

1
1978
სსრ კავშირის სოფლის მეურნეობის სამინისტრო
МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА СССР



შრომის წითელი დროშის ორდენოსანი
საქართველოს სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტი
Грузинский ордена Трудового Красного Знамени
сельскохозяйственный институт

სამეცნიერო შრომები, ტ. 107 Т. НАУЧНЫЕ ТРУДЫ

სასოფლო-სამეურნეო ნაკრების მექანიზაცია,
ელექტრიფიკაცია და ჰიდრომელიორაცია

МЕХАНИЗАЦИЯ, ЭЛЕКТРИФИКАЦИЯ И
ГИДРОМЕЛИОРАЦИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО
ПРОИЗВОДСТВА

სსრ კავშირის სოფლის მეურნეობის სამინისტრო
МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА СССР



შრომის წითელი დროშის ორდენოსანი
საქართველოს სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტი
Грузинский ордена Трудового Красного Знамени
сельскохозяйственный институт

სამეცნიერო შრომები, ტ. 107 Т. НАУЧНЫЕ ТРУДЫ

სასოფლო-სამეურნეო მეურნეობის მექანიზაცია,
ელექტრიფიკაცია და ჰიდრომელიორაცია

МЕХАНИЗАЦИЯ, ЭЛЕКТРИФИКАЦИЯ И
ГИДРОМЕЛИОРАЦИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО
ПРОИЗВОДСТВА

სასოფლო-სამეურნეო წარმოების მექანიზაციის ელექტრიფიკაციისა და ჰიდრომელიორაციის სერვის ტომის მასალები განხილულია ფაკულტეტების სამეცნიერო საბჭოს სხდომაზე და მოწონებულია შრომის წითელი დროშის ორდენოსანი საქართველოს სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტის სამეცნიერო სამსახურში მიერ.

Материалы тома серии — Механизация, электрификация и гидромелиорация сельскохозяйственного производства — рассмотрены на заседании Ученого совета факультетов и одобрены Ученым советом Грузинского ордена Трудового Красного Знамени сельскохозяйственного института.

მთავარი რედაქტორი პროფ. ვ. მეტრეველი

სარედაქციო კოლეგია: ჯ. ბობოხიძე (პ/მგ მდივანი), პროფ. მ. გუგუშვილი (მთ. რედ. მოადგილე), პროფ. ა. კეჩუაშვილი, დოც. გ. მშვიდლობაძე (მთ. რედ. მოადგილე), პროფ. ო. ნათიშვილი, დოც. ი. ტულუში, დოც. თ. ქაცარავა, დოც. გ. ქემოკლიძე, დოც. გ. შალამბერიძე, პროფ. გ. შხვაცაბაია, პროფ. ბ. ჩიკვაშვილი (მთ. რედ. მოადგილე), პროფ. გ. ხანთაძე.

Главный редактор проф. В. И. Метрели.

Редакционная коллегия: Дж. П. Бобохидзе (отв. секретарь), проф. М. М. Гугушвили (зам. гл. редактора), доц. Т. Э. Кацарავа, доц. Г. Г. Кемоклидзе, проф. А. Г. Кечхуашвили, доц. Г. И. Мшвидобадзе (зам. гл. редактора), проф. О. Г. Натишвили, доц. Г. З. Тугуши, доц. Г. А. Шаламберидзе, проф. Г. И. Шхвацабая, проф. Б. М. Чиквашвили (зам. гл. редактора), проф. Г. А. Хантадзе.



УДК 633.72:631.37

ბ. მხვამიანი

მცირე მებაღეობის (ხელის მოშორიებაში ჩაის საკაზო და სასაღვინო მებაღეობის) გამოყენების უაღრესად რისკიან ჩაის საკაზო პლანტაციებში 1977 წ. და მისი განვითარების პერსპექტივა

ძნელია დავასახელოთ მსოფლიოში ისეთი ადგილი, სადაც მოსახლეობა ყოველდღიურად არ იყენებდეს ჩაის, როგორც სასმელ პროდუქტს.

საქართველოში ჩაის მცენარის კულტურისა და ჩაის წარმოების ფართო განვითარება დაიწყო საბჭოთა ხელისუფლების დამყარების შემდეგ. 1921 წლისათვის ჩაის პლანტაციის ფართობი შეადგენდა 1000 ჰა-ს, 1932 წელს 25,500 ჰა-ს მიაღწია, 1940 წელს 50000-ზე ავიდა, დღეისათვის კი 75000 ჰა შეადგინა.

აქვე უნდა აღინიშნოს, რომ ჩაის მწვანე მასის (ფოთლის) საშუალო საექტარო მოსავლიანობა 380 კგ-დან იცაზარდა 6000-მდე. საქართველოდან ჩაის კულტურა გავრცელდა აზერბაიჯანში და კრასნოდარის მხარეში, რომელთა ფართობების საერთო ჯამი დღეისათვის 8800 ჰა-ს აღწევს (პირველში—6600, მეორეში—2200).

