმიზაციის პარამეტრზე მოქმედი ფაქტორების გეგმა და მისი საძიებო ოპტიმალური მნიშვნელობის მდებარეობა.

მიმმართველი თვლის განსაკუთრებული მანევრირება, რათა თვით მიმმართველი თვლები არ მოხვდეს კულტურული მცენარეების დაზიანების მიზეზი.

5.4. საველე ცდების ჩატარების მეთოდოლოგია და

ცდების შედეგად მიღებული მონაცემების ანალიზი

საველე-ლაბორატორიული ცდები ტარდებოდა სასოფლო-სამეურნეო უნივერსიტეტის მიმდებარე ტერიტორიაზე არსებულ საცდელ ნაკვეთში. ნიადაგის ტიპი მდელის ყავისფერი. ცდები ტარდებოდა 2004-2005წლებში.

მიწის ნაკვეთი რომელზეც ტარდებოდა ექსპერიმენტული კვლევები ხასიათდებოდა საშუალო თვისებებით:

- ნიადაგის დახრილობა არ აღემატებოდა $1-2^{\circ}$;
- ნიადაგის რელიეფი სწორი, მინდვრის ზედაპირის რელიეფი ხასიათდებოდა შედარებით დაბალი სიხშირის ცვალებადობით და ამასთან რელიეფის ცვალებადობას ჰქონდა უმნიშვნელო სიდიდის დისპერსია;

- ნიადაგის სიმკვრივე იცვლებოდა $(1,5...1,8) \times 10^5 \text{ ნ/მ}^2$;
- გაფხვიერების სიღრმე 0,1-0,12მ.;
- ნიადაგის ტენიანობა, საშუალო 15..20% ;

ნიადაგის სიმკვრივე განისაზღვრებოდა ი. ი. რევიაკინის სიმკვრივის საზომით, შემდეგ ჰორიზონტალებზე: 0-0,05; 0,05-0,10; 0,10-0,15; მ.

ნიადაგის ტენიანობა განისაზღვრებოდა ნიადაგის ნიმუშების თერმოსტატური შრობის 105°C ტემპერატურაზე 6 საათის განმავლობაში. ნიადაგის ნიმუშების აღება ხდებოდა 0-0,05; 0,05-0,10; 0,10-0,15; მ. სიღრმეზე სამჯერადი განმეორებით, ალუმინის მჭიდროდ დახურულ ჭიქებში (ბიუქსებში). ნიადაგის ფარდობითი ტენიანობა პროცენტებში იანგარიშებოდა გამოსახულებით

$$W = \frac{G_{bp} - G_{cp}}{G_{cp}} 100\%,$$

სადაც G_{bp} არის ტენიანი ნიადაგის წონა, გრ.;

G_{cp} – მშრალი ნიადაგის წონა, გრ.

აწონვას ვახდენდით ელექტროტექნიკურ სასწორზე @” B/ITK – 500” სიზუსტით 0,01 გრ. მიღებული სიდიდეები მოცემულია (დანართში 16).

საველე-ლაბორატორიული ცდების წინ მოვახდინეთ კულტივატორის ყველა საჭირო რეგულირება [146].

ცდების დროს მიღებული ყველა შედეგები და მათი მიღების პირობები აღნიშნებოდა დაკვირვებათა ჟურნალში.

ცდების ჩატარების დროს საძიებელი მაჩვენებლები გაყოფილი იყო ორ ჯგუფად [147]: პირდაპირ გასაზომი და წარმოებული საანგარიშო მაჩვენებლები.

ჩვენს შემთხვევაში გასაზომ მაჩვენებლებს წარმოადგენდა:

- საცდელი ნაკვეთის სიგრძე S , მ.;
- საცდელი ნაკვეთის გავლის დრო T_{op} , წმ.;
- ცდის დროს დახარჯული საწვავი g_{op} სმ³/ცდ.;
- აგრეგატის მოძრაობის საშუალო სიჩქარე V_{sr} , მ/წმ.;
- საწვავის საათური ხარჯი G_T , კგ/სთ.;
- აგრეგატის მწარმოებლობა, ერთ საათ სუფთა სამუშაო დროში ჰა/სთ..

აღნიშნული მონაცემები განისაზღვრებოდა გაზომვების საშუალებით, რომლებიც აღებული იყო ექსპერიმენტების დროს, ფორმულებით:

აგრეგატის მოძრაობის სიჩქარე $V_{sm} = \frac{S}{T_{op}}$, მ/წმ.;

ცდის დროს საწვავის საათური ხარჯი $G_T = \frac{g_{op}}{T_{op}}$, კგ/სთ.

კულტივაციისას სუფთა საათური მწარმოებლობა

$$W = 0,1B_s V_s \quad \text{ჰა/სთ.}$$

სადაც B_s – არის კულტივატორის სამუშაო მოდების განი, მ.;

V_s – აგრეგატის სამუშაო სიჩქარე, კმ/სთ..

ცდები ტარდებოდა აგრეგატის სხვადასხვა კულტივაციის აგროტექნიკით დაშვებულ სიჩქარეებზე, კულტივაცია მიმდინარეობდა $(8...10)10^{-2}$ მ. სიღრმეზე.

განვლილი მანძილის გასაზომად გამოყენებული იყო საზომი თვალი, რომელიც მიმაგრებული იყო კულტივატორის ჩარჩოზე.

სსმ-ის შერჩეული მიმართულებიდან (კურსიდან) აცდენის სიდიდის დასადგენად საცდელი ნაკვეთის სიგრძეზე, ერთმანეთის დაშორებით და ურთიერთ

პარალელურად, იჭიმებოდა 2,0მ ინტერვალით დანაყოფებიანი 80 მ. სიგრძის მავთული, ხოლო სსმ-ზე დამაგრებული იყო სპეციალური საკაწრი, რომელიც აღწერდა სსმ-ის მოძრაობის ტრაექტორიას, აგრეგატის ყოველი გავლის შემდეგ იზომებოდა ნაკაწრიდან მავთულის დანაყოფამდე მანძილი და შეგვექონდა დაკვირვების ჟურნალში (მიღებული მონაცემები იხ. დანართი №18).

ცდის დროს საცდელი ნაკვეთის სიგრძე დამოკიდებულია კვლევის მიზანზე და ამოცანაზე, ჩვენს მიერ დასახული ამოცანისათვის საცდელი ნაკვეთის სიგრძედ შევირჩიეთ 70 მ..

