

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

ხელნაწერის უფლებით

რამაზ ტყემალაძე

განივგადასატანი საბაგირო მორსათრევი
დანადგარის კვლევა და ძირითადი პარამეტრების
დადგენა

დოქტორის აკადემიური ხარისხის
მოსაპოვებლად წარდგენილი დისერტაციის

ავტორეფერატი

თბილისი
2013 წელი

სამუშაო შესრულებულია საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობის ფაკულტეტის სატყეო ტექნიკურ დეპარტამენტში

სამეცნიერო ხელმძღვანელი: საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის სრული პროფესორი, ტექნიკის მეცნიერებათა დოქტორი, სახელმწიფო პრემიის ლაურეატი მეცნიერებისა და ტექნიკის დარგში
ზ. ბალამწარაშვილი

რეცენზენტები: ტ.მ.დ. სრული პროფესორი
საინჟინრო აკადემიის აკადემიკოსი

თ. მჭედლიშვილი

ტ.მ.დ. ასოც. პროფესორი
დ. ნატროშვილი

დაცვა შედგება 2013 წლის „ ივლისს „“ საათზე

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის

სატრანსპორტო და მანქანათმშენებლობის ფაკულტეტის სადისერტაციო

საბჭოს სხდომაზე, კორპუსი I, აუდიტორია c 203

მისამართი 0175, თბილისი, კოსტავას 72

დისერტაციის გაცნობა შეიძლება სტშ-ს ბიბლიოთეკაში, ხოლო

ავტორეფერატის – სტშ-ს ვებ-გვერდზე

სადისერტაციო საბჭოს მდივანი,
სტშ-ს ასოცირებული პროფესორი

დ. ბუცხრიკიძე

ნაშრომის ზოგადი დახასიათება

თემის აქტუალობა. საქართველოს მთაგორიან პირობებში ტყის რესურსების კვლავწარმოების ძირითადი ფაქტორი ბუნებრივი განახლებაა და ამასთან დაკავშირებით პირველხარისხოვანი მნიშვნელობის ამოცანას წარმოადგენს მოზარდის და ნიადაგის საფარის დაცვა და შენარჩუნება. აღნიშნულთან დაკავშირებით დადგენილია, რომ ხე-ტყის მორთრევა მუხლუხა ტრაქტორებით მთლიანად დატვირთულ, ნახევრად დატვირთულ და მითუმეტეს მიწის ზედაპირზე ვერ აკმაყოფილებს მეტყევეობის მკაცრ მოთხოვნებს, რომლებიც მოქმედებენ საქართველოს მთიან პირობებში შერჩევითი ჭრების განხორციელების დროს.

ვითარებიდან გამომდინარე მიზანშეწონილია მთიან პირობებში მორთრევა ვაწარმოთ საბაგირო მორსათრევი დანადგარებით, მაგრამ ამ შემთხვევაშიც მოვლითი ჭრების წარმოების დროს არსებული საბაგირო მორსათრევი დანადგარებიც მთლიანად ვერ უზრუნველყოფენ ხე-ტყის მორთრევას ტრასამდე და მის ჩამოშვებას ზედა საწყობზე.

სამუშაოს მიზანი. სამუშაოს ერთ-ერთ და ძირითად მიზანს ეკოლოგიური თვალსაზრისით წარმოადგენს უსაფრთხო მორთრევის უზრუნველყოფა, რაც თავის მხრივ დაკავშირებულია კომპლექსური მექანიზაციის პროცესების და წარმოების ყველა საშუალებების გაუმჯობესებასთან, ახალი მოწინავე ტექნოლოგიების დანერგვასთან და მათ განსახორციელებლად საჭირო ახალი ტექნიკის შექმნასთან – განივგადასატანი საბაგირო მორსათრევი დანადგარების და სხვა მორსათრევი მოწყობილობების სახით, რომლებიც უზრუნველყოფენ პირველადი სატრანსპორტო ტვირთსაზიდი სამუშაოების მექანიზაციის განხორციელებას საქართველოს მთაგორიანი ტყეკაფების ათვისების ეკოლოგიური ტექნოლოგიის მთლიანი დაცვით.

სამეცნიერო სიახლე. დასაბუთებულია მთაგორიან ტყეკაფებზე ხე-ტყის მორთრევის მიზანშეწონილობა განივგადასატანი საბაგირო მორსათრევი დანადგარებით, რომლებშიც გამოყენებული მორთრევის ხერხი ითვალისწინებს ჯალამბრის საწვეი ბაგირით მორების განივ მორთრევას ნახევრად დაკიდულ მდგომარეობაში და იგივე საწვეი ბაგირით მათ დაშვებას ზედა საწყობზე დაკიდულ მდგომარეობაში.

დამუშავებულია ტყეკაფითი სამუშაო პროცესების კომპლექსური მექანიზაციის ახალი ტექნოლოგიური სქემები და განივგადასატანი ორმხრივი საბაგირო მორსათრევი დანადგარების სქემური და კონსტრუქციული გადაწყვეტილებები: ორი საწვეი და ერთი უკუსვლის ბაგიროთ და ორი საწვეი და ორი უკუსვლის ბაგიროთ.

სხვადასხვა სიმაღლეზე განლაგებულ საყრდენებზე დაკიდული ერთმალიანი მზიდი ბაგირის საანგარიშოდ, ჩაკიდულობის მცირე ისრებით, დამუშავებული მეთოდიკის საფუძველზე შერჩეულია ღუნვადი ბაგირის ანგარიშის ფიზიკური ვარიანტი და მიღებულია განტოლება ბაგირის სიგრძის განსაზღვრისათვის – მასში ჯამის სახით შემავალი ინტეგრალით, რომლის მნიშვნელობის განსაზღვრის შემდეგ გამოყვანილია ბაგირის მთლიანი სიგრძის საანგარიშო ფორმულა.

დამუშავებული მეთოდიკის საფუძველზე გაანგარიშებულია ერთმალიანი მორსათრევი დანადგარის მზიდი ბაგირის მაქსიმალური დაჭიმულობა T_g მუშა მდგომარეობაში და სამონტაჟო დაჭიმულობა T_0 კუბური განტოლების მიხედვით; მზიდი ბაგირის დიამეტრის შესარჩევად განსაზღვრულია მაქსიმალური დაჭიმულობა T_g^A მალის ზედა ანძასთან და მრღვევი ძალის მიხედვით შერჩეულია მზიდი ბაგირის დიამეტრი – 27,5 მმ.

დამუშავებულია განივგადასატანი საბაგირო მორსათრევი დანადგარის ბაგირ-ბლოკური სქემები და საწვეი ბაგირის წვევის ძალის განსაზღვრის მეთოდიკა; საწვეი ბაგირის მოძრაობის სქემიდან გამომდინარე, დადგენილია წინააღმდეგობის ძალების მოდების წერტილები და მიღებულია საანგარიშო ფორმულები; წინააღმდეგობის ძალების თანმიმდევრობითი შეჯამებით განსაზღვრულია საწვე ბაგირზე მაქსიმალური წვევის ძალა, რომელიც ითვალისწინებს ყველა სახის წინააღმდეგობის ძალებს მოძრაობის საწყისი წერტილიდან დოლზე ბაგირის მიწყდომის წერტილამდე.

მორსათრევი დანადგარის ბაგირ-ბლოკური სქემისათვის ჩატარებულია საწვე ბაგირზე წვევის ძალის ანგარიში, სადაც მორების გადაადგილება წარმოებს ტყის გრუნტზე სპეციალური ორთვალა ურიკის გამოყენებით – ნახევრად დატვირთულ მდგომარეობაში, ხოლო ბაგირები გადაადგილდებიან მიწის ზედაპირზე ძირითადი ურიკის ბლოკში გავლის შემდეგ; ჯამური წინააღმდეგობის ძალების მაქსიმალური მნიშვნელობის

მიხედვით განსაზღვრულია ჯალამბრის ელ. ძრავას სიმძლავრე და საწვეი ბაგირის დიამეტრი – 12,5 მმ.

დამუშავებულია მეთოდთა და სამუშაო ციკლის ექვივალენტური სიმძლავრიდან გამომდინარე, სამუშაო ციკლის ოპერაციების შესაბამის პერიოდებში, ნაანგარიშებია ბაგირის მოძრაობის წინააღმდეგობის ძალები – საწყისი I წერტილიდან ბაგირის სატვირთო დოლზე მიწყდომის XIII წერტილამდე; სამუშაო ციკლის ექვივალენტური სიმძლავრის მიხედვით განსაზღვრულია ჯალამბრის ძრავას სიმძლავრე.

ექსპერიმენტულ ნაწილში ჩატარებულია გამოკვლევები და დადგენილია განივგადასატანი საბაგირო მორსათრევი დანადგარის სპეციალური ორთვალა ურიკის გორვის წინააღმდეგობის კოეფიციენტის მნიშვნელობები მორების ნახევრად დატვირთულ მდგომარეობაში სხვადასხვა სახეობის და მდგომარეობის გრუნტებზე მორთრევის დროს – 0,11-0,35.

კვლევის პროცესში დამუშავებულია განივგადასატანი საბაგირო მორსათრევი დანადგარების მექანიზმების სრულიად ახალი, ორიგინალური სქემური და კონსტრუქციული გადაწყვეტილებები, რომლებიც დაცულია საავტორო მოწმობებით და პატენტებით.

კვლევის მეთოდები. სადისერტაციო ნაშრომში გამოყენებულია მექანიკური სისტემების, კერძოდ საბაგირო მორსათრევი დანადგარების ბაგირ-ბლოკური სქემების მზიდი და საწვეი ბაგირების გაანგარიშების, მეცნიერულად დასაბუთებული ცნობილი თეორიული კვლევების აგების მეთოდები და მეთოდიკები. ამასთან განივგადასატანი საბაგირო მორსათრევი დანადგარის, ბაგირ-ბლოკური სქემების შექმნის და კვლევის საკითხები და სადისერტაციო ნაშრომის სხვა დებულებები დაფუძნებულია სამეცნიერო და ტექნიკური ლიტერატურის ანალიზისა და განზოგადოების პრინციპებზე.

კვლევის პრაქტიკული ღირებულება და შედეგების რეალიზაცია. შექმნილია განივგადასატანი საბაგირო მორსათრევი დანადგარები ბაგირ-ბლოკური სისტემებით და მასთან დაკავშირებული მექანიზმები და მოწყობილობები. დამუშავებულია ორიგინალური მეთოდები და მეთოდიკები აღნიშნული დანადგარების მზიდი და საწვეი ბაგირების დიამეტრების და ჯალამბრის ძრავას სიმძლავრის დასადგენად.

ეკოლოგიური და ეკონომიკური თვალსაზრისით დადგენილია განივგადასატანი საბაგირო მორსათრევი დანადგარების უპირატესობა მთაგორიან ტყეკაფებზე გამოყენებული ყველა სახის სხვა მორსათრევი მანქანებისა და დანადგარებთან შედარებით.

დამუშავებულია ტყეკაფითი სამუშაო პროცესების ახალი ტექნოლოგიური სქემები და შექმნილია განივგადასატანი საბაგირო მორსათრევი დანადგარები, რომლებიც შემოწმებულია საწარმოო პირობებში და მიღებულია დადებითი შედეგები.

სამუშაოს აპრობაცია. სამუშაოს ძირითადი შედეგები მოხსენებულია და განხილულია: სტშ-ის 76-ე სამეცნიერო ტექნიკურ კონფერენციაზე, თეზისების კრებული, თბილისი, 2008 წ.; სტშ-ის სამეცნიერო ტექნიკურ კონფერენციაზე, თბილისი, 2009 წ. და სტშ-ის საერთაშორისო სამეცნიერო ტექნიკურ კონფერენციაზე, თბილისი, 2012 წ.