ქართველმა მეჩაიეებმა არნახული გამარჯვება მოიპოვეს 1977 წელს, მათ მოიყვანეს და მოკრიფეს 412 ათასი ტ ხარისხოვანი ჩაის ფოთლი და გეგმას 50 ათასი ტ-ით გადააჭარბეს, რომლიდანაც 100 ათას ტ-ზე მეტი მზა პროდუქტია იქნა მიღებული. ამ დიდი გამარჯვებისათვის, როგორც შარშან, აგრეთვე წელსაც ქართველ მეჩაიეებს წარმატება მიულოცა საბჭოთა კავშირის კომუნისტური პარტიის ცენტრალური კომიტეტის გენერალურმა მდივანმა, საბჭოთა კავშირის უმაღლესი საბჭოს პრეზიდიუმის თავმჯდომარემ ლეონიდ ილიას ძე ბრეჟნევმა.

ჩვენი მეჩაიეთა ასეთი წარმატება განსაკუთრებით აღსანიშნავია, რადგან მათ საერთო მოსავლის 412 ათასი ტონიდან, 348085 ტ (84,5%) ხელით მოკრიფეს, ხოლო 63915 ტ (15,5%) მანქანებით. აქედან თვითმავალი მანქანებით („საქართველო“ და „ჩა-900“) მოიკრიფა 37000 ტ, ხელის მანქანებით—26915.

ჩაის მოვლა-მოყვანის სამუშაო პროცესებიდან ყველაზე რთული და ხანგრძლივია ჩაის ფოთლის კრეფა და გასხვლა.

კ. შარქის ს. ... 3
სახელმწიფო ...

მეჩაიე ჩაის ფოთლის კრეფას ანდომებს 5—6 თვეს, თითქმის ყოველ დღე მუშაობს გათენებიდან დაღამებამდე, ყოველგვარ ამინდში და ხშირად სველ პლანტაციებში, მეჩაიეს არა მარტო ფოთლის მოკრეფა უზრუნველყოფს, არამედ მისი პლანტაციიდან მიძღვება პუნქტამდე ზურგით გამოტანა.

აგროტექნიკის მიხედვით მეჩაიემ ბუჩქის ზედაპირიდან უნდა შეარჩოს და მოკრიფოს ახლად შემოსული ორი და სამფოთლიანი ნაზი ღუყი.

ჩაის ხელით კრეფის საშუალო-დღიური ნორმა შეადგენს 17—20 კგ-ს მაგრამ ერთი კგ ჩაის ფოთლის მასა საშუალოდ 2000—2500 ღუყს ითვლის. ამიტომ მეჩაიემ ერთი ნორმა რომ შეასრულოს, 40—45 ათასი ღუყი უნდა შეარჩიოს და მოწყვიტოს, ხოლო თითო ღუყის მოწყვეტაზე 0,6—1,0 კგ დახარჯოს. ადვილი წარმოსადგენია, თუ როგორი კოლოსალური სამუშაო შეასრულეს წელს ჩვენმა მეჩაიეებმა, რომლებმაც ხელით შეარჩიეს და სათითაოდ მოკრიფეს დაახლოებით 350 ათასი ტ (800 მილიარდი ცალი) ღუყი. ხანმოკლე, მაგრამ მეტად მძიმე სამუშაოა ჩაის ბუჩქის მაკრატლი გასხვლა. მეჩაიე ამ სამუშაოს წელიწადში სულ ერთ თვეს ანდომებს, მაგრამ იგი 7-ჯერ მეტ ენერგიას ხარჯავს, ვიდრე ჩაის კრეფაზე.

ჩაის ფოთლის საკრეფი მანქანის შესაქმნელად გაცხოველებული მუშაობა მიმდინარეობდა მთელ რიგ ქვეყნებში, განსაკუთრებით იაპონიაში.

საქართველოში ჩაის მოვლა-მოყვანის მექანიზაციას 1930 წელს საფუძველი ჩაუყარა და შემდეგ ფართოდ განავითარა ანასეულის ჩაისა და სუბტროპიკული კულტურების საკავშირო სამეცნიერო-კვლევითმა ინსტიტუტმა.

1949 წელს საკავშირო მთავრობის დადგენილებით თბილისში დაარსდა ჩაისა და სუბტროპიკული კულტურების სპეციალური საკონსტრუქტორო ბიურო, რომელსაც დაევალა ჩაის კულტურის მექანიზაციისათვის მანქანების შექმნა—პირველ რიგში ჩაის შერჩევითი კრეფის მანქანისა. დამუშავდა საკრეფი აპარატის მრავალი სხვადასხვა პრინციპული სქემა, აიგო საცდელი ნიმუშები და დაიწყო მათი ლაბორატორიული და საწარმოო ცდები. საბოლოოდ დადგინდა და ძირითადი მუშაობა გაიშალა ორი მიმართულებით: შერჩევითი კრეფა ღუყის (ფოთლის) სინაზის მიხედვით (პროფ. შ. კერესელიძის ხელმძღვანელობით—მანქანა „საქართველო“) და შერჩევითი კრეფა ღუყის სიმაღლის მიხედვით (გამომგონებელ აგრონომ ნ. კოსტავას ხელმძღვანელობით—მანქანა „ჩა-900“).

ნაზი ღუყის კრეფის რაოდენობრივი მაჩვენებლების (ხარისხის) მიხედვით უპირატესობა მიენიჭა მანქანა „საქართველოს“ და 1964—1965 წლიდან დაიწყო ამ მანქანის სერიული წარმოება.

1974 წლიდან დაიწყო მეორე შერჩევითი კრეფის (ღუყის სიმაღლის მიხედვით) მანქანის „ჩა-900“ სერიული წარმოება, რომელიც წარმატებით იწარმოება. ამგვარად საქართველოში შეიქმნა მსოფლიოში პირველი ჩაის შერჩევითი კრეფის მანქანები „საქართველო“ და „ჩა-900“.