- შედარებითი ცდების შედეგად მიღებული მასალების ანალიზმა გვაჩვენა, რომ არსებული საკიდი მექანიზმით კულტივაციისას კულტივატორის მოძრაობის მიმართულების საშუალო კვადრატულმა გადახრამ შერჩეული კურსიდან შეადგინა $\xi_1 = 78.6 \times 10^{-3}$ მ., ხოლო ექსპერიმენტული საკიდი მექანიზმით კულტივაციისას კი $\xi = 26,65 \times 10^{-3}$ მ..

მიღებული შედეგი გვიჩვენებს, რომ არსებული საკიდი სისტემით სსმ გადახრები შერჩეული კურსიდან თითქმის სამჯერ დიდია ვიდრე ექსპერიმენტული საკიდი სისტემით მუშაობის დროს, ამასთან ორ-სამ-ჯერ მცირეა სსმ-ის რხევის ამპლიტუდა. ააქედან გამომდინარე:

- 2...3 - ჯერ შემცირდა რიგში მდგომ კულტურულ მცენარეთა დაზიანებათა და მოჭრების რაოდენობა;
- 5...7 % - ით დიდია სსმ-ის მიერ განვლილი მანძილი არსებული საკიდი სისტემის გამოყენების დრო;
- შესაბამისად 3...4 % -ით იზრდება შესრულებულ სამუშაოზე დახარჯული საწვავის კუთრი ხარჯი;
- მიმმართველი თვლების $\alpha = 15^\circ$ -ზე მანევრირებისას აგრეგატის მობრუნების რადიუსი მცირდება ერთი მეტრით.

დასკვნები V თავზე

ტრაქტორის საკიდი მექანიზმის მუშაობის თეორიული კვლევების დროს გაკეთებული დასკვნებისა და დაშვებების შემოწმებისათვის დამუშავებული იქნა

ლაბორატორიული და საველე ცდების ჩატარების პროგრამა და მეთოდოლოგია, რომლის მიხედვით მიღებული მონაცემების ანალიზის საფუძველზე შეიძლება გავაკეთოთ შემდეგი სახის დასკვნები:

1. მიღებული იქნა რეგრესიული განტოლება, რომლის პირობის დაკმაყოფილების შემთხვევაში, კულტურული მცენარესთან დარჩება მინიმალური სიგანის დამცავი ზოლი;

2. მოცემულია ყველა მოქმედი ფაქტორის გავლენის ხარისხი, საკიდი მექანიზმის მუშაობის პროცესზე;

3. ექსპერიმენტული საკიდი სისტემით კულტივაციას 60-65%-ით შემცირდა რიგში მდგომ კულტურულ მცენარეთა დაზიანებათა და მოჭრების რაოდენობა;

4. ექსპერიმენტული საკიდი სისტემით 5...7 % - ით მცირდება კულტივატორის მიერ ფაქტიურად განვლილი მანძილი;

5. შესაბამისად 3...4 % -ით მცირდება შესრულებულ სამუშაოზე დახარჯული საწვავის კუთრი ხარჯი;

6. ტრაქტორ «MT3-82»-ის მიმმართველი თვლების $\alpha = 15^{\circ}$ -ზე შემობრუნებით ტრაქტორის მიმართ საქცევის ბოლოს მანევრირებისას, «MT3-82+KPH-4,2» აგრეგატის მობრუნების რადიუსი მცირდება მინიმუმ ერთი მეტრით.

7. უმჯობესდება შესრულებული ტექნოლოგიური პროცესის ხარისხობრივი მაჩვენებლები, კერძოდ არ წარმოიქმნება ნიადაგის მოხვეტვით უსწორმასწორო რელიეფი, რასაც ადგილი აქვს არსებული საკიდი მექანიზმების გამოყენების დროს.

თ ა ვ ი VI

ტექნიკურ-ეკონომიკური ეფექტიანობის

გაანგარიშება

6.1. ეკონომიკური მაჩვენებლების განსაზღვრა

ეკონომიკური მაჩვენებლები, რომლებიც მიღებული იყო საბაზო და ექსპერიმენტული საკიდი სისტემებით მცენარეთა შორის ნიადაგის გაფხვიერებისას, გაანგარშებული იქნა [148] მოთხოვნების მიხედვით.

შრომის საერთო დანახარჯები (S_s) კაც×სთ/ჰა-ზე ნათესის კულტივაციაზე საბაზო და ექსპერიმენტული საკიდი სისტემით აღჭურვილი აგრეგატისათვის განისაზღვრებოდა ფორმულით

$$S_s = S_{tex} + S_{tm} + S_{mom},$$

სადაც S_{tex} – კულტივაციაზე შრომის ხარჯი;

S_{tm} – ტექნიკური მტყუნებების აღმოფხვრაზე შრომის ხარჯი;

S_{mom} – შრომის ხარჯი გეგმით გათვალისწინებულ ტექნიკურ მომსახურებაზე.

კულტივაციის დროს შრომის დანახარჯები განისაზღვრებოდა ფორმულით

$$S_{tex} = \frac{m}{W_c},$$

სადაც m – საწარმოო პროცესში მომუშავე პერსონალის რაოდენობა;

W_c – კულტივატორის მწარმოებლობა ცვლის დროს 1 სთ-ში.

შრომითი დანახარჯები ტექნიკური გაუმართაობის და მტყუნების აღმოსაფხვრელად და გეგმით გათვალისწინებული ტექნიკური მომსახურებისათვის განისაზღვრება ფორმულით

$$S_{tm} = \frac{\sum m_{ij} \times t_{ij}}{T_z W_{ek}},$$

სადაც m_{ij} არის i – ური საწარმოო პერსონალის რაოდენობა, რომლის

დროსაც ხდება j – ური მტყუნების აღმოფხვრა;

t_{ij} – i – ური მუშის მონაწილეობის დროა j – ური მტყუნების აღმოფხვრისათვის;

T_z – ზონალური ნორმატიული დატვირთვაა, სთ.;

W_{ek} – საბაზო ან ექსპერიმენტური აგრეგატის საათური

მწარმოებლობა, ჰა/სთ.;

საერთო წლიური შრომითი დანახარჯები S_{sw} კულტივატორის ექსპლუატაციისას განისაზღვრება ფორმულით

$$S_{sw} = S_t \times B_z,$$

სადაც B_z – კულტივატორის ზონალური დატვირთვაა.