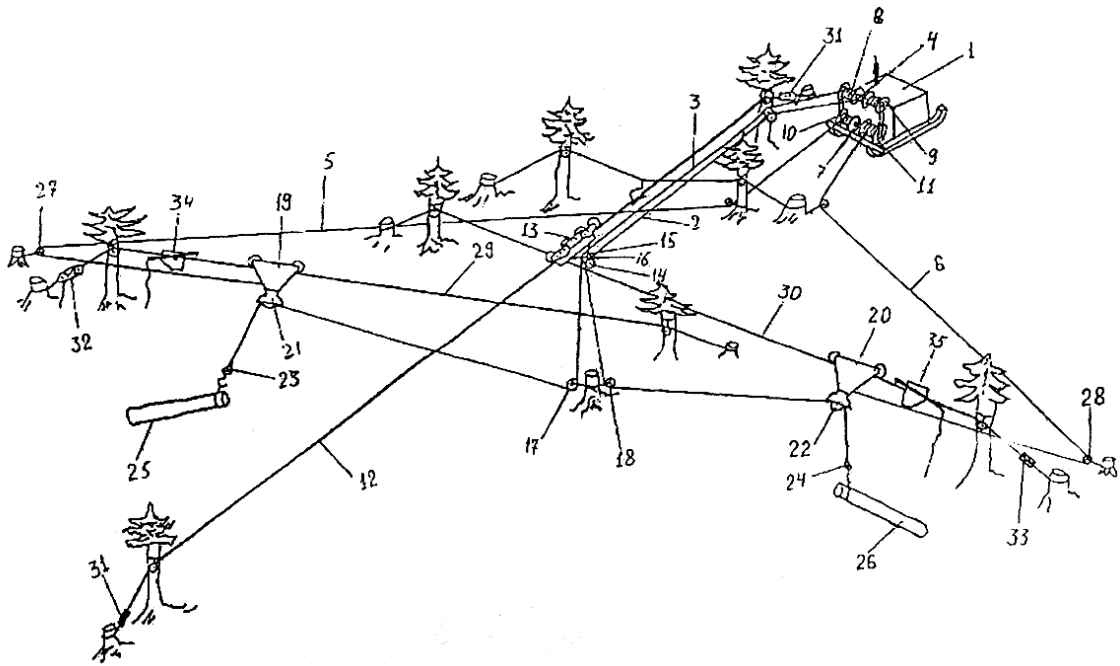
სტრუქტურა და სამუშაოს მოცულობა. სადისერტაციო ნაშრომი მოიცავს შესავალს, ძირითადი ნაწილს – წარმოდგენილს ლიტერატურის მიმოხილვით, შედეგებით და მათი განსჯით, ექსპერიმენტული ნაწილით, და დასკვნით. ნაშრომი წარმოდგენილია ნაბეჭდი ტექსტით 142 გვერდზე, რომელიც შეიცავს 32 ნახაზს და გრაფიკს, 5 ცხრილს და 67 დასახელების გამოყენებული ლიტერატურის ჩამონათვალს.

ლიტერატურის მიმოხილვა

გაანალიზებულია საკითხები დაკავშირებული ტყის რაციონალურ-ეფექტურ გამოყენებასთან, მთიანი ტყეკაფების ათვისების თავისებურებებთან და ხე-ტყის მორთრევა-ტრანსპორტირების მაღალ შრომატევადობასთან. მოცემულია ეკოლოგიურად გამართლებული ტექნოლოგიური სქემებისა და განივგადასატანი საბაგირო მორსათრევი დანადგარების დამუშავების და კვლევის მოკლე ანალიზი.

შედეგები და მათი განსჯა

დამუშავებულია საბაგირო მორსათრევი დანადგარების სქემები განივგადასატანი ორმხრივი მზიდო ბაგირებით: ორი საწვეი და ერთი უკუსვლის ბაგირით და ორი საწვეი და ორი უკუსვლის ბაგირით (ნახ. 1).



ნახ. 1. განივგადასატანი ორმხრივი საბაგირო მორსათრევი დანადგარის სქემა, ორი საწევი და ორი უკუსვლის ბაგირით: 1 – ჯალამბარი; 2 – მზიდი ბაგირი; 3, 4 – საწევი ბაგირები; 5 – ურიკა; 6, 7 – განივგადასატანი მზიდი ბაგირები; 8, 9 – ღამხმარე ურიკები; 10, 11 – უკუსვლის ბაგირები

ახალი განივგადასატანი საბაგირო მორსათრევი დანადგარების (ნახ. 1) ტექნიკური შედეგია ორი შერწყმული ფაზისაგან შემდგარი მორთრევა, რომლითაც გათვალისწინებულია მორების თანმიმდევრულად, ერთდროულად ორმხრივი უწყვეტი განივი მორთრევა და მათი გრძივი დაშვება.

განივგადასატანი საბაგირო მორსათრევი დანადგარის მზიდი ბაგირის მუშა და სამონტაჟო დაჭიმულობების განსაზღვრის დროს, ჩაკიდულობების საანგარიშოდ ვსარგებლობთ გამოსახულებებით:

$$f_x = \frac{qx(l-x)}{2H \cos \alpha} + \frac{Qx(l-x)}{Hl}, \quad (1)$$

$$f_{\max} = \frac{ql^2}{8T \cos^2 \alpha} + \frac{Ql}{4T \cos \alpha}. \quad (2)$$

პროექტირების დროს ბაგირის ჩაკიდულობის f_x მრუდის ორდინატას გამოსათვლელად ნებისმიერ x კვეთში ხელსაყრელია ვსარგებლოთ დამოკიდებულებით

$$f_x = f(f_{\max}). \quad (3)$$

ამისათვის f_x -ის და f_{\max} -ის გამოსახულებები (1) და (2) წარმოვადგინოთ შემდეგი სახით

$$f_x = \frac{x(l-x)}{2H} \left[\frac{q}{\cos \alpha} + \frac{2Q}{l} \right]. \quad (4)$$

როცა $x = \frac{l}{2}$

$$f_{\max} = \frac{l^2}{8H} \left[\frac{q}{\cos \alpha} + \frac{2Q}{l} \right], \quad (5)$$

ვღებულობთ ჩაკიდულობების ფარდობას

$$\frac{f_x}{f_{\max}} = \frac{x(l-x)}{2H} \frac{8H}{l^2} = 4 \frac{x(l-x)}{l^2} = 4 \frac{x}{l} \left[1 - \frac{x}{l} \right], \quad (6)$$

საიდანაც, თუ პროფილის პირობის მიხედვით მოცემულია მაქსიმალური დასაშვები ჩაკიდულობის f_{\max} მნიშვნელობა, შესაძლებელია გამოვთვალოთ ჩაკიდულობა ნებისმიერ კვეთში $-\frac{x}{l}$ ფარდობის ნებისმიერი მნიშვნელობისათვის.

პრაქტიკული გამოცდილებიდან გამომდინარე მიღებულია, რომ გადასატანი საბაგირო დანადგარების დატვირთული მზიდი ბაგირის ჩაკიდულობის ისარი არ უნდა აღემატებოდეს მალის ქორდის სიგრძის 6%-ს და რეკომენდებულია $l' = 0,03 - 0,06$ ფარგლებში.

ამასთან, საბაგირო მორსათრევი დანადგარებისათვის მიზანშეწონილია ძლიერად დაიჭიმოს მზიდი ბაგირი, ვინაიდან სიმტკიცის მარაგის 2-მდე შემცირებით მისი მუშაობის ხანგრძლივობა არ მცირდება. ამავე დროს სამონტაჟო დაჭიმულობის ზრდა ანუ მზიდი ბაგირის ჩაკიდულობის ისრის შემცირება იწვევს მზიდი ბაგირის მაქსიმალური მუშა დაჭიმულობის ზრდას, რაც დაკავშირებულია მეტი დიამეტრის ბაგირის შერჩევის აუცილებლობასთან. მეტი დიამეტრის მზიდი ბაგირი კი უფრო მძიმეა, რაც მონტაჟის დროს მეტ სიძნელეებს იწვევს. აღნიშნულთან დაკავშირებით ჩატარებულია კვლევები, საიდანაც გაანგარიშების დროს მზიდი ბაგირის მაქსიმალური ჩაკიდულობა შეიძლება მივიღოთ

$$f_{\max} = \frac{(0,03 + 0,06)l'}{2} = 0,045l'.$$

ჩვენს მიერ დამუშავებული მეთოდის საფუძველზე ვანგარიშობთ ერთმალისანი განივგადასატანი საბაგირო მორსათრევი დანადგარის მზიდი ბაგირის მაქსიმალურ დაჭიმულობას T_3 მუშა მდგომარეობაში (ტვირთის ქვეშ) და შემდგომ კი მის სამონტაჟო დაჭიმულობას T_0 , როცა ცნობილია შემდეგი სიდიდეები: α – მალის ქორდის დახრის კუთხე ჰორიზონტალთან,

30°; l – მალის უდიდესი სიგრძე ჰორიზონტალით, 500 მ; f_{\max} – მზიდი ბაგირის მაქსიმალური ჩაკიდულობის ისარი, როცა ტვირთი იმყოფება მალის შუა წერტილში $f_{\max} = 0,045L/\cos\alpha = 26$ მ; Q – ურიკის და ტვირთის წონა – 3,0 ტ; q – 1 გრძ. მეტრი ბაგირის წონა, 2,7 კგ; E_k – ბაგირის დრეკადობის მოდული, 1600 ტ/სმ²; F – ბაგირის მეტალის კვეთი, 0,000275 მ²; l' – მალის ქორდის სიგრძე, 577 მ.

ფორმულაში (1) ჩავსვათ f_{\max} -ის მნიშვნელობა

$$0,045l' = \frac{ql^2}{8T_a \cos^2 \alpha} + \frac{Ql}{4T_a \cos \alpha}. \quad (7)$$

შევიტანოთ l -ის მაგივრად მისი მნიშვნელობა $l' = l/\cos\alpha$ მივიღებთ

$$0,045l' = \frac{q(l')^2 \cos^2 \alpha}{8T_a \cos^2 \alpha} + \frac{Ql' \cos \alpha}{4T_a \cos \alpha}, \quad (8)$$

საიდანაც
$$T_a = \frac{qL_0 + 2Q}{0,36} = \frac{0,0027 \cdot 577 + 2 \cdot 3}{0,36} = 21 \text{ ტ}. \quad (9)$$

სამონტაჟო დაჭიმულობის კუბურ განტოლებას აქვს შემდეგი სახე

$$T_0^3 - T_0^2 T_a = \frac{E_k F \cos \alpha}{l} \left(A_0 - T_0^2 \frac{A}{T_a^2} \right). \quad (10)$$

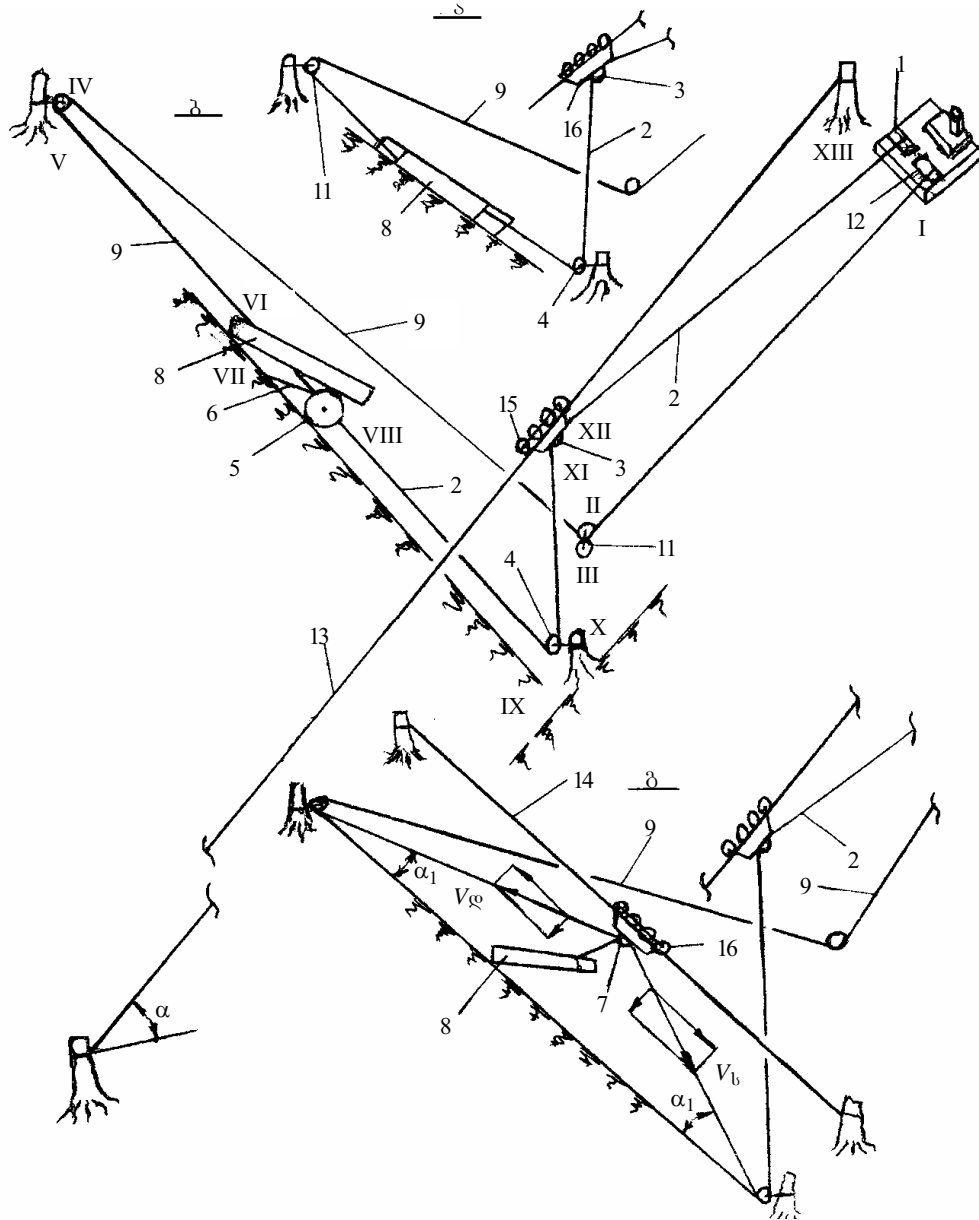
შევიტანოთ კუბურ განტოლებაში (10) სამონტაჟო A_0 და მუშა A დაჭიმულობების სატვირთო ფაქტორების მნიშვნელობები: $A_0 = 43$ ტ²/მ; $A = 788$ ტ²/მ და მივიღებთ სამონტაჟო დაჭიმულობის ნამდვილ სიდიდეს $T_0 = 10,2$ ტ, რომლის მიხედვითაც უნდა დაიჭიმოს მზიდი ბაგირი, რათა უზრუნველყოფილი იყოს ჩაკიდულობის ისრის მაქსიმალური სიდიდე მალის საანგარიშო ნაწილში.