უნდა აღინიშნოს, რომ ჩაის საკრეფი თვითმავალი მანქანების ფართოდ დანერგვას ხელს უშლის არა მარტო მათი შედარებით დაბალი საკრეფო პლუტაცო მარჯვენებლები, არამედ ის, რომ ჩაის პლანტაციებში 80% მოთავსებულია მთავორიან, უსწორმასწორო რელიეფზე და მცირე-კონტურიან ნაკვეთებზე, სადაც შეუძლებელი ხდება ამ მანქანების გამოყენება.

გარდა ამისა, თვითმავალ მანქანებს რომელთა წონა ძალიან დიდია („საქართველო“-2400 კგ, „ჩა-900“-1150 კგ), წლის განმავლობაში ყველა სახის სამუშაოს ჩასატარებლად პლანტაციების ერთსა და იმავე რიგთაშორისებში 20—30-ჯერ უხდებთ გავლა ყოველგვარ ამინდში, რის გამოც ნიადაგი იტკეპნება, ირღვევა მისი სტრუქტურა, ჩნდება ღრმა კვლები, ზიანდება ბუჩქების ძირები და ვითარდება ნიადაგის ეროზია. აგროტექნიკის წესების ასეთი დარღვევით, ჩაის მცენარე იჩაგრება (კნინდება) და მოსავლიანობაც ეცემა. რიგთაშორისებში გაჩენილი ნაკვალევების მოზიდული ნიადაგით ამოვსება მეტად რთულია, ეკონომიურადაც გაუმართლებელი და სასურველ ეფექტს ვერ იძლევა, ამიტომ. ასეთ ბუნებრივ-კლიმატური და სამთორელიეფური პირობებისათვის მიზანშეწონილია გამოყენებული იქნეს მხოლოდ ე. წ. მცირე მექანიზაცია (მცირე სიმძლავრის, მცირეგაბარიტის და ხელის მოტორიზებული მანქანები). სამწუხაროდ, მცირე მექანიზაციის უკანასკნელ ხანამდე თითქმის არავითარი ყურადღება არ ექცეოდა, რადგან იგი მიჩნეული იყო როგორც არაეფექტური საშუალება, მხოლოდ 1973 წელს საქართველოს კომპარტიის ახალი ხელმძღვანელობის, პირადად საქართველოს კომპარტიის ცენტრალური კომიტეტის პირველი მდივნის ახ. ე. ა. შევარდნაძის დავალებით (რომელმაც განსაკუთრებული ყურადღების ცენტრში დააყენა ჩაის კულტურის მექანიზაციის პრობლემა), საქართველოს სოფლის მეურნეობის სამინისტროს მიერ, იაპონიიდან შესყიდული იქნა ოცი ცალი, სამი სხვადასხვა ტიპის ხელის მოტორიზებული ჩაის საკრეფი და სასხლავი მანქანა: ელექტროძრავიანი, კვება 50-მეტრიანი კაბელით ქსელიდან; ელექტროძრავიანი, კვება გენერატორიდან 50-მეტრიანი კაბელით და ზურგზე საკიდი ბენზინის შიდაწვის-ძრავიანი მანქანა.

საქართველოს სსრ მინისტრთა საბჭოს 1974წ. დადგენილებით, მანქანები განაწილდა ჩაის სხვადასხვა მეურნეობებში და მათი გამოცდა დაეწყო სათანადო სამეცნიერო-კვლევით ინსტიტუტებს, მათ შორის საქართველოს სსს.-სამ. ინსტიტუტის მოსავლისამლევი მანქანების კათედრას (პროფ. გ. ი. შხვაცაბაია) საერთო ხელმძღვანელობისათვის.

მანქანების საწარმოო გამოცდები ჩატარდა 1973 წ. აგვისტო-სექტემბერში. სახელდობრ: აჩიგვარაში, ოჩხამურში, ანასელში, ჩაქესა და ნარაზენში.

მიუხედავად იმისა, რომ მანქანების ხანმოკლე გამოცდების შედეგები საესებით დამაკმაყოფილებელი გამოდგა, როგორც ხარისხობრივი, აგრე-

თვე რაოდენობრივი მაჩვენებლებით (ერთ საათში მანქანამ მოკრიფა 30 კგ ხარისხოვანი ფოთოლი (ხელით კრეფის დღეობის ნორმა 17—20). წარმოებამ ეს მანქანები მოიწონა. მეჩაიეებმა აღწერეს ალლო აღნიშნული ტექნიკის სიკეთეს და დადებითად შეაფასეს მანქანების წარმოებაში გამოცდას განსაკუთრებულ ყურადღებას უთმობდა რესპუბლიკის ხელმძღვანელობა.

საწარმოო ცდების შედეგების საფუძველზე და მეჩაიეთა მოთხოვნით 1974 წელს შესყიდული იქნა 300 ცალი საკრეფი და 300 სასხლავი მანქანა, რომელთა ფართო საწარმოო გამოცდამ ფრიად სასურველი შედეგები მოგვცა. ცალკეული მეჩაიე-მექანიზატორები სეზონის განმავლობაში (45—50 სამუშაო დღეში) კრეფდნენ ათი—თორმეტი ათას კგ ხარისხოვან ფოთოლს, გამოჩნდნენ ნოვატორებიც, რომლებმაც 14—18 ათასი კგ ფოთოლი მოკრიფეს. იმავე წელს შემოდგომაზე ჩაქვის საბჭოთა მეურნეობაში ამ მანქანების მუშაობა აშხ. ე. შევარდნაძემ გააცნო სსრ კავშირის მთავრობის თავმჯდომარეს ა. ნ. კოსიგინს.