პირდაპირი საექსპლუატაციო დანახარჯები P_y , ლარებში, ერთი ჰექტრის ნათესის კულტივაციაზე ვსაზღვრავთ ფორმულით

$$P_y = X + R + R_r + R_{mr} + C ,$$

სადაც X – გამომუშავებული ხელფასი;

R – დანახარჯები რენოვაციაზე;

R_r – დანახარჯები კაპიტალურ რემონტზე;

R_{mr} – დანახარჯები მიმდინარე რემონტზე და გეგმით

გათვალისწინებულ ტექნიკურ მომსახურებაზე;

C – დანახარჯები საწვავ-საცხებ მასალებზე;

ტრაქტორისტის გამომუშავებული ხელფასი განვსაზღვრეთ ფორმულით

$$X = \frac{1}{W_{ek}} \sum m \times r_j ,$$

სადაც r_j – j – ური ტრაქტორისტის კლასის მიხედვით სატარიფო

საათური განაკვეთია, შვებულების და სოციალური

დაზღვევის ანარიცხებით.

კულტივატორიანი აგრეგატის რენოვაციაზე დანახარჯები განვსაზღვრეთ ფორმულით

$$A = \sum_{j=1}^n \frac{B_j \times a_j}{W_{ekbj} \times T_{zj}} ,$$

სადაც B_j – საბაზო და ექსპერიმენტული საკიდი სისტემის

საბალანსო ღირებულებაა;

a_j – რენოვაციაზე დანარიცხების კოეფიციენტი;

T_{zj} – j – ური ტრაქტორის წლიური ზონალური დატვირთვაა;

W_{ekbj} – ერთი საათი ექსპლუატაციის პერიოდში საბაზო

მანქანის მძწარმოებლობაა.

დანახარჯები კაპიტალურ, მიმდინარე რემონტებზე და კულტივატორის გეგმით გათვალისწინებულ ტექნიკურ მომსახურებაზე, განვსაზღვრეთ ფორმულით

$$P = \frac{B_j (R_K + R_T)}{W_{ek} \times T_n},$$

სადაც R_k , R_T – მიმდინარე და კაპიტალურ რემონტებზე დანარიცხების

კოეფიციენტებია;

T_n – ნორმატიული წლიური დატვირთვა, ჰა/წ..

დანახარჯებს საწვავ-საცხებ მასალებზე (G) განვსაზღვრავთ ტოლობით

$$G = qF,$$

სადაც q – ერთეულ შესრულებულ სამუშაოზე დახარჯული საწვავ-

საცხები მასალების რაოდენობაა;

F – ერთი კგ. საწვავის ღირებულება (1-კგ. საწვავის ფასში შედის საზეთი-საცხები მასალების ფასიც, რომელიც მოდის 1 კგ ძირითად საწვავზე).

წლიურ სამუშაოს მოცულობაზე მოსული პირდაპირი საექსპლუატაციო დანახარჯები, ლარებში.

$$V = V_{xv} \times B_z.$$

მანქანაზე ხვედრითი კაპიტალდაბანდება ლარებში, K_{xv} – ური დანახარჯი განვსაზღვრეთ ტოლობით

$$K_{xv} = \sum_i \frac{B}{T_z \times W_{ekb}}.$$

კაპიტალდაბანდება ლარებში K_g , განვსაზღვრეთ კულტივატორის წლიურ სამუშაოს მოცულობის მიხედვით

$$K_g = K_{xv} B_x.$$

დაყვანილი დანახარჯები, ერთეულ დამუშავებულ ფართობზე, საბაზო და ექსპერიმენტულ აგრეგატისათვის ლარებში

$$P' = EK_{xv} + V_{xv} .$$

სადაც E – კაპიტალური დაბანდების ეფექტურობის ნორმატიული

კოეფიციენტი (მიღებულია $E = 0,15$).

კულტივატორის წლიურ დატვირთვაზე მოსული დაყვანილი დანახარჯები

$$P_a = P' \times B_x .$$

6.2. ეკონომიკური ეფექტიანობის მაჩვენებლების განსაზღვრა

შრომის წლიური ეკონომია E_g კულტივატორის ექსპლუატაციის დროს ახალი საკიდი სისტემით კაც×სთ განვსაზღვრეთ ტოლობით

$$E_g = Z_{TB} - Z_{TAX} ,$$

სადაც Z_{TB} , Z_{TAX} – საბაზო და ექსპერიმენტული აგრეგატების შრომის

წლიური დანახარჯებია.

კაპიტალ დანახარჯების ეკონომია, საბაზო და ექსპერიმენტული აგრეგატებისათვის, ლარებში

$$E_n = K_{GB} - K_{GN} ,$$

სადაც K_{GB} , K_{GN} – საბაზო და ექსპერიმენტულ აგრეგატებზე მოსულ

წლიურ დატვირთვაზე კაპიტალდაბანდება. პირდაპირი

საექსპლუატაციო დანახარჯების წლიური ეკონომია ექსპერიმენტული აგრეგატისათვის ლარებში განვსაზღვრეთ ტოლობით

$$E_M = D_{GB} - D_{GN} ,$$

სადაც D_{GB} , D_{GN} – საბაზო და ექსპერიმენტულ აგრეგატებზე მოსული

საშუალებების წლიური პირდაპირი საექსპლუატაციო

დანახარჯებია.

წლიური ეკონომიკური ეფექტი, რომელიც მიიღება ნიადაგის დამუშავების, საწვავის ხარჯის შემცირებით და სხვა ღარებში, განვსაზღვრეთ ტოლობით:

$$\Delta Y = (C_{DN} - C_{DB}) + (C_{MB} - C_{MN}).$$

ახალი საკიდი სისტემით კულტივატორის ექსპლუატაციისას მიღებული წლიური ეკონომიკური ეფექტი, ღარებში, სამუშაოს შესრულების ხარისხის, ძირითადი მატერიალური საშუალებების შემცირებით, განვსაზღვრეთ ტოლობით

$$\mathcal{E}_{\Gamma\mathcal{E}} = [(P_{\nu DB} - P_{\nu DH}) + \Delta Y] B_3.$$

დანახარჯების შემცირების ხარისხი (C_1) პროცენტებში საბაზო და ექსპერიმენტულ აგრეგატებზე განვსაზღვრეთ ტოლობით

$$C_1 = \frac{3_{\Gamma B} - 3_{\Gamma H}}{3_{\Gamma B}} \times 100,$$

სადაც $3_{\Gamma B}, 3_{\Gamma H}$ – წლიური დანახარჯებია (შრომითი, საექსპლუატაციო და კაპიტალური დანარიცხები, დაყვანილი დანახარჯები) შესაბამისად საბაზო და ექსპერიმენტულ აგრეგატებზე, გათვლილი წლიურ სამუშაო დატვირთვაზე, კაც×წელიწადში, ღარებში.