მზიდი ბაგირის საჭირო დიამეტრის შესარჩევად ვსაზღვრავთ მალის ზედა ანძასთან მაქსიმალური დაჭიმულობას T_m^A .

$$T_m^A = T_m + \left(\frac{h}{2} + f_{\max} \right) q = 21 + \frac{0,0027 \cdot 577 \cdot 0,5}{2} + 0,0027 \cdot 26 = 21,5 \text{ ტ}. \quad (11)$$

თუ მდგრადობის მარაგის სტატიკური კოეფიციენტი $n = 2$, მაშინ გამგლევჯი დაჭიმულობის ძალა ტოლია $T_b = 43$ ტ, რის მიხედვითაც ვირჩევთ ბაგირის დიამეტრს 27,5 ან 30,5 მმ, შესაბამისად მავთულების სიმტკიცის ზღვრის 180-150 კგ/მმ² მიხედვით.

დისერტაციაში დამუშავებულია განივგადასატანი საბაგირო მორსათრევი დანადგარის ბაგირ-ბლოკური სქემისათვის (ნახ. 2) საწვევ ბაგირში წვევის ძალის განსაზღვრის მეთოდოლოგია.



ნახ. 2. ა, ბ, გ. განივგადასატანი საბაგირო მორსათრევი დანადგარის ბაგირ-ბლოკური სქემები:

- 1 – სატვირთო დოლი; 2 – სატვირთო ბაგირი; 3 – ძირითად ურიკაზე დასმული ბლოკი; 4 – მიწისზედა ბლოკი; 5 – ორთვალა ურიკა;
- 6 – ორთვალა ურიკის დასატვირთი ფარი; 7 – დამხმარე ურიკის ბლოკი;
- 8 – მორი; 9 – დასაბრუნებელი ბაგირი; 10 – ბლოკი; 11 – ორმაგი ბლოკი;
- 12 – დასაბრუნებელი დოლი; 13 – მთავარი მზიდი ბაგირი; 14 – დამხმარე განივგადასატანი მზიდი ბაგირი; 15 – დამატებითი ურიკის საწვევი ბაგირის ბლოკი; 16 – ძირითადი ურიკა; 17 – დამხმარე ურიკა; I-XIII წერტილები, რომლებშიც განისაზღვრება წინააღმდეგობის ძალები

ნახ. 3-ზე მოყვანილია ტყეკაფზე საწვევი ჯალამბართი ხე-ტყის მორთრევის შესაძლო სქემები: ა – მიწისზედა; ბ – მიწისზედა ნახევრად დატვირთულ მდგომარეობაში სპეციალური ორთველიანი ურიკით; გ – ნახევრად დაკიდულ მდგომარეობაში განივგადასატან მზიდ ბაგირზე დაყენებული დამატებითი – დამხმარე ურიკით, რომელშიც სატვირთო ბაგირის უკან ტყეკაფზე დაბრუნება წარმოებს ჯალამბარის მეორე დოლით.

(ნახ. 2. ა, ბ, გ) აღიძვრება წინააღმდეგობები, რომლებიც უნდა გადაილახოს ჯალამბარის საწვევი ბაგირით.

ჰორიზონტალურ ზედაპირზე ტვირთის გადაადგილების წინააღმდეგობა:

$$W_1 = Q\omega; \quad (12)$$

დახრილ სიბრტყეზე:

ზევით

$$W_1 = Q(\sin \alpha + \omega \cos \alpha); \quad (13)$$

ქვევით

$$W_1 = Q(\omega \cos \alpha - \sin \alpha). \quad (14)$$

საწვევი ბაგირის სიბრტყეზე გადაადგილების წინააღმდეგობა:

ჰორიზონტალურ სიბრტყეზე

$$W_2 = G_1 L_1 \omega_1; \quad (15)$$

დახრილ სიბრტყეზე:

ზევით

$$W_2 = G_1 L_1 (\sin \alpha + \omega_1 \cos \alpha), \quad (16)$$

ქვევით

$$W_2 = G_1 L_1 (\omega_1 \cos \alpha - \sin \alpha). \quad (17)$$

სადაც Q – გადასაადგილებელი ტვირთის წონა, კგ; α – გადაადგილების სიბრტყის დახრის კუთხე, 35° ; ω – ტყის გრუნტზე ხე-ტყის გადაადგილების წინააღმდეგობის კოეფიციენტი, 0,6; L_1 – საწვევი ბაგირის მაქსიმალური თავისუფალი სიგრძე, მ; ω_1 – ტყის გრუნტზე ბაგირის გადაადგილების წინააღმდეგობის კოეფიციენტი, 0,2; $G_1 - 1$ გრძმ საწვევი ბაგირის წონა, 0,53 კგ.

მიმართველ ბლოკებზე ბაგირის შემოვლების წინააღმდეგობა:

$$W_3 = S_{\text{ბაბ}} \omega_2, \quad (18)$$

სადაც $S_{\text{ბაბ}}$ – ბაგირის შტოში ბლოკზე მიმწყდომი ძალა, კგ;

ω_2 – წინააღმდეგობის კოეფიციენტი ბლოკში, გამოწვეული ბაგირის სიხისტით და ხახუნით ბლოკის საყრდენებში, სრიალის ხახუნის დროს საყრდენებში $\omega_2 = 0,1$.

ტვირთის ინერციით გამოწვეული წინააღმდეგობა, აღძრული მისი ადგილიდან დაძვრის მომენტში

$$W_4 = ma = \frac{Q}{g} \cdot \frac{V}{t}, \quad (19)$$

სადაც m – ტვირთის მასა, კგ.წმ²/მ; a – ტვირთის აჩქარება, მ/წმ²; V – ტვირთის მოძრაობის სიჩქარე, 1.0 მ/წმ; t – პერიოდი, რომლის დროსაც ტვირთი მიიღებს საწვეი ბაგირის საბოლოო სიჩქარეს, 3-4 წმ; g – სიმძიმის ძალის აჩქარება, მ/წმ².

ამასთან

$$V = V_{\text{საბ}} - V_{\text{საწ}}, \quad (20)$$

სადაც $V_{\text{საბ}}$ და $V_{\text{საწ}}$ – ტვირთის საბოლოო და საწყისი სიჩქარეები.

თუ $V_{\text{საწ}} = 0$, მაშინ

$$W_4 = \frac{QV_{\text{საბ}}}{gt}. \quad (21)$$

თუ ტვირთი წაიტაცება ბაგირის მოძრაობის საბოლოო სიჩქარით, მაშინ დრო, რომელსაც ტვირთი იძენს შეიძლება იყოს ძალზე მცირე; ამ შემთხვევაში W_4 -ის მნიშვნელობამ შეიძლება მიაღწიოს დიდ სიდიდეს.

საწყის მდგომარეობაში ბაგირის მექანიკურად დაბრუნების სქემებში ტვირთის მოჭიმვის დროს, საჭიროა გადაილახოს დოლიდან ბაგირის დასაბრუნებელი შტოს გაშლისა და სიბრტყეზე მისი გადაადგილების წინააღმდეგობა, რომელიც შეიძლება განისაზღვროს ფორმულით:

$$W_5 = W_5' + W_5'' + W_5''', \quad (22)$$

სადაც W_5' – დასაბრუნებელი ბაგირდახვეული დოლის ბრუნვის წინააღმდეგობა, კგ;

W_5'' – დასაბრუნებელი დოლის და მასზე დახვეული ბაგირის ინერციით აღძრული წინააღმდეგობა, კგ;

W_5''' – დასაბრუნებელი ბაგირის გადაადგილების წინააღმდეგობა, კგ.

აღნიშნული სიდიდეების საანგარიშო ფორმულებია:

$$W_5' = j' G_{\text{დ}} f_0 \frac{d_{\text{დ}}}{D_{\text{დ}}}; \quad (23)$$

$$W_5'' = \frac{0,7 G_{\text{დ}} D_{\text{დ}}^2 \pi n_{\text{დ}}}{R_{\text{საშ}} 4g30t}. \quad (24)$$

დასაბრუნებელი ბაგირის ჰორიზონტალურ სიბრტყეზე გადაადგილების წინააღმდეგობა ტოლია:

$$W_5''' = G_2 L_2 \omega_1; \quad (25)$$

დახრილ სიბრტყეზე:

ზევით

$$W_5''' = G_2 L_2 (\sin \alpha + \omega_1 \cos \alpha); \quad (26)$$

ქვევით

$$W_5''' = G_2 L_2 (\omega_1 \cos \alpha - \sin \alpha), \quad (27)$$

სადაც j' – ფრიქციულ ქუროზე და ჯალამბარის მუხრუჭზე შემუხრუჭების გამათვალისწინებელი კოეფიციენტი; ლენტური ფრიქციული ქუროს დროს – $j' = 1,3$, კონუსურის – $j' = 1,2$;

$G_{\text{დ}}$ – დასაბრუნებელი დოლის წონა მასზე დახვეული ბაგირით, 0,355 კგ;

f_0 – დოლის საყრდენებში ხახუნის კოეფიციენტი, 0,15;

$d_{\text{დ}}$ – დასაბრუნებელი დოლის დერძის დიამეტრი, 0,05 მ;

$D_{\text{დ}}$ – დასაბრუნებელი დოლის დიამეტრი ბაგირის დახვევის საშუალო შრის მიხედვით, 0,3085 მ;

$n_{\text{დ}}$ – დასაბრუნებელი დოლის ბრუნთა რიცხვი, ბრ/წთ;

$R_{\text{საშ}}$ – დასაბრუნებელი დოლის რადიუსი ბაგირის დახვევის საშუალო შრის მიხედვით, 0,1543 მ;

t – დასაბრუნებელი დოლის გაქანების დრო სიჩქარემდე, რომელიც ტოლია საწვეი ბაგირის სიჩქარისა, (საშუალოდ 3-4 წმ), 3 წმ;

G_2 – 1 გრძ.მ დასაბრუნებელი ბაგირის წონა, 0,33 კგ;

L_2 – დასაბრუნებელი ბაგირის თავისუფალი ნაწილის სიგრძე, მ.

განივიდასატანი საბაგრო მორსათრევი დანადგარის ბაგირ-ბლოკური სქემების (ნახ. 2, ა, ბ, გ) სამივე შემთხვევაში საწვეი და დასაბრუნებელი ბაგირები განლაგებულია ტყის გრუნტზე, როგორც

ჰორიზონტალურ და დახრილ, ასევე საყრდენის გარეშე ვერტიკალურ და დახრილ სიბრტყეებში – საწვეი ბაგირის ძირითადი ურიკის ბლოკში გავლის შემდეგ. ჯალამბარის საწვეი ბაგირში საანგარიშო ძალას განსაზღვრავენ თანმიმდევრობით I წერტილიდან ანუ ჩაშვების ადგილიდან – დასაბრუნებელი ბაგირის დოლიდან, მუშა დოლზე საწვეი ბაგირის მიწყდომის XIII წერტილამდე.

ძალა S_I I წერტილში (ნახ. 2, ბ) ტვირთის დაუმყარებელი – არათანაბარი მოძრაობის დროს ტოლია

$$S_I = W'_5 + W''_5 = j'G_{\text{გ}} f_0 \frac{d_{\text{გ}}}{D_{\text{გ}}} + \frac{0,7G_{\text{გ}} D_{\text{გ}}^2 \pi n_{\text{გ}}}{R_{\text{ბ.საშ}} 4g30t}, \quad (28)$$

ხოლო VIII წერტილში ტვირთის დაუმყარებელი მოძრაობის დროს გვაქვს

$$S_{\text{VIII}} = S_{\text{VI}} + W_6 + W_4 = S_{\text{VI}} + Q\omega + \frac{QV_{\text{ბ}}}{gt}.$$

დასაბრუნებელი დოლის ბრუნთა რიცხვი იანგარიშება საწვეი ბაგირის საშუალო სიჩქარიდან გამომდინარე, დასაბრუნებელი ბაგირდახვეული დოლის n'_0 რიგისათვის

$$n_{\text{გ}} = \frac{60 \cdot V_{\text{ბ.საშ}}}{\pi \cdot D_{\text{გ}}} = \frac{60 \cdot 0,5}{3,14 \cdot 0,3085} = 31 \text{ ბრ/წთ},$$

სადაც $V_{\text{ბ.საშ}}$ – საწვეი ბაგირის საშუალო სიჩქარე, 0,5 მ/წმ.