ამგვარად 1974 წლის ფართო საწარმოო გამოცდების შედეგად, ახალმა ტექნიკამ მეჩაიეთა საერთო მოწონება დაიმსახურა და იმავე წელს იაპონურ „კობოისის“ ფირმასთან დაიდო ხელშეკრულება 5000 ცალი მანქანის შესყიდვაზე, რომელთა მეტი ნაწილი შემოტანილი და ათვისებული იქნა 1975—1976 და 1977 წლებში.

აღნიშნული ტექნიკის ათვისების და წარმოებაში ფართო დანერგვის მიზნით, კათედრაზე შედგენილი იქნა და გამოიცა მანქანების მუშა ნაწილების რეგულირების და მართვის ინსტრუქცია 3000 ცალი, შედგენილი და გამოცემულია 6000 ცალი სხვადასხვა თვალსაჩინო პლაკატი მკრეფეთა პლანტაციებში მუშაობის წესების შესახებ. ამასთან ერთად, კათედრის წევრებმა ადგილებზე მოამზადეს 3200 მეჩაიე-მემანქანე.

ამგვარად 1975 წლიდან დაიწყო ხელის მოტოროზებული ჩაის საკრეფი და სასხლავი მანქანების ფართო დანერგვა რესპუბლიკის ჩაის მეურნეობებში, რის შედეგად 42%-ით გაიზარდა ჩაის ფოთლის კრეფის მექანიზაციის დონე (ცხრ. 1).

როგორც ცხრილიდან ჩანს, ხელის მანქანების წარმოებაში დანერგვის ტემპი საკმაოდ მაღალია და უნდა ვიგულისხმოთ, რომ მოკლე ხანში ხელის მანქანები შორს ჩამოიტოვებს თვითმავალს. აღსანიშნავია ისიც, რომ 4 ცალი ხელის საკრეფი ან სასხლავი მანქანა, რომელთა ჯამური წონა სულ 32 კგ-ია, ცვლის ერთ თვითმავალ მანქანას, ეს აიხსნება იმით, რომ მობილური მანქანების წარმადობა ჩაის კრეფაზე და გასხვლაზე მეტად დაბალია რადგან ნორმალური ტექნოლოგიური პროცესის შესასრულებლად, მათ გადაადგილების სამუშაო სიჩქარე არ აღემატება 1,2 კმ/სთ., რაც სხვა სატრაქტორო აგრეგატების სამუშაო სიჩქარეებთან შედარებით 4—5-ჯერ მცირეა.

შეუდარებლად დიდია ამ მცირეგაბარიტიანი მანქანების ეკონომიკური ეფექტიანობა თვითმავალ აგრეგატებთან შედარებით (მათი შენახვის,

ხელის მანქანებით მოკრეფილი ჩაის ფოთლის რაოდენობა წლების მიხედვით



წლები	მომუშ. ჰე მანქანების რაოდენობა	მოკრეფა ტ.	I-ხარისხი %	გამომუშავებული ერთმანეთი კა
1975	629	3204	59,4	5150
1976	2500	19700	60	7000
1977	3270	26915	62,4	8500

თვითმავალი მანქანებით მოკრეფილი ჩაის რაოდენობა წლების მიხედვით

1975	850	2350	58	33300
1976	1000	32419	58	32419
1977	1200	37060	—	33900

მუშაობის, რემონტის და მოვლის თვალსაზრისით), მაგალითად, მეურნეობამ, რომელიც 4000 ტ ჩაის მოკრეფს მექანიზებული წესით, უნდა გამოიყენოს 100 ცალი სატრაქტორო აგრეგატი, რისთვისაც საჭიროა დაახლოებით 2500 მ² მანქანათა პარკი, 1500 მ² სათანადო ჩარხებით და სხვა დანადგარებით აღჭურვილი სახელოსნოები და მათთან ერთად 1000 ტ მოცულობის სანაეთობო ბაზა. ამავე რაოდენობის ჩაის მოსაკრეფად საკმარისია 400 ცალი ხელის მანქანა, რომელთა შესანახავად და სარემონტოდ საჭიროა 100 მ² საწყობი და 150 მ² სარემონტო სახელოსნო. მართალია სატრაქტორო აგრეგატების გამოყენება მეურნეობაში აუცილებელი პირობაა პლანტაციების რიგთაშორისების მოსახნავად და კულტივაციის ჩასატარებლად, მაგრამ ამისათვის საკმარისია სულ 10 ცალი სატრაქტორო აგრეგატი, რომლებიც დაამუშავებენ 600—700 ჰა პლანტაციას.

გარდა ამისა, ერთი ტ ჩაის ფოთლის მოსაკრეფად, ხელის მანქანა თვითმავალთან შედარებით ორჯერ ნაკლებ ენერგიას ხარჯავს, რაც განსაკუთრებულ ყურადღებას იმსახურებს.

ხელის მანქანის სამუშაოდ ათვისება ძალიან იოლია. პრაქტიკულად მეჩაიე მანქანას ერთ დღეში ითვისებს, ხოლო 5—6 დღის შემდეგ კარგად ეუფლება მას და ჩაის ნორმალურად კრეფს.