ზემოთ მითითებული ფორმულებით გამოთვლილი შედეგები მოტანილია ცხრილში 6.2.1, სადაც რიცხვითი მნიშვნელობები საბაზო და ექსპერიმენტული აგრეგატებისათვის მიღებულია როგორც ცდების შედეგად, ისე ნაწილობრივ აღებულია ლიტერატურიდან [149].

ცხრილი № 6.2.1.

ექსპერიმენტული საკიდი მექანიზმით კულტივატორის მუშაობისას
მიღებული ეკონომიკური ეფექტი

№	მაჩვენებლების დასახელება	კულტივატორის მონაცემების მნიშვნელობები		დანახარჯების შემცირების ხარისხი
		არსებული	ახალი	
1	2	3	4	5
1	ერთი ჰა-ს კულტივაციაზე საერთო შრომითი დანახარჯები, კაც.სთ, მათ შორის: ა) ძირითადი სამუშაო პროცესის შესრულებაზე ბ) რემონტზე და პერიოდულ ტექ. მომსახურებაზე	0,48 0.123	0.45 0.133	0.03 0.01
2	წლის განმავლობაში შესასრულებელ სამუშაოსთვის საერთო შრომითი დანახარჯი კაც.სთ/წ.	0.504	0.479	0.025
3	სამუშაოს ერთეულზე მოსული პირდაპირი საექსპლუატაციო დანახარჯები, ლარებში.	4.998	4.571	0.427
4	წლიურ მოცულობაზე პირდაპირი საექსპლუატაციო დანახარჯები, ლარ-ებში	3330.67	3225.98	104.69
5	წლიურ სამუშაოზე მოსული კაპიტალური დანახარჯები, ლარი/ჰა-ზე.	257.23	266.01	8.78
6	წლის განმავლობაში შესრულებულ სამუშაოზე, დაყვანილი დანახარჯები	3587.90	3491.31	96.59
7	დამატებითი ეკონომიკური ეფექტი საწვავის შემცირების ხარჯზე, ლარი/წ.	2518.99	2272.42	264.66
8	მოსალოდნელი ეკონომიკური ეფექტი ტექნოლოგიური პროცესის ხარისხის გაუმჯობესების გამო, ლარი/წ.	12600	9200	3400
9	სალიმიტო ფასი, ლარებში	1800	1860	60
10	კულტივატორის მუშაობის საექსპლუატაციო პერიოდში საკიდი სისტემის ეკონომიკური ეფექტი, ლარი	-	2123.86	2123.86
11	კაპიტალური დაბანდების ამოგების ვადა,	-	0.2	

დასკვნები VI თავზე

ცნობილი საველე-ლაბორატორიული ცდების პროგრამითა და მეთოდოლოგიით ჩატარებული ექსპერიმენტული და საბაზო აგრეგატების შედარებითი ექსპერიმენტების შედეგად, შეგვიძლია გავაკეთოთ შემდეგი სახის დასკვნები:

- 3-4%-ით მცირდება ტრაქტორის წამყვანი თვლების ბუქსაობა, რაც შესაბამისი სიდიდით იწვევს აგრეგატის მწარმოებლობის გაზრდას;
- 3%-ით მცირდება ერთეულ შესასრულებელ სამუშაოს შრომის ხარჯი;
- პირდაპირი საექსპლუატაციო დანახარჯები მცირდება 104,9 ლარით;
- საწვავის შემცირებით დანახარჯები წელიწადში მცირდება 264,66 ლარით;
- მოსალოდნელმა ეკონომიკურმა ეფექტმა წელიწადში შეადგინა 3400 ლარი

ძირითადი დასკვნები

1. დამუშავებულია ტრაქტორის ახალი საკიდი მექანიზმის ჰიდრომექანიკური სისტემა, რაზედაც გაცემულია პატენტები №P246 და №3550;

2. თეორიულად დადგენილია ტრაქტორის მართვისა და საკიდი ჰიდრომექანიკური სისტემების სამუშაო მოცულობების გაზრდის კოეფიციენტი;

3. დადგენილია გამბრჯენის სახით ჩადგმული ჰიდროცილინდრის სიგრძესა R_1 და საკიდი სისტემის შემობრუნების კუთხეს შორის დამოკიდებულება;

4. საკიდი სისტემის გეომეტრიული პარამეტრებისა და სსმ-ის შემობრუნების კუთხის ცვალებადობის დამოკიდებულება ტრაქტორის მიმართ სსმ-ის გვერდითი გადაადგილების სიდიდეს შორის;

5. ტრაქტორის მართვისა და საკიდი სისტემების მექანიკური კავშირის გეომეტრიული პარამეტრებიდან გამომდინარე დადგენილია აგრეგატის მობრუნების რადიუსსა და საკიდი სისტემის შემობრუნების კუთხეს შორის დამოკიდებულება;

6. შედგენილია და გამოკვლეულია ტრაქტორის მართვისა და საკიდი ჰიდრომექანიკური სისტემების ერთობლივი მუშაობის განტოლება და დადგენილია მათი მუშაობის პირობები;

7. მიღებულია ტრაქტორის მართვისა და საკიდი ჰიდრომექანიკური სისტემების ერთობლივი მუშაობისას ჰიდრომექანიკური სისტემების (ჰიდროცილინდრის ჭოკის) მოძრაობის სიჩქარის, აჩქარების და ჭოკზე მოსული მაქსიმალური დატვირთვების განტოლებები, რომელიც შეიძლება გამოყენებული იყოს შესაბამისი ჰიდროსისტემების პროექტირებისას;

8. მიღებულია ტრაქტორის მართვისა და საკიდი მექანიზმის ჰიდროსისტემის მუშაობის სიმძლავრის საანგარიშო ფორმულა, რაც შესაძლებელს ხდის შევირჩიოთ ტრაქტორის მართვის სისტემის ჰიდროტუმბო.

9. ექსპერიმენტული საკიდი სისტემით კულტივაციას 60-65%-ით შემცირდა რიგში მდგომ კულტურულ მცენარეთა დაზიანებათა და მოჭრების რაოდენობა; ექსპერიმენტული საკიდი სისტემით 5...7 % - ით მცირდება კულტივატორის მიერ ფაქტიურად განვლილი მანძილი და შესაბამისად 3...4 % -ით მცირდება შესრულებულ სამუშაოზე დახარჯული საწვავის კუთრი ხარჯი; 3-4%-ით მცირდება ტრაქტორის წამყვანი თვლების ბუქსაობა, რაც შესაბამისი სიდიდით იწვევს აგრეგატის მწარმოებლობის გაზრდას; 3%-ით მცირდება ერთეულ შესასრულებელ სამუშაოს შრომის ხარჯი; პირდაპირი საექსპლუატაციო დანახარჯები მცირდება 104,9 ლარით; საწვავის შემცირებით დანახარჯები წელიწადში მცირდება 264,66 ლარით; მოსალოდნელმა ეკონომიკურმა ეფექტმა წელიწადში შეადგინა 3400 ლარი.