დასაბრუნებელი ბაგირდახვეული დოლის საშუალო დიამეტრი იანგარიშება ფორმულით:

$$D_{\text{გ}} = D + n'_0 d'_{\text{გ}} = 160 + 15 \cdot 9,9 = 308,5 \text{ მმ},$$

სადაც D – დასაბრუნებელი დოლის დიამეტრი ბაგირის გარეშე,

$$D_{\text{გ}} \geq 16d'_{\text{გ}} = 148,5 \text{ მმ};$$

$d'_{\text{გ}}$ – დასაბრუნებელი ბაგირის კვეთის დიამეტრი, 9,9 მმ;

n'_0 – დასაბრუნებელ დოლზე დახვეული ბაგირის რიგების მაქსიმალური რაოდენობა, 15.

დამყარებული თანაბარი მოძრაობის დროს I–XIII წერტილებში წინააღმდეგობების ძალები იანგარიშება ფორმულებით:

$$\left. \begin{aligned}
\text{I} - S_{\text{I}} = W'_5 = j' G_{\text{g}} f_0 \frac{d_{\text{g}}}{D_{\text{g}}}; \\
\text{II} - S_{\text{II}} = S_{\text{I}} + W_{5.1}''' = S_{\text{I}} + G_2 L_{\text{I-II}} (\omega_1 \cos \alpha - \sin \alpha); \\
\text{III} - S_{\text{III}} = S_{\text{II}} + W_{3.1} = S_{\text{II}} + S_{\text{II}} \omega_2 = S_{\text{II}} (1 + \omega_2); \\
\text{IV} - S_{\text{IV}} = S_{\text{III}} + W_{5.2}''' = S_{\text{III}} + G_2 L_{\text{III-IV}} (\omega_1); \\
\text{V} - S_{\text{V}} = S_{\text{IV}} + W_{3.2} = S_{\text{IV}} (1 + \omega_2); \\
\text{VI} - S_{\text{VI}} = S_{\text{V}} + W_{5.3}''' = S_{\text{V}} + G_2 L_{\text{V-VI}} \omega_1; \\
\text{VIII} - S_{\text{VIII}} = S_{\text{VI}} + W_6 + W_4 = S_{\text{VI}} + Q\omega; \\
\text{IX} - S_{\text{IX}} = S_{\text{VIII}} + W_{2.1} = S_{\text{VIII}} + G_1 L_{\text{VIII-IX}} \omega_1; \\
\text{X} - S_{\text{X}} = S_{\text{IX}} + W_{3.3} = S_{\text{IX}} + S_{\text{IX}} \omega_2 = S_{\text{IX}} (1 + \omega_2); \\
\text{XI} - S_{\text{XI}} = S_{\text{X}} + W_{2.2} = S_{\text{X}} + G_1 L_{\text{X-XI}}; \omega_1 = 0; \alpha = 90^\circ; \\
\text{XII} - S_{\text{XII}} = S_{\text{XI}} + W_{3.4} = S_{\text{XI}} + S_{\text{XI}} \omega_2 = S_{\text{XI}} (1 + \omega_2); \\
\text{XIII} - S_{\text{XIII}} = S_{\text{XII}} + W_{2.3} = S_{\text{XII}} + G_1 L_{\text{XII-XIII}} (\omega_1 \cos \alpha - \sin \alpha) = \\
= S_{\text{XII}} + G_1 L_{\text{XII-XIII}} (-\sin \alpha), \omega_1 = 0, \alpha = 35^\circ,
\end{aligned} \right\} (29)$$

სადაც $L_{\text{I-II}}, L_{\text{III-IV}}, L_{\text{V-VI}}, L_{\text{VIII-IX}}, L_{\text{X-XI}}, L_{\text{XII-XIII}}$ - მანძილები შესაბამის
წერტილებს შორის, მ.

ძალა S_{XIII} მეორე სქემის (ნახ. 2, ბ) მიხედვით იანგარიშება იგივე
ფორმულებით. აღნიშნული სქემისათვის განსხვავება იქნება იმაში, რომ
VII წერტილში წინააღმდეგობის ძალა S_{VII} , ხე-ტყის Qn_1 მასის ნახევრად
დატვირთულ მდგომარეობაში ტყის გრუნტზე სპეციალური ურიკის
გამოყენებით მორთრევის დროს ტოლია

$$\text{VII} - S_{\text{VII}} = S_{\text{VI}} + W_{6.1} + W_{4.1} = S_{\text{VI}} + Qn_1 \omega + \frac{Qn_1 V_b}{gt}, \quad (30)$$

ხოლო ურიკაზე დატვირთული ხე-ტყის Qn_2 ნაწილის მორთრევაზე VIII
წერტილში ძალა ტოლია

$$\text{VIII} - S_{\text{VIII}} = S_{\text{VII}} + W_{6.2} + W_{4.2} = S_{\text{VII}} + 0,86 Qn_2 \sqrt{\frac{Qn}{bcD_{\text{y}}^2 n_3}} + \frac{Qn V_b}{gt}, \quad (31)$$

სადაც n_1 - ტყის გრუნტზე მორთრეული ტვირთის ნაწილის განმსაზღვრელი
კოეფიციენტი, 0,4;

n_2 - ურიკაზე დატვირთული ხე-ტყის ნაწილის განმსაზღვრელი
კოეფიციენტი, 0,6;

Qn - ურიკის და ურიკაზე დატვირთული ტვირთის ნაწილის წონა,

$$Q_n = Qn_2 + G_{\gamma} = 1500 \cdot 0,6 + 50 = 950 \text{ კგ};$$

G_{γ} – ურიკის წონა, 50 კგ;

n_3 – თვლების რაოდენობა ურიკაზე, 2;

b – ურიკის ფოლადის თვალის სიგანე, 10 სმ;

c – ნიადაგის სიმყარის კოეფიციენტი, 0,2 კგ/სმ³;

D_{γ} – ურიკის თვალის დიამეტრი, 60 სმ.

V_b – საწვევი ბაგირის სიჩქარე, 1,0 მ/წმ.

ძალა S_{VIII} მესამე სქემის (ნახ. 2, გ) მიხედვით იანგარიშება იგივე ფორმულებით. განსხვავება მეორე სქემისაგან მდგომარეობს იმაში, რომ VIII წერტილში განივგადასატანი მზიდი ბაგირის და დამატებითი ურიკის შემთხვევაში ძალა S_{VIII} ტოლია:

$$VIII-S_{VIII} = S_{VIII} + W_{6,2} \cos \alpha_1 + W_{4,2} = S_{VIII} + Q'_n \omega_3 \cos \alpha_1 + \frac{Q'_n V_b \cos \alpha_1}{gt}, \quad (32)$$

სადაც Q'_n – განივგადასატანი მზიდ ბაგირზე დადგმული დამატებითი ურიკის და მასზე მოსული ტვირთის ნაწილის წონა,

$$Q'_n = Qn_2 + G'_{\gamma} = 1500 \cdot 0,6 + 40 = 940 \text{ კგ};$$

ω_3 – მზიდ ბაგირზე დამატებითი ურიკის გადაადგილების წინააღმდეგობის კოეფიციენტი, 1,5;

G'_{γ} – დამატებითი ურიკის წონა, 40 კგ;

α_1 – ბაგირის დახრის კუთხე განივ სიბრტყეში, 30°.

მესამე სქემის მიხედვით S_{VI} და S_{IX} ძალების მნიშვნელობები იანგარიშება შემდეგი ფორმულებით:

$$VI-S_{VI} = S_V + W_{2,4} = S_V + G_2 \frac{L_{V-VI}}{\cos \alpha_1} \sin \alpha_1 = S_V + G_2 L_{V-VI} \operatorname{tg} \alpha_1;$$

$$\omega_1 = 0, \quad \alpha_{1\max} = 30^\circ; \quad (33)$$

$$IX-S_{IX} = S_{VIII} + W_{2,5} = S_{VIII} + G_1 \frac{L_{VIII-IX}}{\cos \alpha_1} (-\sin \alpha_1) = S_{VIII} + G_2 L_{VIII-IX} (-\operatorname{tg} \alpha_1);$$

$$\omega_1 = 0, \quad \alpha_{1\max} = 30^\circ. \quad (34)$$

ძალა XIII წერტილში არის ის მაქსიმალური ძალა S_{XIII} , რომლის მიხედვითაც იანგარიშება საწვევი ბაგირის დიამეტრი და განისაზღვრება საბაგირო დანადგარის ჯალამბრის ძრავას სიმძლავრე.

ჯალამბრის რგოლებში დანაკარგების გათვალისწინებით (დოლიდან ძრავამდე) ძრავას მაქსიმალური სიმძლავრე იქნება:

$$N = \frac{S_{XIII} V_b}{75 \cdot \eta_{\max}}, \quad (35)$$

სადაც η_{\max} – დოლიდან ძრავამდე ტვირთის გადაცემის ყველა რგოლების მ.კ.კ. 0,85;

მაქსიმალური წვევის ძალა დასაბრუნებელ ბაგირზე განისაზღვრება უკუ რიგით. ამ შემთხვევაში საწვეის წარმოადგენს სატვირთო დოლიდან საწვევი ბაგირის გაშლის წინააღმდეგობის ძალა XIII წერტილში. წინააღმდეგობის ძალა XIII წერტილში სამივე სქემის (ნახ. 2, ა, ბ, გ) მიხედვით იანგარიშება ფორმულით:

$$S_{XIII} = j' G_b f_0 \frac{d_b}{D_b} + \frac{0,7 G_b D_b^2 \pi n_b}{R'_{b,საშ} 4g30t}, \quad (36)$$

სადაც G_b – სატვირთო დოლის წონა მასზე დახვეული ბაგირით, 570 კგ;

d_b – სატვირთო დოლის დერძის დიამეტრი, 0,07 მ;

D_b – სატვირთო დოლის დიამეტრი ბაგირის დახვევის საშუალო შრის მიხედვით, 0,3975 მ;

n_b – სატვირთო დოლის ბრუნთა რიცხვი, 36 ბრ/წთ;

$R'_{b,საშ}$ – სატვირთო დოლის რადიუსი ბაგირის დახვევის საშუალო შრის მიხედვით, 0,1987 მ;

t – სატვირთო დოლის გაქანების დრო სიჩქარემდე, რომელიც ტოლია დასაბრუნებელი ბაგირის სიჩქარისა, 3-4 წმ.

საწვევი დოლის ბრუნთა რიცხვი იანგარიშება დასაბრუნებელი ბაგირის საშუალო სიჩქარიდან გამომდინარე, ბაგირდახვეული საწვევი დოლის n'_0 რიგისათვის

$$n_b = \frac{60 \cdot V_{d,საშ}}{\pi \cdot D_b} = \frac{60 \cdot 0,75}{3,14 \cdot 0,3975} = 36 \text{ ბრ/წთ.}$$

საწვევი ბაგირის ბაგირდახვეული დოლის დიამეტრი იანგარიშება ფორმულით:

$$D_b = D' + n'_0 d_b = 210 + 15 \cdot 12,5 = 0,3975 \text{ მ,}$$

სადაც D' – საწვევი დოლის დიამეტრი ბაგირის გარეშე, 210 მმ;

n'_0 – საწვევ დოლზე დახვეული ბაგირის რიგების მაქსიმალური რაოდენობა, ვიღებთ $n'_0 = 15$;

d_b – საწვევი ბაგირის დიამეტრი, 12,5 მმ.