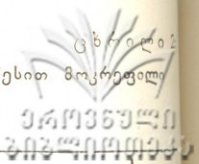
მიმდინარე წლის სეზონში თვითმავალი და ხელის მანქანების გამოყენებით რესპუბლიკაში 63915 ტ ფოთოლი მოიკრიფა და გეგმით დასახულის 10 ათასი ტ გადააჭარბა (ცხრ. 2).

სარეკორდო მაჩვენებლებით დაამთავრეს მიმდინარე წელი წალენჯიხის მოწინავე მეჩაიეებმა, მათ მოკრიფეს:

- | | |
|--|--------------------|
| 1. ანთია რ. ე. — 28,4 ტ. აქედან პირველი ხარისხის | 19,9 ტ 70% |
| 2. ზელქანია ვ. ა. 22,4 ტ. | — „ — 14,9 ტ 66,5% |
| 3. ანთია ზ. ა. — 21,4 ტ. | — „ — 14,9 ტ 70% |
| 4. შელია ვ. ს. 19,3 ტ | — „ — 12 ტ 62,4 |

ბევრმა მემანქანემ წელს ცალკეულ მეურნეობაში სარეკორდო მაჩვენებლებს მიაღწია, რომლებმაც სეზონის განმავლობაში 12—15 ტ ჩაის ფოთოლი მოკრიფეს. განსაკუთრებით უნდა აღინიშნოს აჩიგვარის მეჩაიე მიქაძე ოთარი, რომელმაც 31 ტ ჩაის ფოთოლი მოკრიფა (მათ შორის 65% I ხარისხის) და გამოიმუშავა 5000 მან.

საბჭოთა მეურნეობებში და კოლმეურნეობებში მექანიზებული წესით მოკრეფილი
ჩაის ფოთლის რაოდენობა 1977 წელს



სულ	მ ა თ შ ო რ ი ს									შენიშვნა
	თვითმავალი მანქანებით					ბილის ხანძანებით				
	მეგმა ტ	ფაქტ- შესრ. ტ	%	მეგმა ტ	ფაქტ- ურა შესრ. ტ	%	მეგმა ტ	ფაქტ- ური შესრ. ტ	%	
ა ფ ს ა % ე თ ი	11110	12092	107	5060	5355	116	6050	6236	103	
გულოფშის		236			176			60		
გალის		7675			3369			4256		
გუდაუთის		866			842			24		
ოჩამჩირის		3365			1469			1696		
ა ქ ა რ ა	6205	7142	115	2210	2370	115	3995	4772	119	
ხელვაჩაურის		494					494	499		
ქობულეთის	6205	6648	107	2210	2370		3995	4278	107	
მახარაძის	8130	10566	130	4280	5729		3850	4783	174	
ზუგდიდის	4160	18368	133	11140	15000	131	3010	3763	125	
წალენჯიხის	5850	5892	100	3360	4144		1990	902		
გეგეჭორის	2110	3078	146	760	1224		1330	1854	88	
ლანჩხუთის	573	249	43	75	17		500	232	139	
ჩოხატაურის	415	324	78	215	173		200	151	46	
ჩხორიწყის	1490	1554	104	70	51		780	1023	131	
წყალტუბოს	450	519	115	300	350		150	169	113	
წულუკიძის	450	342	76	310	248		140	64	67	
ხობის	1580	1969	125	715	789		865	1180	136	
სამტრედიის	440	568	121	400	547		70	21	30	
ცხაკაიას	900	786	86	400	72		500	714	144	
სულ	5310	63915	119	30415	37000	110	23485	26915	114	

საინტერესო მონაცემები აქვს დიდი ჰეონის ჩაის მეურნეობას, სადაც 660 ჰა ჩაის პლანტაცია ძირითადად მთავარიან რელიეფზეა გაშენებული.

გასულ 1977 წელს მეურნეობაში გამოყენებული იყო 166 ცალი ხელის საკრეფი მანქანა 250 ჰა პლანტაციაზე და მოიკრიფა 1350 ტ ფოთოლი, აქედან 71,5% პირველი ხარისხის. თითო მანქანით 50 სამუშაო დღეში საშუალოდ მოკრიფეს 1350000 : 160—8200 კგ ფოთოლი, ხოლო მუშის საშუალო-დღიურმა გამომუშავებამ შეადგინა 8200 : 50—164 კგ/დღე.

მეურნეობაში ბევრი მოწინავე მეჩაიე მექანიზატორია, რომლებიც 10—12 ტ ჩაის კრეფენ სეზონზე. წელს 12 ტონაზე მეტი ჩაის ფოთოლი მოკრიფეს სათითაოდ ქალებმა: ლაჭყეპია ლიანამ, არხანია ნანულიმ, მიქაე ნელიმ, ჭანჭღავა როზამ და სხვ. ამასთან ერთად, მოკრეფილი ფოთლის 73% პირველი ხარისხისაა.

აღსანიშნავია ისიც, რომ ამავე მეურნეობაში მეათე კლასის სკოლის მოწაფემ შერაბ ჩარქაზიამ ორი თვის განმავლობაში 10 ტ ფოთლო მოკრიფა. მეურნეობაში მუშათა დიდი უმრავლესობა მოითხოვს ამ მანქანებს და 1978 წლის სეზონში სამექანიზაციო ფართობი 400 ჰა-მდე უნდა გაიზარდოს, ხოლო X ხეთწლედის ბოლოს, მეურნეობას გადაწყვეტილი აქვს მთლიანად 600 ჰა-ზე მოახდინოს მექანიზებული კრეფა და გასხვლა.