გამოყენებული ლიტერატურა

1. Листопад Г. Е. , Важнейшие проблемы в развтии земледельческой механики, Техника в сельском хозяйстве, 1991г., №3, стр.4-6.
2. Горячкин В. П., Собрание сочинений том IV, издательство «СЕЛЬХОЗГИЗ», Москва 1940г., стр.31-52, 156-244.
3. Бобошко А. А., Повышение маневренности колесных тракторов и самаходных шасси, дис. канд. техн. наук., Харьков 2002г., стр. 187
4. Двали Р. Р., В. В. Махалдифни, Механическая тяга В горной местности. изд. «Наука», Москва 1970г., стр.123-170.
5. Яблонский О. В., Силовое воздействие навесного плуга на трактор, жур. Механизация и электрофикация соц. с/х 1969г., №1, стр.17-18.
6. Князев А. А., и др., Устойчивость плугов при углових колебаниях трактора, Изв. Куйбышевского с/х ин-та т.24, 1969г., стр. 149-155,
7. Билахов Н. Ф., Некоторые вопрсы исследования устойчивости движения гусеничного трактора класса 3т. на похоте, «Научные достижения с/х-ву», Исследования рекомендации, Ставрополь, 1973г., стр. 205-206.
8. Шинов П. Е., Влияние давления подпора гидрорувеличителя сцепного веса трактора МТЗ-50 на качественные показатели работы агрегата при сплошной култивации, Доклад МИИСП т.IV, 1968г., стр. 223-230, 213-221.
9. Абдулаев Э., К определению параметров колебаний трактора Т-4 в агрегате с плугами П-5-35М и ПН-4-35 при работе на повышенных скоростях, «Механизация хлбководства», 1964г., №3, стр. 20-22.
10. Каипов А. Н., Влияние неравномерности тягового сопротивления плугов на показатели работы гусеничного трактора, Тракторы и с/х-ные машины, 1971г., №7, стр.15-17.
11. О направлении линий тяги трактора при пахоте, Труды Волгоградского с/х-ного ин-та, 1972г., стр. 86-91.
12. Внесенков Н. и др., Поворот гусеничного трактора с навесным и полунавесным плугом, Техника в сельскомхозяистве, 1964г., №8, стр.82-83.
13. Жеголев Н. М., Тяговые характеристики трактора ДТ-75 и плуга П-5 35М на вспашке, Труды Алт. с/х ин-та. вып.III, 1956г., стр. 214-221.
14. Горячкин В. П., Собрание сочинений том II, издательство «СЕЛЬХОЗГИЗ», Москва 1937г., стр.168-190.
15. Желиговский В. А. Элементы теорий почвообрабатывающих машин и механической технологии сельскохозяйственных материалов. Тбилиси из. Груз. с/х институт, 1960г., ст. 140.
16. prof. E. A. White, A study of the plow bottom and its action upon the furrow slice. Journal of agr. research, Xii, 1918, №4.
17. Гячев Л. В., Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов, Москва «Машиностроение, 1981г., стр. 89-128.
18. Тураев Л. Д., Динамика плуга, Харьков, 1973г., стр. 130- 156.
19. Горячкин В. П., Собрание сочинений том II, издательство «колос» Москва 1965г., ст.318.
20. Чудаков Д. А., Основы теории сельскохозяйственных навесных агрегатов, Москва, 1954г., ст. 164.

21. Попов И. Е., и др., Определение оптимальных параметров плуга со свободной навеской на гусеничный трактор кл. 3т., Труды ВНИИМЭСХ, 1972г., вып.XVI, стр. 142-146.
22. Казак М. М., Экспериментальное исследование работы навесного пахатного агрегата с упругими элементами в механизме навески, Механизация и электрофикация с/х, 1972г., выпуск X, ст. 41-51.
23. Бойко Н. Ф., Повышение функциональной стабильности пахотного агрегата с регулятором навесного механизма трактора, дис. канд. техн. наук., Харьков 2002г., ст. 144.
24. Евтенко В. Г., и др., Механизм навески орудий на трактор, Авт. свид., №510185, 1976г..
25. Савин А. М. и др., Механизм навески трактора, Авт. свид., №1296023, 1987г..
26. Гусацкий М. Л., Общая теория равновесия навесных агрегатов, Отчет ВИМ, 1954-55г..
27. Хантадзе З. А., Сила тяги плугов и ее наивыгоднейший направление, Тбилиси, 1960г.
28. Лурье А.Б., Статическая динамика с/х агрегатов. Л.; Колос, 1970 г. с.374.
29. Гячев Л.В., О колебаниях прицепных сельскохозяйственных машин. Механика деформируемых систем в сельхозмашиностроении. Сб.ст. Ростов-на-Дону, 1974, с. 3-8.
30. Босой Е.С., Верняев О.В., Смирнов И.И., Сулган-Шах Е.Г., Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин. М., «Машиностроение», 1978, с. 119-129
31. Иофинов А.П., и др., Анализ движения сложных сельскохозяйственных машин и агрегатов. Сб.труд. «Земледельческая механика», Том XIII, «Машиностроение», М., 1871, с. 198-214.
32. Кальбус Г.Л., Навесные системы тракторов и гидромеханизмы сельскохозяйственных машин. Киев, изд. «Урожай», 1964.
33. Гришин А.Н., Почвообрабатывающие машины и динамика агрегатов. Сб. науч. тр. Челяб., 1985, с. 84-89.
34. Гусяцкий М.Л., Влияние установки прицепа на тяговое сопротивление тракторного плуга П-5-35. Труды ВИМ, т.13, 1951.
35. Гребнев В.П. и др., Пути повышения эксплуатационной эффективности универсального регулятора гидронавесной системы (тракторов), Вопр. Создание систем и агрегатов гидроавтоматики сельскохозяйственных машин. М., 1984, с. 49-50, 86-12809.
36. Хаджи-Мурадов О.М. Сопротивление плуга в зависимости от положения линии тяги при работе с производственными и экспериментальными лемехами. Известия АН Туркменской ССР, 1958, №5
37. Воробьев Е.Л., Исследование работы и повышение эффективности шарниров гусениц тракторов класса 6т. Автороф. Челябинск, 1967, с. 17.