ძალა წერტილებში დასაბრუნებელი ბაგირის დამყარებული მოძრაობის დროს ტოლია:

$$\left. \begin{aligned}
 \text{XIII} - S_{\text{XIII}} &= j'G_b f_0 \frac{d_b}{D_b}; \\
 \text{XII} - S_{\text{XII}} &= S_{\text{XIII}} + W_{2.1} = S_{\text{XIII}} + G_1 L_{\text{XIII-XII}} (-\sin \alpha), \quad \alpha = 35^\circ, \quad \omega_1 = 0; \\
 \text{XI} - S_{\text{XI}} &= S_{\text{XII}} + W_{3.1} = S_{\text{XII}} + S_{\text{XII}} \omega_2 = S_{\text{XII}} (1 + \omega_2); \\
 \text{X} - S_{\text{X}} &= S_{\text{XI}} + W_{2.2} = S_{\text{XI}} + G_1 L_{\text{XI-X}}; \quad \omega_1 = 0; \quad \alpha = 90^\circ; \\
 \text{IX} - S_{\text{IX}} &= S_{\text{X}} + W_{3.2} = S_{\text{X}} + S_{\text{X}} \omega_2 = S_{\text{X}} (1 + \omega_2); \\
 \text{V} - S_{\text{V}} &= S_{\text{IX}} + W_{2.3} = S_{\text{IX}} + \left(\frac{G_2}{2} + \frac{G_1}{2} \right) L_{\text{IX-V}} \omega_1; \\
 \text{IV} - S_{\text{IV}} &= S_{\text{V}} + W_{3.3} = S_{\text{V}} + S_{\text{V}} \omega_2 = S_{\text{V}} (1 + \omega_2); \\
 \text{III} - S_{\text{III}} &= S_{\text{IV}} + W_{2.4} = S_{\text{IV}} + G_2 L_{\text{IV-III}} \omega_1; \\
 \text{II} - S_{\text{II}} &= S_{\text{III}} + W_{3.4} = S_{\text{III}} + S_{\text{III}} \omega_2 = S_{\text{III}} (1 + \omega_2); \\
 \text{I} - S_{\text{I}} &= S_{\text{II}} + W_{2.5} = S_{\text{II}} + G_2 L_{\text{II-I}} (\sin \alpha + \omega_1 \cos \alpha).
 \end{aligned} \right\} \quad (37)$$

ძალები მეორე სქემის მიხედვით (ნახ. 2, ბ) დასაბრუნებელ ბაგირზე წერტილებში I-XIII იანგარიშება იგივე ფორმულებით იმ განსხვავებით, რომ მეორე სქემის დროს ხდება ორთველიანი ურიკის დაბრუნება საწვის მდგომარეობაში, საიდანაც გამომდინარე VIII, VII და V წერტილებში წვევის ძალის საანგარიშო ფორმულები მიიღებენ შემდეგ სახეს:

$$\text{VIII} - S_{\text{VIII}} = S_{\text{IX}} + W_{2.4} = S_{\text{IX}} + G_1 L_{\text{IX-VIII}} \omega_1; \quad (38)$$

$$\text{VII} - S_{\text{VII}} = S_{\text{VIII}} + 0,85 G_{\text{უ}} \sqrt[3]{\frac{G_{\text{უ}}}{bc D_{\text{უ}}^2 n_3}} + \frac{G_{\text{უ}} V_{\text{გ}}}{gt}; \quad (39)$$

$$\text{V} - S_{\text{V}} = S_{\text{VII}} + W_{2.6} = S_{\text{VII}} + G_2 L_{\text{VII-V}}. \quad (40)$$

იგივე პირობებში ძალები მესამე სქემის მიხედვით (ნახ. 2, გ) წერტილებში I-XIII იანგარიშება იგივე ფორმულებით, იმ განსხვავებით, რომ ურიკა უკუსვლის დროს გადაადგილება არა გრუნტზე, არამედ განივდასატან მზიდ ბაგირზე, საიდანაც გამომდინარე VIII, VII და V წერტილებში წვევის ძალის საანგარიშო ფორმულები, დასაბრუნებელ ბაგირზე მიიღებენ შემდეგ სახეს:

$$\begin{aligned}
 \text{VIII} - S_{\text{VIII}} &= S_{\text{IX}} + W_{2.6} = S_{\text{IX}} + G_1 \frac{L_{\text{IX-VIII}}}{\cos \alpha_1} (-\sin \alpha_1) = S_{\text{VIII}} + G_1 L_{\text{IX-VIII}} (-\text{tg} \alpha_1); \\
 \omega_1 &= 0, \quad \alpha_{1\text{max}} = 30^\circ;
 \end{aligned} \quad (41)$$

$$VII-S_{VII} = S_{VIII} + W_{6.1} = S_{VIII} + G_{\gamma} \omega_3 \cos \alpha_1 + \frac{G_{\gamma} V_{\text{გ}} \cos \alpha_1}{gt}; \quad (42)$$

$$V - S_V = S_{VII} + W_{2.7} = S_{VII} + G_2 \frac{L_{VII-V}}{\cos \alpha_1} \sin \alpha_1 = S_{VII} + G_2 L_{VII-V} \operatorname{tg} \alpha_1;$$

$$\omega_1 = 0, \quad \alpha_{1\max} = 30^\circ. \quad (43)$$

ჯალამბრის ძრავას სიმძლავრე სატვირთო და დასაბრუნებელი ბაგირების უკუსვლის დროს, მარგი დატვირთვის გარეშე ტოლია

$$N = \frac{S_1 V_{\text{გ}}}{75 \cdot \eta_{\max}},$$

სადაც $V_{\text{გ}}$ – დასაბრუნებელი ბაგირის სიჩქარე, მ/წმ.

ამრიგად, ჩვენს მიერ დამუშავებული მეთოდის საფუძველზე მიღებულია ფორმულები საწვე ბაგირში წინააღმდეგობის ძალების საანგარიშოდ I წერტილიდან XIII წერტილის ჩათვლით და შესაბამისად, დასაბრუნებელ ბაგირში წვევის ძალის საანგარიშოდ XIII წერტილიდან I წერტილის ჩათვლით, რის საფუძველზედაც შესაძლებელია საბაგირო მორსათრევი დანადგარის ბაგირ-ბლოკური სქემისათვის ვიანგარიშით საწვეი და დასაბრუნებელი ბაგირების დიამეტრები და განვსაზღვროთ ძრავას სიმძლავრე.

ბაგირ-ბლოკური სქემის (ნახ. 2, ბ) მიხედვით ჯალამბრის საწვე ბაგირში წვევის ძალას განსაზღვრავენ თანმიმდევრობით I წერტილიდან ანუ ჩაშვების ადგილიდან – დასაბრუნებელი ბაგირის დოლიდან, მუშა დოლზე საწვეი ბაგირის მიწყდომის XIII წერტილამდე.

I წერტილიდან სატვირთო დოლზე საწვეი ბაგირის მიწყდომის XIII წერტილამდე წინააღმდეგობის ძალებია

$$S_{XIII} = W'_5 + W''_5 + W'''_{5.1} + W_{3.1} + W'''_{5.2} + W_{3.2} + W'''_{5.3} + W_{6.1} + W_{4.1} + W_{6.2} + W_{4.2} +$$

$$+ W_{2.1} + W_{3.3} + W_{2.2} + W_{3.4} + W_{2.3}.$$

დაუმყარებელი მოძრაობის დროს I წერტილიდან XIII წერტილის ჩათვლით წინააღმდეგობის ძალები იანგარიშება (28) და (29) ფორმულებით:

$$I - S_I = W'_5 + W''_5 = 1,3 \cdot 355 \cdot 0,15 \frac{0,05}{0,3085} + \frac{0,7 \cdot 355 \cdot 0,3085^2 \cdot 3,14 \cdot 31}{0,1543 \cdot 4 \cdot 9,81 \cdot 30 \cdot 3} = 15,4 \text{ კგ.}$$

$$II - S_{II} = S_I + W_{5.1} = S_I + G_2 L_{I-II} (\omega_1 \cos \alpha - \sin \alpha) =$$

$$= 15,4 + 0,33 \cdot 1000 (0,2 \cdot \cos 35^\circ - \sin 35^\circ) = -119,8 \text{ კგ.}$$

სადაც $L_{I-II} - I$ და II წერტილებს შორის მანძილი, 1000 მ.

$$III - S_{III} = S_{II} + W_{3,1} = S_{II} + S_{II}\omega_2 = -119,8 + 119,8 \cdot 0,1 = -119,8 + 12 = -107,8 \text{ კგ};$$

$$IV - S_{IV} = S_{III} + W_{5,2}''' = S''' + G_2 L_{III-IV} \cdot \omega_1 = -107,8 + 0,33 \cdot 100 \cdot 0,2 = -101,2 \text{ კგ};$$

სადაც $L_{III-IV} - III$ და IV წერტილებს შორის მანძილი, 100 მ;

$$V - S_V = S_{IV} + W_{3,2} = S_{IV} + S_{IV}\omega_2 = -101,2 + 101,2 \cdot 0,1 = -91,1 \text{ კგ};$$

$$VI - S_{VI} = S_V + W_{5,3}''' = S_V + G_2 L_{V-VI} \omega_1 = -91,1 + 0,33 \cdot 50 \cdot 0,2 = -87,8 \text{ კგ};$$

სადაც $L_{V-VI} - V$ და VI წერტილებს შორის მანძილი, 50 მ;

$$VII - S_{VII} = S_{VI} + W_{6,1} + W_{4,1} = S_{VI} + Qn_1\omega + W_{4,1},$$

სადაც
$$W_{4,1} = \frac{Q \cdot n_1 V_b}{gt} = \frac{1500 \cdot 0,4 \cdot 1,0}{9,81 \cdot 3} = 20,4 \text{ კგ},$$

რიცხვითი მნიშვნელობების ჩასმით მივიღებთ:

$$VII - S_{VII} = -87,8 + 1500 \cdot 0,4 \cdot 0,6 + 20,4 = -87,8 + 360 + 20,4 = 292,6 \text{ კგ}.$$

$$VIII - S_{VIII} = S_{VI} + W_{6,2} + W_{4,2},$$

(31) ფორმულის მიხედვით ვანგარიშობთ $W_{6,2}$ და $W_{4,2}$ სიდიდეებს:

$$W_{6,2} = 0,86 \cdot 950 \cdot \sqrt[3]{\frac{950}{10 \cdot 0,2 \cdot 60^2 \cdot 2}} = 326,8 \text{ კგ};$$

$$W_{4,2} = \frac{Q_n V_{b\delta}}{gt} = \frac{950 \cdot 1,0}{9,81 \cdot 3} = 32,3 \text{ კგ}.$$

ვანგარიშობთ წინააღმდეგობის ძალას VIII წერტილში

$$VIII - S_{VIII} = 292,6 + 326,8 + 32,3 = 651,7 \text{ კგ}.$$

$$IX - S_{IX} = S_{VIII} + W_{2,1} = S_{VIII} + G_1 L_{VIII-IX} \omega_1 = 651,7 + 0,53 \cdot 50 \cdot 0,2 = 657 \text{ კგ};$$

სადაც $L_{VIII-IX} - VIII$ და IX წერტილებს შორის მანძილი, 50 მ;

$$X - S_X = S_{IX} + W_{3,3} = S_{IX} + S_{IX}\omega_2 = S_{IX}(1 + \omega_2) = 657(1 + 0,1) = 722,7 \text{ კგ};$$

X წერტილიდან XI წერტილამდე საწვეი ბაგირი გადაადგილდება საყრდენის გარეშე ძირითადი ურიკის ბლოკის მიმართულებით; ამ შემთხვევაში

$$XI - S_{XI} = S_X + W_{2,2},$$

სადაც

$$W_{2,2} = G_2 L_{IX-X} (\sin \alpha + \omega_1 \cos \alpha),$$

რადგანაც $\alpha = 90^\circ$ და $\omega_1 = 0$, გვექნება

$$W_{2,2} = G_1 L_{IX-X} = 0,53 \cdot 10 = 5,3 \text{ კგ},$$

სადაც L_{IX-X} – მაქსიმალური მანძილი ტყის გრუნტზე განლაგებული ბლოკიდან ძირითად ურიკაზე დამაგრებულ ბლოკამდე მივიღოთ 10 მ (გამომდინარე იქიდან, რომ შესაძლებელი იყოს მორების პირდაპირი დატვირთვა ტყესაზიდ ტრანსპორტზე);

$$XI - S_{XI} = S_X + W_{2,2} = 722,7 + 5,3 = 728 \text{ კგ};$$

$$XII - S_{XII} = S_{XI} + W_{3,4} = S_{XI} + S_{XI} \omega_2 = S_{XI} (1 + \omega_2) = 728(1 + 0,1) = 800,8 \text{ კგ}.$$

XII წერტილიდან XIII წერტილამდე საწვეი ბაგირი გადაადგილდება 35°-იანი დახრის კუთხით

$$XIII - S_{XIII} = S_{XII} + W_{2,3} = 800,8 + 304 = 1104,8 \text{ კგ},$$

სადაც

$$W_{2,3} = G_1 L_{XII-XIII} \sin \alpha = 0,53 \cdot 1000 \cdot \sin 35^\circ = 530 \cdot 0,57358 = 304 \text{ კგ};$$

სადაც $L_{XII-XIII}$ – XII და XIII წერტილებს შორის მანძილი, 1000 მ.

XIII წერტილში იქნება მაქსიმალური საანგარიშო ძალა, რომლის მიხედვითაც განისაზღვრება სატვირთო ბაგირის დიამეტრი და ჯალამბრის ძრავას სიმძლავრე.