ჩაის საკრეფი და სასხლავი ხელის მანქანების ფართო გამოყენების და გამოცდის შედეგების ანალიზიდან, შეგვიძლია გავაკეთოთ შემდეგი დასკვნა:

1. ხელით კრეფასთან შედარებით, ხელის საკრეფი და სასხლავი მანქანების გამოყენებით შრომის ნაყოფიერება იზრდება 4—5-ჯერ;

2. ხელის საკრეფი მანქანების გამოყენების შედეგად ჩაის პლანტაციების მოსავლიანობა რჩება თითქმის ხელით კრეფის მაქსიმალურ დონემდე;

3. ხელის მანქანების გამოყენება მართალია ოდნავ ამცირებს მოკრეფილი ფოთლის ხარისხობრივ მაჩვენებლებს, მაგრამ მათი სწორი ექსპლუატაციით იგი შეიძლება მაქსიმალურად მიახლოებული იქნეს ხელით კრეფის ხარისხიანობის დონემდე.

4. ხელის მანქანების გამოყენებით მთლიანად გამოირიცხულია რიგთაშორისებში ნიადაგის დაზიანება (დატკეპნა, სტრუქტურის დარღვევა, კვლების გაკეთება და ეროზიის განვითარება), რასაც ადგილი აქვს ჩაის საკრეფი თვითმავალი მანქანების თვლების გადაგორების შემოქმედებით.

5. ენერგიის ხარჯი, ხელის მანქანით ერთი ტ ფოთლის მოსაკრეფად, თვითმავალ მანქანებთან შედარებით ორჯერ მცირეა;

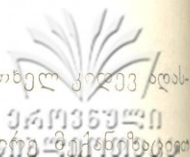
6. არსებული სამი ტიპის ხელის მანქანებიდან, დღეისათვის უპირატესობა უნდა მიენიჭოს მუდმივი ელექტროქსელით მკვებავ ელექტრომოტორიანს, ხოლო მომავალში კი ელექტროქსელი უნდა შეიცვალოს გადასატანი პორტატული აკუმულატორების გამოყენებით;

7. ჩაის კრეფა და გასხვლა მცირე მექანიზაციის გამოყენებით, არა მარტო ზრდის მკრეფავის შრომის ნაყოფიერებას, არამედ მასთან ერთად ათავისუფლებს მას მეტად მძიმე და ხანგრძლივი შრომისაგან;

მაგალითად, ჩვენი გამოკვლევებიდან დადგენილია, რომ მკრეფავი 1 ჰა ჩაის ბუჩქის ხელით გასხვლისას ხარჯავს დაახლოებით 6250000 კგმ/ჰა (62500 კილოჯოული/ჰა) ენერგიას, ხელის მანქანის გამოყენებით კი 236000 კგმ/ჰა (2360 კილოჯოული/ჰა), ე. ი. 26,5-ჯერ ნაკლებს და ამასთან ერთად შრომის ნაყოფიერებას 4-ჯერ ზრდის.

ანალოგიურად 1 ტ ჩაის ფოთლის ხელით კრეფის დროს მკრეფავი ხარჯავს 850000 კგმ (8500 კილოჯოული) ენერგიას, იგივე მასის მანქანით მკრეფისას კი—260000 კგმ (2360 კილოჯოული), ე. ი. 3,7-ჯერ ნაკლებს და ამასთან ერთად, შრომის ნაყოფიერებას 4—5-ჯერ ზრდის.

8. განსაკუთრებით უნდა აღინიშნოს, რომ მეჩაიეებს გულწრფელად შეუყვარდათ ეს ტექნიკა და ერთსულოვნად აცხადებენ, რომ შემდგომში



არასოდეს არ მოკრეფენ ჩაის მანქანის გარეშე, რაც ერთხელ კვლევას ტურებს ამ ტექნიკის დიდ გამარჯვებას.

9. ჩვენი გაანგარიშებით, მიზანშეწონილია, რომ მცირე მექანიზაციის იკრიფებოდეს ჩაის პლანტაციების მთლიანი ფართობის არანაკლები 3/4-ისა, ე. ი. დაახლოებით 300—350 ათასი ტ ფოთოლი, რისთვისაც საჭირო იქნება გამოიყენოთ 35—40 ათასი ცალი ხელის საკრეფი მანქანა, ხოლო ამ პლანტაციების შპალერული გასხვლისათვის საკმარისი იქნება 10—12 ათასი ცალი ხელის სასხლავი, რადგან თითო მათგანი, როგორც პრაქტიკიდან დადგინდა ნორმალურად მოემსახურება 4—5 ჰა პლანტაციას.

10. დაახლოებით 80—100 ათასი ტ ჩაის ფოთოლი შესაძლებელია მოიკრიფოს თვითმავალი მანქანებით („საქართველო“ და „ჩა-900“). საჭიროა მხოლოდ მათი გაუმჯობესება და მაქსიმალურად გამსუბუქება.

11. ამგვარად, ჩაის კრეფის და გასხვლის სრული მექანიზაციის პრობლემა ძირითადად უნდა გადაწყდეს ე. წ. მცირე მექანიზაციის დანერგვით, რაც აგროტექნიკით და ეკონომიკური ეფექტიანობით მაღალი მაჩვენებლებით ხასიათდება.