38. First look in front-mounting implements – Farm Industry news, 1984, Vol. 17, 5, p. 6-7, 10-11, США (обг. жбс ѓг).
39. Лурье А.Б. и Иофинов А.П., Гидравлическая управляемая навеска сельскохозяйственных орудий на трактор. А. ав. Бюллетень изобретений. 1960 г. №3.
40. Кальбус Г.Л. Стенды для испытания тракторных гидроприводов. М., «Агропромиздат», 1985.
41. Мироненко Ю.А., Неустановившееся движение экипажа на пневматических шинах. Сб.ст. Вопросы механики в сельхозмашиностроении. Ростов-на-Дону. 1979, с. 16-25.
42. Игнатенко И.В., Чумаков Е.В., Теоретическое исследование перемещения почвенных частиц под воздействием плоского диска. Сб.ст. Вопросы механики в сельхозмашиностроении. Ростов-на-Дону. 1979, с. 67-77.
43. Корсун А.И., Изучение макрорельефа поверхности хлопкового поля в период междурядных обработок. Сб.ст. «Вопросы механизации сельского хозяйства», вып. XXII, Ташкент, 1964, с. 55-57.
44. Шафигулин С.Ш., О некоторых параметрах устойчивости и маневренности шасси для колесных машин. Сб.ст. «Вопросы механизации сельского хозяйства», вып. XXII, Ташкент, 1964, с. 79-90.
45. Дзиговский В.Ф., Автоматический гидроувеличитель сцепного веса трактора. Труды Челябинского института механизации и электрификации сельского хозяйства. Вып. XX, 1966, с. 60-64.
46. Босикашвили Ш. А. и др., Управляемость полугусеничного трактора болотной модификации. Груз НИИМЭСХ, Сб.науч.трудов, Тбилиси, 1985, с. 7-13.
47. Тарчевский А.В., Некоторые пути повышения производительности тракторов. Вопросы механизации сельского хозяйства Западной Сибири. Омск, 1936, с. 133-151.
48. Фортунa В.И., К вопросу влияния устойчивости движения агрегатов на качественные показатели технологических процессов. Вопросы механизации и электрификации сельскохозяйственного производства. Вып. XIII, 1970, с. 91-100.
49. Юшин А.А., Тяговая динамика трактора с четырьмя ведущими колесами. Вопросы механизации и электрификации сельского хозяйства. Научные труды, том V, Киев, 1964, с. 50-66.
50. Дзиговский В.Ф., Динамика навесного агрегата с гидроувеличителем сцепного веса трактора. Труды Челябинского института механизации и электрификации сельского хозяйства. Вып. XX, 1966, с. 54-59.
51. Чудаков Е. А., Теория автомобиля. Избранные труды, т.1, М., 1961.

52. Литвинов А. С. Теория криволинейного движения колесных машин. Диссертация. М., 1959.
53. Hadekel R. 150 TRA3, Tech. inform, Bureau for Chief Scientist, Ministry of Supply R.D.T.I. The Mechanical characteristics of Pneumatic Tires.
54. Julien M.A. L'anvirage et latence de la route. «Journal de la Societe des Ingeneurs Automobiles», vol. X, №4, 1937.
55. Горячкин В.П., Собрание сочинений. Том IV, «Сельхозгиз», М., 1940, с. 224-227.
56. Лурье А.Б., Динамика мобильных сельскохозяйственных агрегатов в эксплуатационных условиях работы. Сб.т. «Земледельческая механика», том XIII, «Машиностроение», М., 1971, с. 237-251.
57. Василенко А.А., Кошарный Н.Ф., Исследования взаимодействия с почвой жестких и пневматических колес сельскохозяйственных машин и тракторов. Вопросы механизации и электрификации сельского хозяйства. Научные труды, том V, Киев, 1964, с. 105-114.
58. Болтинский В.Н., Разгон машинотракторных агрегатов на повышенных скоростях. «Механизация социалистического сельского хозяйства», 1961, №3.
59. Ван. Кз-Хуа., Исследование работы двигателя при разгоне машинотракторного агрегата. Диссертация. 1960.
60. Болтинский В.Н., Теория, конструкция и расчет тракторных и автомобильных двигателей. М., «Сельхозиздат», 1962
61. Медведев М.И., Конструирование трактора. Ч. 1, Харьков-Киев, 1935
62. Мак-Киббен Е.Г., Кинематика и динамика сельскохозяйственного трактора. Л., 1932
63. Ломоносов Ю.Н., Исследование влияния упругих свойств силовой передачи на работу тракторного агрегата. Автореф., Л., 1962.
64. Гаар Ю.А., Повышение эффективности энергонасыщенных тракторов класса 50 КН в условиях Поволжья. Авт. к.т.н. Саратов, 1983, 24 с.
65. Кереселидзе Ш.Я., Динамическая устойчивость трактора при работе на склоне. Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1984, №11, с. 5-6. п.- 2261.
66. Маргвелашвили О.В., Курсовая устойчивость (сельскохозяйственного) трактора. Тбилиси. Мецниереба. 1984, с. 84. В надзаг. АНГССР Института механики машин. Биб. С. 81-83
67. Трепененков И.И., Титова Б.И. Навесоспособность сельскохозяйственных тракторов. Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1986, №10. с.12-14. Библ. 11, название П-2261.

68. Полевицкий К.К., Устойчивость движения колесных машин с системой автоматического вождения. Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1986, №11, с. 3-8, библи. 7, назв. П-215.
69. Василенко А.А., Н.Ф. Кошарный. Исследования взаимодействия с почвой жестких и пневматических колес сельскохозяйственных машин и тракторов. Вопросы механизации и электрификации сельского хозяйства. Научные труды, том V, Киев, 1964, с. 105-114.
70. Черпухин В.Д. Агрегатирование мобильного энергетического средства МЭС-200. Земледельческая механика и программирование урожая. Волгоград. 1990, с. 95-96.
71. Староданский Д.З., Шупак П.Л., Агрегатирование тракторов с сельскохозяйственными машинами. М., «Машиностроение», 1973, с. 31-46.
72. Лавров Г.М., Математическая модель гусеничного трактора как объекта вождения. Сиб. Вестн. с.-х. науки. 1984, №3, с. 79-88, библи. 10, назв. П- 2728
73. Бобровник А.И., Продольная устойчивость трактора с задними ведущими колесами. Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1984, №8, с. 41-44, библи. 5, назв. П-2151
74. Белов С.М., и др., Кинематических параметров подъемно-навесного устройства трактора. – Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1985, №2, с. 15-17.
75. Гусяцкий М.Л., Влияние установки прицепа на тяговое сопротивление тракторного плуга П-5-35. Труды ВИМ, т.13, 1951.
76. Цимбаль Е.К., Свирский Г.Г., Устойчивость движения садового (комбинированного) почвообрабатывающего агрегата. – В кн.: Повышение эффективности исползн. и совершенствования с.-х. техники. Кишинев, 1979, с. 31-35. – Библи.: Снавз.
77. Лепсверидзе Ш.И., Русеишвили А.С., Итоги экспериментального исследования виноградникового раздвижного культиватора. ГрузНИИМЭСХ, Сб.науч.трудов, Тбилиси, 1985, с. 37-44
78. Чудаков Д. А., Основы теории сельскохозяйственных навесных агрегатов, 1954, с. 176.
79. Староданский Д.З., Шупак П.Л., Агрегатирование тракторов с сельскохозяйственными машинами. М., «Машиностроение», 1973, с. 31-46.
80. Иофинов С.А., Эксплуатация машино-тракторного парка. М., «Колос», 1974, с. 56, 276-291.
81. Хробостов С.Н. Эксплуатация машино-тракторного парка. М., «Колос», 1973, с. 420-458.