ჯალამბრის ამძრავის რგოლებში დანაკარგების გათვალისწინებით (დოლიდან ძრავამდე) ძრავას მაქსიმალური სიმძლავრე იქნება:

$$N = \frac{S_{XIII} V_b}{75 \cdot \eta_{\max}} = \frac{1104,8 \cdot 1,0}{75 \cdot 0,85} = 17,3 \text{ ცხ.ძ.} = 12,7 \text{ კვტ},$$

N -ის მიხედვით ვირჩევთ ელექტრო ძრავას 4A160S₂Y3, რომლის $N_{\text{არ}} = 15$ კვტ, $n = 3000$ ბრ/წთ.

სატვირთო ბაგირის საანგარიშოდ მივიღოთ მდგრადობის მარაგის სტატიკური კოეფიციენტი $n' = 2$ და გვექნება:

$$T_{\text{ბ}} = S_{XIII} n' = 1104,8 \cdot 2 = 2209,6 \text{ კგ},$$

სადაც $T_{\text{ბ}}$ – გამგლეჯი ძალა.

მიღებული სიდიდის $T_{\text{ბ}}$ -ის მიხედვით ბაგირის დიამეტრი შეგვიძლია მივიღოთ 12,5 მმ, რომლის დროებითი წინააღმდეგობა ტოლია 160 კგ/მმ².

დამყარებული მოძრაობის დროს I წერტილიდან XIII წერტილის ჩათვლით წინააღმდეგობის ძალებია:

$$S_{XIII} = W'_5 + W'''_{5,1} + W_{3,1} + W'''_{5,2} + W_{3,2} + W'''_{5,3} + W_{6,1} + W_{6,2} + W_{2,1} + \\ + W_{3,3} + W_{2,2} + W_{3,4} + W_{2,3},$$

რომლებიც, დოლის და ტვირთის ინერციით გამოწვეული ძალების გამოკლებით, იანგარიშება შემდეგი ფორმულებით:

$$I - S_I = W'_5 = 11,2 \text{ კგ};$$

$$\begin{aligned} II - S_{II} &= S_I + W''_{5.1} = W'_5 + W''_{5.1} = W'_5 + G_2 L_{I-II} (\omega_1 \cos \alpha - \sin \alpha) = \\ &= 11,2 + 0,33 \cdot 1000 \cdot (0,2 \cos 35^\circ - \sin 35^\circ) = -124 \text{ კგ}; \end{aligned}$$

$$III - S_{III} = S_{II} + W_{3.1} = -124 + 124 \cdot 0,1 = -111,6 \text{ კგ};$$

$$IV - S_{IV} = S_{III} + W''_{5.2} = S_{III} + G_2 L_{III-IV} \cdot \omega_1 = -111,6 + 0,33 \cdot 100 \cdot 0,2 = -105 \text{ კგ};$$

$$V - S_V = S_{IV} + W_{3.2} = S_{IV} + S_{IV} \omega_2 = -105 + 105 \cdot 0,1 = -94,5 \text{ კგ};$$

$$VI - S_{VI} = S_V + W''_{5.3} = S_V + G_2 L_{V-VI} \omega_1 = -94,5 + 0,33 \cdot 50 \cdot 0,2 = -91,2 \text{ კგ};$$

$$VII - S_{VII} = S_{VI} + W_{6.1} = S_{VI} + Q n_1 \omega = -91,2 + 1500 \cdot 0,4 \cdot 0,6 = 268,8 \text{ კგ};$$

$$VIII - S_{VIII} = S_{VII} + W_{6.2} = 268,8 + 326,8 = 595,6 \text{ კგ};$$

$$IX - S_{IX} = S_{VIII} + W_{2.1} = S_{VIII} + G_1 L_{VIII-IX} \omega_1 = 595,6 + 0,53 \cdot 50 \cdot 0,2 = 600,9 \text{ კგ};$$

$$X - S_X = S_{IX} + W_{3.3} = S_{IX} + S_{IX} \omega_2 = S_{IX} (1 + \omega_2) = 600,9 (1 + 0,1) = 661 \text{ კგ};$$

$$XI - S_{XI} = S_X + W_{2.2} = 661 + 5,3 = 666,3 \text{ კგ};$$

$$XII - S_{XII} = S_{XI} + W_{3.4} = S_{XI} + S_{XI} \omega_2 = S_{XI} (1 + \omega_2) = 666,3 (1 + 0,1) = 732,9 \text{ კგ};$$

$$XIII - S_{XIII} = S_{XII} + W_{2.3} = 732,9 + 304 = 1036,9 \text{ კგ}.$$

$$N = \frac{S_{XIII} V_b}{75 \cdot \eta_{\max}} = \frac{1036,9 \cdot 1,0}{75 \cdot 0,85} = 16,3 \text{ ცხ.ძ} = 12,0 \text{ კვტ}.$$

დისერტაციაში ასევე ჩატარებულია ჯალამბრის ძრავის სიმძლავრის ანგარიში საბაგირო მორსათრევი დანადგარის სამუშაო ციკლის ექვივალენტური სიმძლავრის მიხედვით. მიღებულია $N_{\text{ძრ}} = 8,4$ კვტ.

სიმძლავრის მიხედვით ვირჩევთ ელექტრო ძრავას $N_{\text{ძრ}} = 11$ კვტ, ძრავის ტიპი 4A132M2Y3, $n = 3000$ ბრ/წთ.

ექსპერიმენტული ნაწილი

ტყეკაფზე შოლტების ურიკით ნახევრად დატვირთულ მდგომარეობაში მორსათრევის დროს წინააღმდეგობის ძალა გადაადგილებაზე შეიძლება ვიანგარიშოთ ფორმულით:

$$W_6 = W_{6.1} + W_{6.2}, \quad (44)$$

სადაც $W_{6.1}$ – მიწის ზედაპირზე მორთრეული შოლტების ნაწილის გადაადგილების წინააღმდეგობის ძალა:

$$W_{6.1} = Qn_1\omega, \quad (45)$$

სადაც Q – შოლტების შეკრულის წონა; n_1 – შეკრულის მიწაზე მორთრეული ნაწილის განმსაზღვრელი კოეფიციენტი, 0,4; ω – შეკრულის მიწის ზედაპირზე გადაადგილების წინააღმდეგობის კოეფიციენტი, 0,6. $W_{6.2}$ – ურიკაზე დატვირთული შოლტების ნაწილის გადაადგილების წინააღმდეგობის ძალა.

შოლტების მიწაზე ურიკით გადაადგილების ძალების წონასწორობის პირობიდან გამომდინარე (ნახ. 3) საკისრებში ხახუნის M_r მომენტი უგულებელყოფილია:

$$\begin{aligned} Y_n &= Q_n, & X_n &= W_n - m_n j; \\ X_n r_n &= M_{jn} + Y_n a_n, \end{aligned} \quad (46)$$

სადაც Q_n – დატვირთვა თვლებზე; X_n და Y_n – გრუნტის რეაქციები; M_{jn} – ურიკის თვლების ინერციის ძალის წინააღმდეგობის მომენტი; W_n – მბიძგავი ანუ მოძრაობის წინააღმდეგობის ძალა; $Y_n a_n = M_{cn}$ – ურიკის თვლების გორვის წინააღმდეგობის მომენტი; a_n – ურიკის თვლების ხახუნის კოეფიციენტი; m_n და j – ურიკის თვალის წინსვლითი მოძრაობის მასა და აჩქარება.

ღიანდის სიღრმის h და მბიძგავი ძალის $W_{6.2}$ განსაზღვრის დროს, თვალის ფერსოს ნიადაგთან ხახუნის ძალების უგულებელყოფის შემთხვევაში, მიღებულია, რომ გრუნტის დაძაბულობა σ ღიანდის ჩაძირვის სიღრმის პროპორციულია (ნახ. 4):

$$Q_n = \int b\sigma \cos \alpha d_s = bc \int (h-y) dx; \quad (47)$$

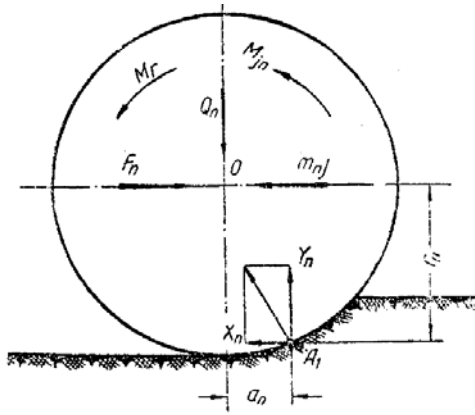
$$Q_n = \frac{2}{3} bc \sqrt{Dh}^{2/3}, \quad (48)$$

საიდანაც

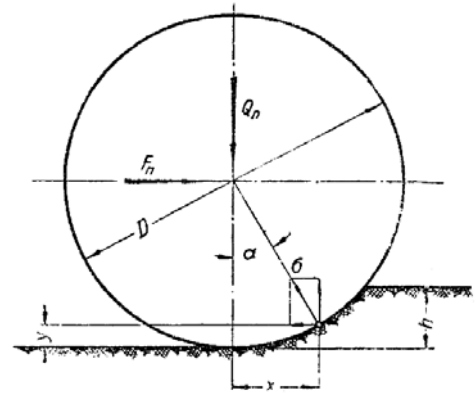
$$h = \left[\frac{1,5Q_n}{bc\sqrt{D}} \right]^{\frac{3}{2}}, \quad (49)$$

სადაც b – თვალის ფერსოს სიგანე; d_s – ფერსოს რკალის ელემენტი.

ღიანდის სიღრმე h დამოკიდებულია: თვალის დატვირთვაზე, თვალის ძირითად კონსტრუქციულ ზომებზე და ნიადაგის მექანიკურ თვისებებზე, რომლებიც ხასიათდებიან პროპორციულობის c კოეფიციენტით.



ნახ. 3. მორსათრევი ურიკის მიმმართველ თვლებზე მოქმედი გარე ძალები დეფორმირებულ გრუნტზე გადაადგილების დროს



ნახ. 4. ლიანდის სიღრმის და მბიძგავი ძალის განმსაზღვრელი სქემა

ყველა ძალების ჰორიზონტალურ დერძზე დაპროექტებით მივიღებთ

$$W_{6.2} = \int b \sigma \sin \alpha ds = bc \int_0^h (h-y) dy = \frac{bch^2}{2} = 0,86 \cdot Q_n \sqrt{\frac{Q_n}{bcD^2 n_3}}, \quad (50)$$

სადაც Q_n – ურიკის და შოლტის ურიკაზე დატვირთული ნაწილის წონა

$$Q_n = Q_{n_2} + G_{\gamma}, \quad (51)$$

სადაც n_2 – ურიკაზე დატვირთული შოლტის ნაწილის განმსაზღვრელი კოეფიციენტი, 0,6; G_{γ} – ურიკის წონა.

მბიძგავი ძალის W_6 ფარდობას Q_n დატვირთვასთან, ურიკის თვალის ჰორიზონტალზე თანაბარი გადაადგილების დროს ეწოდება გორვის წინააღმდეგობის კოეფიციენტი f

$$f = \frac{W_{6.2}}{Q_n} = 0,86 \sqrt{\frac{Q_n}{bcD^2 n_3}}, \quad (52)$$

სადაც b – ურიკის ფოლადის თვალის სიგანე, 10 სმ; c – ნიადაგის სიმყარის კოეფიციენტი 0,2 კგ/სმ³; D – ურიკის თვალის დიამეტრი, 60 სმ; n_3 – ურიკის თვლების რაოდენობა, 2.

ტყეკაფზე რეალურ პირობებში ურიკის გადაადგილების დროს დეფორმირდება გრუნტი და მიმდინარეობს რთული პროცესი, რომელიც ექვემდებარება რთულ მათემატიკურ აღწერას. ამიტომ წვეთი ანგარიშების ჩასატარებლად შეიძლება ვისარგებლოთ გორვის წინააღმდეგობის კოეფიციენტების ექსპერიმენტული განსაზღვრის

შედგებით, რომლებიც მიღებულია ტყეკაფებში გავრცელებულ დამახასიათებელ პირობებში სპეციალურად შექმნილი, დასატვირთი ფართ ადჭურვილი, ორთვალა ურიკით შოლტების ნახევრად დატვირთულ მდგომარეობაში მორთრევის დროს.