ახლა ჩვენი მეცნიერების, კონსტრუქტორებისა და გამომგონებლების მთავარი ამოცანაა, დავაჩქაროთ სამამულო სრულყოფილი ხელის საკრეფი და სასხლავი მანქანების შექმნა და მათი დიდი რაოდენობით წარმოება.

ამ მიმართებით ჩვენი კათედრაც განაგრძობს გარკვეულ კვლევით სამუშაოებს. დამუშავდა და შეიქმნა ხელის თვითმავალი გენერატორის ექსპერიმენტალური აგრეგატი, ჩაის საკრეფი 4—აპარატის სამუშაო. შექმნილია აგრეთვე ხელის ექსპერიმენტალური მოტორიზებული თვითმავალი მანქანა, ჩაის ბუჩქის გვერდების სასხლავად. შესწავლილია ამ მანქანებს მჭრელი აპარატის დინამიკა და დადგენილია მათი ინერციის ძალების და ვიბრაციების შემცირების გზები.

რიგი სამუშაოებია შესრულებული ამ მანქანების შესაქმნელად სხვადასხვა სამეცნიერო-კვლევით ინსტიტუტებსა და საკონსტრუქტორო ბიუროებში. ასეთებია: ანასეულის ჩაის და სუბტროპიკული საკავშირო სამეცნიერო-კვლევითი ინსტიტუტი, სამთო მიწათმოქმედებისა და სუბტროპიკული კულტურების მანქანების საკავშირო სამეცნიერო-კვლევითი და საკონსტრუქტორო ტექნოლოგიური ინსტიტუტი, საქართველოს მექანიზაციისა და ელექტრიფიკაციის ინსტიტუტი, სოხუმის სუბტროპიკული ინსტიტუტი, მაგრამ ხაზგასმით უნდა აღინიშნოს, რომ დღემდე ამ საქმეში დიდი ჩამორჩენა გვაქვს. ეს დაწესებულებები მუშაობენ ურთიერთკავშირის გარეშე. არ არსებობს საკოორდინაციო ცენტრი, არ არის დაწესებული კონტროლი სამუშაოების შესრულებაზე და სხვ.

სასინჯარულოა ის ფაქტი, რომ სსრ კავშირის მინისტრთა საბჭოს დაწესებულებით თბილისში უნდა აშენდეს სპეციალური ქარხანა, რომელიც დაამზადებს ხელის ჩაის საკრეფ და სასხლავ მანქანებს თავისი ძრავათი.

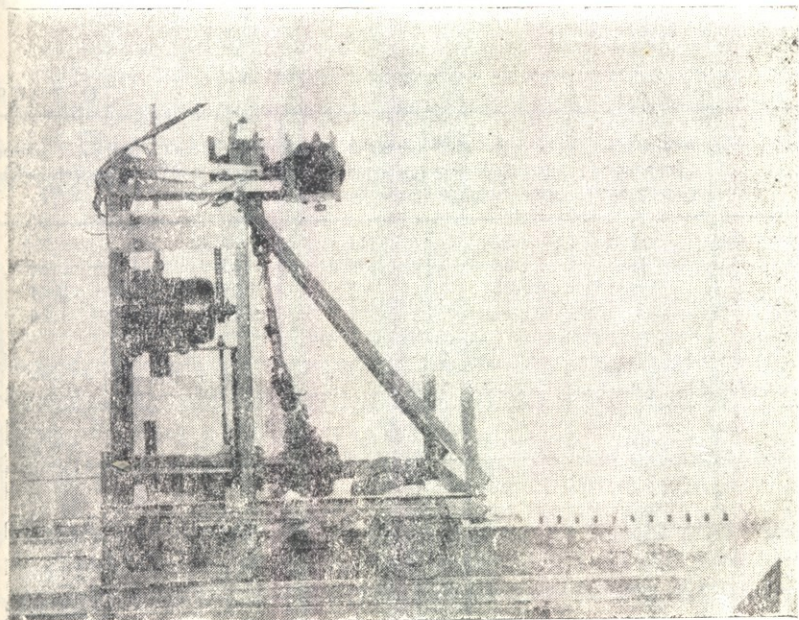
პ.დ. 631.312.352

მ. გუგუშვილი, ვ. ზანბალაძე

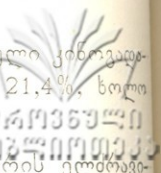
ნიადაგის ფრეზირების პროცესის ჩაპროსული კინოგადაღებით
კვლევის შედეგები

იძულებითი აქტის სამუშაო ორგანოებით ნიადაგის დამუშავების ტექნოლოგიური პროცესის სხვა აგროტექნიკურ მაჩვენებლებთან ერთად მნიშვნელოვანია ფრეზირებული ნიადაგის ანათლის ნაწილაკების მოძრაობის ხასიათი.

ნიადაგის ნაწილაკების მოძრაობის ტრაექტორია და სიჩქარე შესწავლილი იქნა ნიადაგის არხზე. არხი აღჭურვილი იყო ბაგირული წვეცის ჯალაბბარით და გადასაადგილებელი ურიკით (ნახ. 1), რომლის ჩარჩოზე მონტი-



ნახ. 1. ნიადაგის არხის აღჭურვილობათა სერტო ხელი



რებული იყო ფრეზული სამუშაო ორგანოები და ჩქაროსნული კინოაპარატები აპარატურა. არხში ნიადაგის ტენიანობა შეადგენდა 21,4%. ხოლო სიმკვრივე 1830-2000 კნ/მ².