82. Босого Е.С., Теория и расчет сельскохозяйственных машин. Под изд. М., «Машиностроение», 1978, с. 263.
83. Антонов А.П. и др., Комбинированные сельскохозяйственные агрегаты. М., «Россельхозиздат», 1975, с. 81-84.
84. Жатка навесная фронтальная универсальная ЖРБ-42А, Экспресс-информация. Выпуск 10, Москва, 1986, с. 2-3.
85. Лурье А.Б., Гусинцев Ф.Г., Давидсян Е.И. Сельскохозяйственные машины. М., «Колос», 1976, с. 143.
86. Думай А.Б. Обоснование схемы и параметров агрегатирования полунавесного плуга с трактором в транспортном положении. Исследование и разработка почвообрабатывающих и посевных машин. М., 1985, с. 3-14.
87. Чужинов В.И. Исследование влияния расположения тяг механизма навески трактора на силовые характеристики почвообрабатывающих агрегатов с активными рабочими органами. Науч.-техн. бюл. ВИМ, 1983. вып. 55, с. 17-20.
88. Паскаль С.Р., Г.Г. Кривич, А.П.Грибаноский, Р.В.Бидлишг-Мейер, Исследование на АВМ модели широкозахватного агрегата. Механизации и электрофикации с/х производства, Алма-Ата, Кайнер 1989, с. 77-92.
89. Антонов А.П. и др., Комбинированные сельскохозяйственные агрегаты. М., «Россельхозиздат», 1975, с. 81-84.
90. Гудтков А. Н., Теоретически положения, определяющие пути Современного развития рабочих процессов машин сельскохозяйственного производства, Земледельческая механика, том машиностроение, М. 1971, с. 93-101.
91. Гусаков В.В., Войтиков А.В. Курсовая устойчивость машинотракторных агрегатов на склоне. Автотракторостроение. 1982, вып.17, с. 55-58.
92. Лебедев А.Т., Серебряков И.Н. Эксплуатация тракторов Т-74 и ДТ-75. М., «Колос», 1970, с. 49-63.
93. Справочник по эксплуатации и регулировкам сельскохозяйственных машин. М., Россельхозиздат, 1985.
94. Кальбус Г.Л., Борошок Л.А., Навесная сельскохозяйственная техника. М., Изд. «Знание», 1960.
95. Кальбус Г.Л. Навесные системы и автономные гидросистемы новых тракторов. Киев, изд. «Урожай», 1976.
96. Баженов А.Е, Динамика рабочего процесса навесной сеялки при работе на повышенных скоростях. Автороф. диссерт. Л.Пушкин, 1966, с. 6-19.

97. Параев А.Г., Зависимость тягового сопротивления плуга от состояния равновесия. Автореф., 1953.
98. Иофинов С.А., Эксплуатация машино-тракторного парка. М., «Колос», 1974, с. 56, 276-291.
99. Хробостов С.Н. Эксплуатация машино-тракторного парка. М., «Колос» 1973, с. 420-458.
100. Лурье А.Б., Гусинцев Ф.Г., Давидсян Е.И. Сельскохозяйственные машины. М., «Колос», 1976, с. 143.
101. Регулировка пахотных агрегатов и проведение пахоты. Альбом-справочник. М., Россельхозиздат, 1975.
102. Von Schlippe B., Dietrich R. 1941. "Liliental-Gesellschaft für Luftfahrt forschung". Bericht 140 Das Flattern Eines Pneumatischen Rades.
103. Баженов А.Е, Динамика рабочего процесса навесной сеялки при работе на повышенных скоростях. Автореф. диссерт. Л.Пушкин, 1966, с. 6-19.
104. Дмитриченко С.С., Завьялов Ю.А. Методические основы исследований микропрофилей дорог и полей для решения задач динамики тракторов. – В кн.: Повышение надежности тягово-сцепных свойств тракторов. М., 1983, с. 49-59.
105. Подрубалов В.К., и др., Анализ статических оценок кинематических воздействий от типичных сельскохозяйственных профилей пути. – Тракторы и сельхозмашины. 1984, №8, с. 14-16. Библ.: 9 назв. П-2261
106. Фортуна В.И., Установление предельного износа механизма управления «Беларусь» при междурядной обработке пропашных культур. Автореферат к.т.н., Ленинград, 1961.
107. Бзяев С.Н., Соловейчик А.А. Исследование устойчивости машинотракторных агрегатов с тягово-сцепными устройствами различных типов. Проблемы механизации сельскохозяйственного производства. М., 1985, с. 70-71.
108. Экспресс-информация, вып. XVIII, Новая техника и прогрессивные технологии в сельском хозяйстве зарубежных стран. М., 1984, с. 14.
109. Хальфин М.А., Эксплуатационная технологичность тракторов сельскохозяйственного назначения. Автореф.дис. д-ра техн.наук. Ленинград-Пушкин, 1983, 34 с., В над заг.: Ленинград СХИ. Список работ авт.: с.28-34 (92 назв.), 84-26120.
110. Баев И.В., О стабильности движения сельскохозяйственных машин и агрегатов. Совершенствование машин и механизмов при производстве продуктов растениеводства. Киев. 1985, с. 159-160.