რეგიონში გავრცელებულ – დამახასიათებელ პირობებში ხდებოდა ურიკით ნახევრად დატვირთული შოლტების მორთრევა ჯალამბრის გამოყენებით. დინამომეტრის საშუალებით წარმოებდა საწვევ ბაგირზე განვითარებული წვეის ძალის ცვალებადობის დაფიქსირება და ცხრილებში შეტანა ტყეკაფის სხვადასხვა სახის გრუნტებზე ურიკის მუშაობის დროს. დინამომეტრით მიღებული საერთო წვეის ძალის მნიშვნელობა W_6 , ითვალისწინებს მიწაზე მორთრევის $W_{6.1}$ და ურიკის გორვის წინააღმდეგობის $W_{6.2}$ ძალებს. განსაზღვრულია წინააღმდეგობა დატვირთული ურიკის გორვაზე

$$W_{6.2} = W_6 - W_{6.1} = W_6 - Q \cdot 0,4,$$

როგორც თეორიული გაანგარიშებები და ექსპერიმენტული კვლევები გვიჩვენებენ, ჩვენს მიერ დამუშავებული და შექმნილი ორთვალა ურიკის გორვის წინააღმდეგობის კოეფიციენტი შოლტების ნახევრად დატვირთულ მდგომარეობაში მორთრევის დროს, ტყეკაფის სხვადასხვა სახეობის გრუნტებზე იცვლება საკმაოდ ინტენსიურად და მერყეობს ზღვრებში 0,11-0,35-მდე.

დისერტაციაში აგრეთვე ჩატარებულია ტყეკაფითი სამუშაო პროცესების ეკონომიკური ანგარიში № 7 ტექნოლოგიური სქემის მიხედვით, რომელშიც ხე-ტყის დამზადების ყველა ოპერაცია განხორციელებულია განივგადასატანი ორმხრივი საბაგრო მორსათრევი დანადგარის გამოყენებით. 1 მ³ ხე-ტყის მორთრევის ჯამური თვითღირებულება შეადგენს 16,5 ლარს.

დასკვნა

1. საქართველოს მთიანი რელიეფის ეკოლოგიურად დატვირთულ ტყეებში, ფერდობებზე 25°-დან 40°-მდე ქანობით დაშვებულია მხოლოდ ნებით-ამორჩევითი ჭრები, არანაკლებ 0,5 სიხშირის დატოვებით; ნებით ამორჩევითი ჭრების პირველხარისხოვან ამოცანას წარმოადგენს აღმონაცენის, მოზარდის, ზეზემდგომი ხეების და, რაც ყველაზე მთავარია, ნიადაგის საფარის დაცვა და შენარჩუნება; ამასთან დაკავშირებით,

მთაგორიან ტყეკაფებზე ხე-ტყის მორთრევა ყველაზე შრომატევად და რთულ ოპერაციათა კატეგორიას მიეკუთვნება, რაც რელიეფის სირთულის და აღნიშნული სპეციფიკური პირობების გარდა კიდევ მრავალ ფაქტორთანაა დაკავშირებული; ამ შემთხვევაში ოპტიმალური ტექნოლოგიური პროცესის და შედარებით ეფექტური მორსათრევი სატრანსპორტო საშუალებათა შერჩევის მიზნით აუცილებელია, სამუშაო პირობების კლასიფიკაცია, რაც განაპირობებს გამოყენებული ტექნოლოგიური სქემების და ტექნიკის მრავალსახეობის და რაოდენობის ოპტიმიზაციას.

ზემოთქმულიდან გამომდინარე, ხე-ტყის დამზადების პროცესების მექანიზაციის და ავტომატიზაციის თანამედროვე ანალიზის საფუძველზე დადგენილია, მთაგორიან ტყეკაფებზე გამოყენებული ტექნოლოგიების და მომუშავე მორსათრევი ტექნიკის ეკოლოგიურ პირობებთან შეუთავსებლობა და დასაბუთებულია ხე-ტყის დამზადების წარმოებაში ტყეკაფზე მოჭრილი ხეების, შოლტებისა და მორების მორთრევის მიზანშეწონილობა საბაგირო მორსათრევი დანადგარების გამოყენებით, რისთვისაც სტ"შ-ის მერქნული მასალების დამზადება-დამუშავების მიმართულებაზე დამუშავებულია, ახალი ტექნოლოგიური სქემები და შექმნილია, განივგადასატანი საბაგირო მორსათრევი დანადგარები, რომლებშიც გამოყენებული მორთრევის ახალი ხერხი ითვალისწინებს, ჯალამბრის საწვეი ბაგირით შოლტების და მორების განივ მორთრევას ნახევრად დაკიდულ მდგომარეობაში და იგივე საწვეი ბაგირით მათ დაშვებას დაკიდულ მდგომარეობაში.

2. მორთრევის ახალი ორიგინალური ხერხის გათვალისწინებით ტყეკაფითი სამუშაო პროცესების კომპლექსური მექანიზაციის ტექნოლოგიური სქემების განხორციელების მიზნით შექმნილია, განივგადასატანი ორმხრივი საბაგირო მორსათრევი დანადგარები: პირველი-ორი საწვეი და ერთი უკუსვლის ბაგირით, სადაც საწვეი ბაგირები გატარებულია ძირითადი სატვირთო ურიკის ორღარიან ბლოკში და ერთმანეთთან ბაგირით დაკავშირებული დამხმარე ურიკების თვითხსნად ბლოკებში ცალ-ცალკე, ხოლო უკუსვლის ბაგირი მიბმულია ერთ-ერთ დამხმარე ურიკასთან; მეორე – ორი საწვეი და ორი უკუსვლის ბაგირით, სადაც საწვეი ბაგირები გატარებულია ძირითადი ურიკის ორი განმხლოებული ერთღარიანი ბლოკისაგან შემდგარ სატვირთო ბლოკში

და დამხმარე ურიკების თვითხსნად ბლოკებში, ხოლო უკუსვლის ბაგირები ბლოკების საშუალებით ცალ-ცალკე მიბმულია საბაგრო ტრასის სხვადასხვა მხარეს მზიდ ბაგირებზე დაყენებულ დამხმარე ურიკებთან.

3. განხილულია სხვადასხვა სიმაღლეზე განლაგებულ საყრდენებზე დაკიდული ერთმალიანი დრეკადი მზიდი ბაგირი – ჩაკიდულობის მცირე ისრებით და ხისტად დამაგრებული ბოლოებით; ბაგირის საანგარიშოდ შერჩეულია ფიზიკური ვარიანტი, რომელიც ადგენს დამოკიდებულებას მასზე მოქმედ ძალებსა და დეფორმაციებს შორის, რომლის დროსაც დრეკადი დეფორმაცია ვრცელდება ბაგირის მთელ სიგრძეზე თანაბრად; ბაგირის სიგრძის განსაზღვრისათვის მუშა მდგომარეობაში მიღებულია განტოლება, რომელშიც შემავალი ინტეგრალი წარმოდგენილია ჯამის სახით, სადაც მაქსიმალური ჩაკიდულობა და ბაგირის უდიდესი სიგრძე ფიქსირდება მალის შუაში ტვირთის განლაგების დროს; ინტეგრალის მნიშვნელობის განსაზღვრის შემდეგ მიღებულია, დატვირთული მზიდი ბაგირის მთლიანი სიგრძის საანგარიშო ფორმულა.

4. მზიდი ბაგირის საწყისი სამონტაჟო T_0 და საბოლოო T_g დაჭიმულობას შორის დამოკიდებულების განსაზღვრის მიზნით, დამუშავებული მეთოდიკის საფუძველზე გამოყვანილია მზიდი ბაგირის საანგარიშო კუბური განტოლება, სადაც ბაგირის ჩაკიდულობებსა და კოჭის მღუნავ მომენტებს შორის ანალოგია გამოყენებულია მაქსიმალური ჩაკიდულობის $f_{0(max)}$ სიდიდის საპონენელად, როცა ბაგირის საკუთარი წონა დატვირთვის სახით განაწილებულია ქორდაზე q ინტენსივობით, ხოლო Q ტვირთი განლაგებულია მალის შუა წერტილში.

5. დამუშავებული მეთოდიკის საფუძველზე საბაგრო მორსათრევი დანადგარის მზიდი ბაგირის ჩაკიდულობის პრაქტიკული გამოცდილებით დადგენილი მნიშვნელობის მიხედვით, რომლის სიდიდე არ უნდა აღემატებოდეს მალის ქორდის სიგრძის 6%-ს და რეკომენდებულია 0,03–0,061'-ის ფარგლებში, განსაზღვრულია მზიდი ბაგირის მაქსიმალური დაჭიმულობა $T_g = 21$ ტ – მუშა მდგომარეობაში, სამონტაჟო T_0 , მაქსიმალური დაჭიმულობა T_g^A – მალის ზედა ანძასთან A წერტილში და გამგლეჯი ძალა $T_g = 42$ ტ, რომლის მიხედვითაც ცხრილებიდან შერჩეულია მზიდი ბაგირის დიამეტრი – $d = 27,5$ მმ.

6. განიგადასატანი საბაგრო მორსათრევი დანადგარის ჯალამბრის საწევ ბაგირში მაქსიმალური საანგარიშო წვეის ძალის განსაზღვრისათვის შედგენილია, საწევი ბაგირის მოძრაობის სქემა და დადგენილია, წინააღმდეგობის სახეები და მათი აღძვრის ადგილები – წერტილები; დამუშავებული მეთოდის საფუძველზე, საწევ ბაგირში მაქსიმალური საანგარიშო წვეის ძალის განსაზღვრის დროს, ბაგირის მოძრაობის სქემის და წინააღმდეგობის მოდების წერტილების მიხედვით, თანმიმდევრობით შეკრებილია წინააღმდეგობის ძალები საწყისი I წერტილიდან დოლზე ბაგირის მიწვდომის XIII წერტილამდე; წინააღმდეგობების ჯამური ძალის $S_{XIII} = 1104,8$ კგ მიხედვით განსაზღვრულია ჯალამბრის ძრავას სიმძლავრე: დაძვრის მომენტში – $N_{აგ} = 12,7$ კვტ და დამყარებული – თანაბარი მოძრაობის დროს – $S_{XIII} = 1036,9$ კგ – $N_{აგ} = 12$ კვტ; შერჩეულია ელექტრო ძრავა 4A160S₂Y3 – $N_{აგ} = 15$ კვტ, $n = 3000$ ბრ/წთ; მაქსიმალური ჯამური წინააღმდეგობის ძალის S_{XIII} -ის მიხედვით შერჩეულია საწევი ბაგირის დიამეტრი – $d = 12,5$ მმ.

7. სამუშაო ციკლის ექვივალენტური სიმძლავრიდან გამომდინარე, განიგადასატანი საბაგრო მორსათრევი დანადგარის ბაგირ-ბლოკური სქემისათვის ჯალამბრის ძრავას სიმძლავრის საანგარიშოდ დამუშავებულია მეთოდის და დადგენილია, ჯალამბრის სამუშაო ციკლის დროის მთლიანი ხანგრძლივობა წამებში, რომელიც წარმოადგენს ციკლის ყველა ოპერაციის შესრულებაზე დახარჯული დროის პერიოდების ჯამს; განსაზღვრულია ძრავას სიმძლავრეების მნიშვნელობები ციკლის ოპერაციების შესაბამის პერიოდებში და ჯამური სიმძლავრის მიხედვით განსაზღვრულია ჯალამბრის ძრავას სიმძლავრე – 8,4 კვტ.

8. ჩატარებულია ექსპერიმენტული გამოკვლევები და დადგენილია, განიგადასატანი საბაგრო მორსათრევი დანადგარის სპეციალური ორთვალა ურიკის გორვის წინააღმდეგობის კოეფიციენტის მნიშვნელობები – მორების ნახევრად დატვირთულ მდგომარეობაში სხვადასხვა სახეობის გრუნტებზე მორთრევის დროს 0,11-0,35.

9. № 7 ტექნოლოგიური სქემის მიხედვით ჩატარებულია ეკონომიკური ანგარიში და მიღებულია, 1 მ³ ხე-ტყის მორთრევის ჯამური თვითღირებულება – 16,5 ლარი, რაც პრაქტიკულ-რეალურ პირობებში

მოითხოვს არსებული ნორმების, სატაქსაციო მონაცემების, საწვავ-საცხებ მასალებზე ფასების, ახალი ტექნიკის გამოყენებით მიღებული ეკონომიის და სხვა მაჩვენებლების დაზუსტებას.

10. დადგენილია, განივგადასატანი საბაგირო მორსათრევი დანადგარების უპირატესობა მთაგორიან ტყეკაფებზე ხე-ტყის ტრანსპორტირებაზე გამოყენებული ყველა სხვა სახის მორსათრევე მანქანებთან და დანადგარებთან შედარებით, როგორც ეკოლოგიური, ასევე ეკონომიკური თვალსაზრისით; შექმნილია, ახალი ტექნოლოგიური სქემები და განივგადასატანი საბაგირო მორსათრევი დანადგარები, დამუშავებულია ორიგინალური მეთოდები და მეთოდები აღნიშნული დანადგარების მზიდი და საწვევი ბაგირების დიამეტრების საანგარიშოდ და ჯალამბრის ძრავას სიმძლავრის დასადგენად; დამუშავებული და შექმნილია, განივგადასატანი საბაგირო მორსათრევი დანადგარების სრულიად ახალი სქემები, რომლებიც დაცულია პატენტებით და საავტორო მოწმობებით.