111. Гудков А.Н., Теоретические положения, определяющие пути современного развития рабочих процессов машин сельскохозяйственного производства. Сб.т. «Земледельческая механика», том XIII, «Машиностроение», М., 1971, с. 93-101.
112. Атамонов Ю.Е., Сазанов И.С., К вопросу устойчивости движения полноприводного трактора. – Автотракторостроение, 1982, вып.17, с. 44-47.
113. Бурченко П.Н. и др. Влияние направления линии тяги плуга на величину и характер усилий на полевых досок. Науч.техн.бюл. ВИМ, 1986, вып.63, с.6-10.
114. Нагорный Н.Н., и др., Исследование технологических, кинематических и тяговых показателей почвообрабатывающих агрегатов при движении их по замкнутым контурам. Механизация и электрификация сельского хозяйства. Киев. 1986, вып.63, с. 18-23.
115. Цвик Б.Д., Степанов В.Е., Зазуля А.Н. Оценка устойчивости прямолинейного движения пахотного агрегата. Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1984, №8, с. 44-46.
116. Фортуна В.И., К вопросу влияния устойчивости движения агрегатов на качественные показатели технологических процессов, Вопросы механизации и электрофикации с/х производства, Выпуск, 13, изд. Ростовского университета, 1970 г. с. 91.
117. Мартиненко И.И. и дру., Автоматика и автоматизация производственных Процессов, м.1983.
118. Токарев Н.А. Разгон машинотракторного агрегата с упругой связью. Вопросы механизации и электрификации сельского хозяйства. Вып. 21, Южно-Уральское книжное издание. 1966, с. 13-20.
119. Жунисбеков П. Стационарные и нестационарные случайные процессы при работе машинотракторных агрегатов. В кн.: Основы выбора технологий и технических средств для возделывания сельскохозяйственных культур в поливной зоне Казахстана. Алма-Ата. 1983, с. 52-60.
120. Чипашвили В. Ш. Исследование работы навесных пахотных агрегатов и обоснование рациональной схемы навесного механизма, Автореф., дисс. к.т.н., Тбилиси, 1977 с. 26.
121. ТИИИМСХ, вып. XVII, Вопросы механизации сельского хозяйства. Ташкент, 1960, с. 37-47.
122. Гячев Л.В.. Основы механики прицепных сельскохозяйственных машин. Устойчивость движения машин. Ростов-на-Дону, 1978
123. Гячев В. Л., Динамика машино-тракторных и автомобильных агрегатов. Изд. Ростовского университета, 1976, с. 10-14.

124. Лурье А. Б., Автоматизация сельскохозяйственных агрегатов. Л., «Колос», 1967.
125. Хачатрян Х.А. Работа почвообрабатывающих орудий в условиях горного рельефа, Ереван, Армгосиздат 1963.
126. Василенко П.М. Элементы теории устойчивости движения прицепных сельскохозяйственных машин и орудий, «сб. трудов по земледелической механике», т.2 1954.
127. Росляков В. П. Уравнение динамики прицепных машин, «Доклады ТСХА», Вып. 66, М. 1961.
128. ქავთარაძე შ. ცნობილი აგრეგატების სისტემების ანალიზი, აგრარულ მეცნიერებათა პრობლემები, 2001წ., ტ. XIII, გვ. 128-133.
129. Иргашев Х. И., Междурядные обработка посевов хлопчатника с минимальными защитными зонами. Вопросы механизации и электрофикации сельского хозяйства. Вып. 3. Ташкент, 1963. с.120-129.
130. მირუაშვილი ვ., ქავთარაძე შ., სატრაქტორო აგრეგატი პატენტი ¹ GE P 2001 2456 B, გამოქვეყნებული "საქპატენტის" ოფიციალურ ბიულეტი 2001. 06. 25. ¹12.
131. მირუაშვილი ვ., ქავთარაძე შ., სატრაქტორო აგრეგატი პატენტი ¹ GE P 2005 3550 B, გამოქვეყნებული "საქპატენტის" ოფიციალურ ბიულეტენში 2005 06 27 ¹12.
132. Мируашвили В.З., Ш. Г. Кавтарадзе, К вопросу движения агрегата в рядах растений, აგრარულ მეცნიერებათა პრობლემები, 2003წ., ტ. XXI, გვ. 122-126.
133. Иванов В. В. и др., Основы теории автомобиля и трактора, «Высшая школа», М., 1970, 224с..
134. ქავთარაძე შ. თედორაძე ო. მირუაშვილი ვ. სასოფლო-სამეურნეო აგრეგატის მანევრებისას მოქმედი პარამეტრების ურთიერთდამოკიდებულება, აგრარულ მეცნიერებათა პრობლემები, 2002წ., ტ. XVI, გვ. 154-159.
135. ქავთარაძე შ. აგრეგატის ახალი ჰიდრომექანიკური სისტემის სტატიკური მახასიათებლების განსაზღვრა, 2003წ., ტ. XXIV, გვ. 86-87.
136. Махароблидзе Р. М. и др., Динамика гидропривода универсального навесного-подемного устройства блочно-модульного агрегата сельскохозяйственного назначения, Проблемы прикладной механики, №3, 2004, с. 53-56.
137. Лебедев Н. И. Гидропривод машин лесной промышленности, М., лесная промышленность, 1978 -300с.
138. Махароблидзе Р. М. и др., Устойчивость гидропривода сельскохозяйственных машин, Тбилиси, Ганатлеба, 1992. 266с.

139. Бермант А. Ф. Араманович И. Г., Краткий курс математического анализа, М. 971, 736.
140. Налимов В. В. и Чернева Н. А., Статистические методы планирования экстремальных экспериментов, Б., Наука, 1965.340с..
141. მახარობლიძე რ. ექსპერიმენტების დაგეგმვის თანამედროვე მეთოდები სასოფლო-სამეურნეო ტექნიკის საკითხებზე, თბილისი, 1974წ. 167გვ.
142. Адлер Ю. П. и др., Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий, М., 1976, 279с.
143. АДЛЕР Ю. Д., Маркарова Е. В. Грановский Ю. В., О принятии решений в неформализованных ситуациях. В сб. Методологические проблемы кибернетики I (материалы к Всесоюзной конференции), т. 2, М., Совет по Кибернетике, 1970 г. г
144. АДЛЕР Ю.Д. Маркарова Е.В. Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий, Изд. Наука М. 1971 г.
145. Применение математических методов для исследования многокомпонентных систем. Сб.Впод ред. И Г Зедгенидзе и др, М. КМеталургия I 1974 г. В Налимов **Н А Чернов** **Статистические**
146. Методы полевых испытаний. Изд. Официальное, Стандартгиз 1954 76с.
147. Аблин Л. К. Выбор системы комплексной оценки машинного-тракторных агрегатов, ЧИМЭСХ, вып. 27. Пермь 196797с.
148. Сельскохозяйственная техника «Методы экономической оценки, ГОСТ 23 728-79-ГОСТ 23 730-79., М., 1979. 24с.
149. Нормативные документыб предназначенные для применения в практике планирования развития агропромышленного комплекса (част). М., 1986, 80 с.