11. ჩატარებულმა გამოკვლევებმა გვიჩვენა, რომ მთაგორიან პირობებში ხე-ტყის დამზადების ერთ-ერთ ეფექტურ და ეკოლოგიურად გამართლებულ ტექნოლოგიურ პროცესად შეიძლება მივიღოთ ხე-ტყის პირდაპირი, უსაფეხურო გამოზიდვა ხის წაქცევის ადგილიდან ზედა საწყობამდე განივგადასატანი საბაგირო მორსათრევი დანადგარების გამოყენებით; ამასთან განივგადასატანი საბაგირო დანადგარების მუშაობა ახალი ტექნოლოგიური აღჭურვილობით საიმედოა საქართველოს მთაგორიან პირობებში ნებით-ამორჩევითი ჭრების განსახორციელებლად და განაპირობებს წარმოებაში მათი ფართოდ დანერგვის აუცილებლობას.

დისერტაციის ძირითადი შინაარსი გამოქვეყნებულია სტატიების სახით სამეცნიერო-ტექნიკურ ჟურნალებში და საქპატენტიდან მიღებულია პატენტები გამოგონებაზე:

1. ბალამწარაშვილი ზ., კოკაია გ., ჩიტბე ზ., ტყემალაძე რ., გელაშვილი ი., ასანიძე გ. ხე-ტყის განივი საპაერო საბაგირო მორსათრევი დანადგარები. „მშენებლობა“. სამეცნიერო ტექნიკური ჟურნალი, სტუ. თბილისი, 2008. № 2(9), 19-24 გვ.
2. ბალამწარაშვილი ზ., კოკაია გ., ტყემალაძე რ., ასანიძე გ. ხე-ტყის ორმხრივი განივი საბაგირო მორსათრევი დანადგარის ძიება და

- დამუშავება. სამეცნიერო ტექნიკური ჟურნალი „ტრანსპორტი და მანქანათმშენებლობა“. სტუ. თბილისი, 2008. № 3(11), 148-154 გვ.
3. ბალამწარაშვილი ზ., ჩიტძე ზ., გელაშვილი ი., ღუნდუა პ., ასანიძე გ., ტყემალაძე რ. ორნამენტის მოსაჭრელი ავტომატური ჩარხის ბიჯური კონვეიერი. საქპატენტი. პატენტი GEP4777B 10.04.2009 AP 2008 01.05.18: 19.02.2008.
 4. ბალამწარაშვილი ზ., ჩიტძე ზ., ტყემალაძე რ., ასანიძე გ. მორსათრევი თვითმტვირთავი აგრეგატი. საქპატენტი. პატენტი GEP10519A. თბილისი. 10.04.09. № 7(275).
 5. ბალამწარაშვილი ზ. გელაშვილი ი., ტყემალაძე რ., ჩიტძე ზ., ასანიძე გ. ხე-ტყის ორმხრივი საჭაერო საბაგირო მორსათრევი დანადგარი. საქპატენტი. პატენტი GEP 4776B. 09.10.09 №17.
 6. ბალამწარაშვილი ზ., გელაშვილი ი., ტყემალაძე რ., ჩიტძე ზ., ასანიძე გ., მოსულიშვილი დ. ხე-ტყის ორმხრივი საჭაერო საბაგირო მორსათრევი დანადგარი. საქპატენტი. პატენტი GEP 4779B. 09.10.09 №17.
 7. ნარიმანაშვილი მ., ბალამწარაშვილი ზ., ნარიმანაშვილი პ., ტყემალაძე რ., მოსულიშვილი დ. ტყეკაფზე სამუშაო პროცესების ეკოლოგიურად უვნებელი კომპლექსური მექანიზაციის ტექნოლოგიური სქემა და ეკონომიკური ანგარიში. ტრანსპორტი და მანქანათმშენებლობა, სამეცნიერო-ტექნიკური ჟურნალი, სტუ. გამომცემლობა „ტრანსპორტი და მანქანათმშენებლობა“, თბილისი, 2010, № 2(18), 58-63 გვ.
 8. მოსულიშვილი დ., ბალამწარაშვილი ზ., ნარიმანაშვილი პ., ტყემალაძე რ., ღუნდუა პ. ტყესაკაფი სამუშაოების ეკოლოგიურად უვნებელი ტექნოლოგიები და მანქანა-დანადგარები მთიან პირობებში. ტრანსპორტი და მანქანათმშენებლობა, სამეცნიერო-ტექნიკური ჟურნალი, სტუ. გამომცემლობა „ტრანსპორტი და მანქანათმშენებლობა“, თბილისი, 2010, № 2(18), 90-95 გვ.
 9. Дундуа П.В., Баламцарашвили З.Г., Ткемаладзе Р.А., Кинкладзе Д.Н., Мачавариани Ш.Н. Канатно-подвесная трелевочная установка с поперечным несущим канатом. სატყეო მოამბე, საერთაშორისო სამეცნიერო-პრაქტიკული ჟურნალი, თბილისი, 2010, №3, 88-91 გვ.
 10. ნარიმანაშვილი მ., ბალამწარაშვილი ზ., მოსულიშვილი დ., ტყემალაძე რ. მორსათრევი თვითდამტვირთავი აგრეგატის გამავლობის გამოკვლევა

მთიანი ტყის ქანობებზე ექსპლუატაციის დროს. ტრანსპორტი და მანქანათმშენებლობა, სამეცნიერო-ტექნიკური ჟურნალი, სტუ. გამომცემლობა „ტრანსპორტი და მანქანათმშენებლობა“, თბილისი, 2010, №4(19), 48-55 გვ.

11. ბალამწარაშვილი ზ., დუნდუა პ., გელაშვილი ი., ნარიმანაშვილი მ., მოსულიშვილი დ., ტყემალაძე რ. მორსათრევი თვითმტვირთავი აგრეგატის გრძივი მდგრადობის გამოკვლევა ფერდობის კრიტიკული დახრის კუთხის მიხედვით. სატყეო მოამბე, საერთაშორისო სამეცნიერო-პრაქტიკული ჟურნალი, თბილისი, 2011, № 4. 86-90 გვ.
12. ნარიმანაშვილი მ., ბალამწარაშვილი ზ., მოსულიშვილი დ., ტყემალაძე რ. მორსათრევი თვითმტვირთავი აგრეგატის დინამიკური განივი მდგრადობის გამოკვლევა. ტრანსპორტი და მანქანათმშენებლობა, სამეცნიერო-ტექნიკური ჟურნალი, სტუ. გამომცემლობა „ტრანსპორტი და მანქანათმშენებლობა“, თბილისი, 2010, № 4(19), 103-111 გვ.
13. ნარიმანაშვილი მ., ბალამწარაშვილი ზ., მოსულიშვილი დ., ტყემალაძე რ. მორსათრევი თვითმტვირთავი აგრეგატის დინამიკური განივი მდგრადობის გამოკვლევა. ტრანსპორტი და მანქანათმშენებლობა, სამეცნიერო-ტექნიკური ჟურნალი, სტუ. გამომცემლობა „ტრანსპორტი და მანქანათმშენებლობა“, თბილისი, 2010, № 4(19), 117-123 გვ.
14. ნაჭყებია დ., ტყემალაძე რ., ბალამწარაშვილი ზ., დუნდუა პ., გელაშვილი ი. განივგადასატანი საბაგირო მორსათრევი დანადგარის ბაგირ-ბლოკური სქემის დამუშავება და საწვევი ბაგირის ანგარიში. „ტრანსპორტი და მანქანათმშენებლობა“ სამეცნიერო ტექნიკური ჟურნალი, სტუ. თბილისი, 2012. № 2(24), 88-98 გვ.
15. ნაჭყებია დ., ტყემალაძე რ., ბალამწარაშვილი ზ., დუნდუა პ., გოგოჭური ბ. განივგადასატანი საბაგირო მორსათრევი დანადგარის ჯალამბრის ძრავის სიმძლავრის განსაზღვრა სამუშაო ციკლის ექვივალენტური სიმძლავრის მიხედვით. „ტრანსპორტი და მანქანათმშენებლობა“ სამეცნიერო ტექნიკური ჟურნალი, სტუ. თბილისი, 2012. № 2(24), 129-139 გვ.
16. ტყემალაძე რ., ბალამწარაშვილი ზ., დუნდუა პ., ნაჭყებია დ., გელაშვილი ი., გოგოჭური ბ. საბაგირო მორსათრევი დანადგარის მზიდი ბაგირის საანგარიშო კუბური განტოლება. სატყეო მოამბე, საერთაშორისო სამეცნიერო-პრაქტიკული ჟურნალი, თბილისი, 2012, №5, 10-15 გვ.

17. ტყემაღაძე რ., ბალამწარაშვილი ზ., დუნდუა პ., ნაჭყებია დ., გელაშვილი ი., გოგოჭყური ბ. საბაგირო მორსათრევი დანადგარის დატვირთული მზიდი ბაგირის მთლიანი სიგრძის განსაზღვრა. სატყეო მოამბე, საერთაშორისო სამეცნიერო-პრაქტიკული ჟურნალი, თბილისი, 2012, №5, 16-20 გვ.
18. მჭედლიშვილი თ., ბალამწარაშვილი ზ., ნავროზაშვილი ბ., ტყეზნაძე მ., ბალახაძე დ., ტყემაღაძე რ. საკიდი საბაგირო გზის ვაგონის განივი რხევების დინამიკური ჩამხშობი მოწყობილობა. დადებითი გადაწყვეტილება განაცხადზე. განაცხადი № 12095/01.

Abstract

In Georgia mountainous conditions as the primary goal of shelter wood cutting is presented the protection of seedlings, regrowth, single trees, and that is most important, protection the soil cover.

The modern logging technology is constantly being improved by implementation of new, advanced technologies and way to improve the all means of production. The development of technical solutions, such as transversal flying machines, self-loaded skidding aggregates and other vehicles for direct removal of logs, will promote the growth of forest resources and carrying out the complex mechanization of handling - transporting processes.

Proceeding from existing natural factors and initial transportation conditions in forestry mountainous woodcutting, the research of skidding methods impact on forestry environment makes clear that the skidding with caterpillar roadway tractor in fully loaded condition represents a step forward in forest ecology, but still, the comparison with transversal cable logging machine are outlined by higher ecological and technical - economic indicators, as in this case, the negative impact on regrowth, soil, and expenses of 1 m³ of logging will be decreased in several times.

-In this regard, in mountainous woodcuttings, with slope inclination more than 20°, at execution of selective shelterwood cutting, on the timber materials logging - processing department are developed complex technological schemes and transversal cable logging machines. in the mentioned skidding equipment the technical result is achieved by the fact that the timber logging is carried out by the two combined phase and provides by single main cable the logs consecutive, simultaneous bilateral continuous transversal skidding and their longitudinal lowering on upper stock.

For the calculation of transversal cable logging machine main cable in the thesis is considered located on different height hanging on supports single-span elastic cable. Grounded on the proposed method is selected the physical variant of elastic cable calculation and is obtained the equation for cable length determination – presented as sum the integral, which the maximum deflection, maximum tension and a cable maximal length is obtained by load location at middle of span, where after integral value determination is developed the cablee whole length design formula.

Grounded on the proposed methodology is calculated the single-span cable logging machine main cable maximal tension T_g in working condition and mounting

tension T_0 - using the cubic equation; at span upper tower is defined the maximum tension T_3^A and accordingly of breaking load is selected the cable required diameter - 27.5 mm.

Are developed the transversal cable logging machine's cable-pulley schemes and main cable traction force determination methodology; proceeding from the main cable movement scheme are defined points of resistance forces application and are obtained calculating formulas for mentioned resistance forces, due the consecutive summation of resistance forces is defined maximal traction force of main cable, which includes all types of resistance forces from initial point of motion to cable breakaway on drum.

For cable-pulley schemes of cable logging machine is conducted the main cable calculation, where the logs skidding on the forest ground is carried out by special two-wheeled carriage in semi-loaded condition, while the ropes are moving on the land surface after passing the cart pulley; accordingly of the maximum value of total resistance forces is defined the motor power of hoist and main cable diameter - 12.5 mm.

Proceeding from the equivalent power of operations cycle in the corresponding cycle operations periods is calculated cable motion resistance forces and accordingly of the working cycle equivalent power is defined the hoist motor power.

In the experimental part are conducted studies and are defined values of special two-wheeled carriage's rolling resistance coefficient in logs half-loaded state, with skidding on different types of grounds - 0,11-0,35.

In the research process was developed fully new, original schematic and structural solutions of transversal cable logging machine's mechanisms, which are protected by Authors Certificates and patents.

The proposed technological process and schemes, as well as developed to it implementation of transversal cable logging machine represents a new stage at selective shelterwood cutting, timber logging technology and development of machinery and ensures the forest environment maximum protection and avoid at woodcutting multi stage logging operations that is very important at operation in extreme conditions of mountainous woodcutting.