ჯალამბრის დოლის აძვრა წარმოებდა 7,0 კვტ სიმძლავრის ელსიანიდან. ГАЗ-51 ავტომობილის ორსაფეხურიანი სიჩქარეთა კოლოფის, რედუქტორისა და ჯაჭვური გადაცემის საშუალებით. სიჩქარეთა კოლოფი და სავალი ვარსკვლავები უზრუნველყოფდნენ მოძრავი ურიკის გადაადგილებას Т-54 В ტრაქტორის გადაადგილების შესაბამის სიჩქარეებზე.

ჯალამბარის დოლის ბრუნთა რიცხვი განვსაზღვრეთ ტოლობით:

$$n_{\text{დ}} = \frac{n_{\text{გრ}}}{i_3 \cdot i_{\text{რედ}} \cdot i_{\text{ჯაჭვ}}}$$

სადაც i_3 , $i_{\text{რედ}}$, $i_{\text{ჯაჭვ}}$ არის სიჩქარეთა კოლოფის, რედუქტორისა და ჯაჭვური გადაცემათა რიცხვები; ურიკას გადაადგილების სიჩქარე განვსაზღვრეთ ტოლობით:

$$V_{\text{ურ}} = V_{\text{დ}} \cdot r_{\text{დ}}$$

$V_{\text{დ}}$ — ჯალამბრის დოლის წრიული სიჩქარე, მ/წმ;

$r_{\text{დ}}$ — დოლის რადიუსი;

ურიკას გადაადგილების სიჩქარის ცვალებადობის დიაპაზონები მოცემულია ცხრილში (ცხრ. 1).

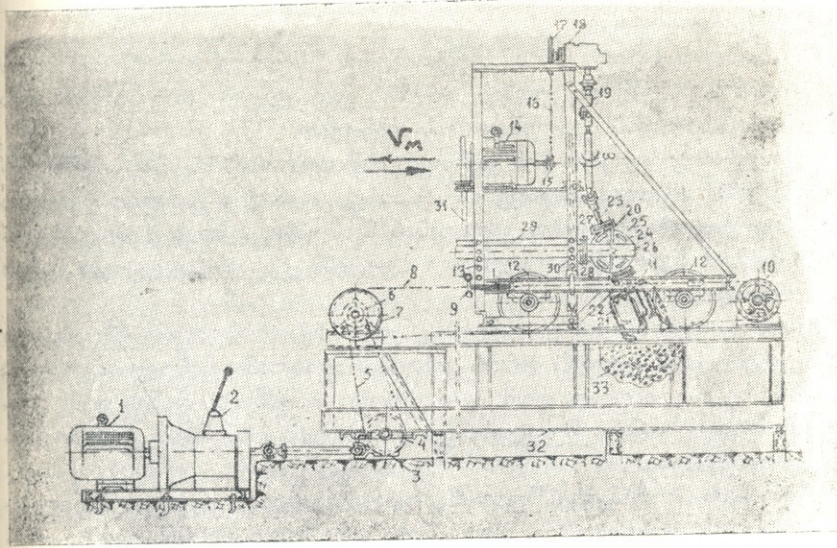
ცხრილი 1

№	სიჩქარეთა კოლოფის გადაცემები	წამყვანი ვარსკვლავის კბილთა რიცხვი	ანგოლი ვარსკვლავის კბილთა რიცხვი	ჯალამბრის დოლის სიხშირე ბრ/წთ	ურიკას გადაადგილების სიჩქარე მ/წმ
1	I	30	11	18,52	0,292
2	II	36	27	27,8	0,44
3	III	36	11	59,3	0,94
4	IV	36	11	70,5	1,24

ურიკაზე მოთავსებული იყო (ნახ. 2). ვერტიკალურდრძიანი ფრეზული სამუშაო ორგანო, ბრუნვის ღერძის ვერტიკალთან დახრისათვის საჭირო მოწყობილობა, კარდანის კლივი, რედუქტორი, ჯაჭვური გადაცემა, ელექტროძრავა, სიღრმის სარეგულაციო მექანიზმი და ჩქაროსნული კინოაპარატი.

გადასაადგილებელ ურიკაზე (11, 12) მონტირებული ფრეზული სამუშაო ორგანოს (21, 22, 23) ბრუნვით მოძრაობაში მოყვანა წარმოებდა (14) (სიმძლავრე 3,5 კვტ, ბრუნთა რიცხვი—870 ბრ/წთ) კონუსური რედუქტორის (18), ჯაჭვური (16) და კარდანული (19) გადაცემის საშუალებით. ფრეზული სამუშაო ორგანოს ღერძის დახრა ვერტიკალის მიმართ გრძობდა

და განვივ ვერტიკალურ სიბრტყეში წარმოებდა ურცკას ჩარჩოზე მონტი-რებული ორი, ერთმანეთში ჩასმული, უძრავი (29) და მოძრავი (26) მილი-სებური რეილების საშუალებით.



ნახ. 2. გადასაადგილებელი ურცკა ფრეზული ორგანოებით

ფრეზული სამუშაო ორგანო აღჭურვილი იყო ვერტიკალური და შიდაპორიზონტალური რადიალური მჭრელი პირებით. ფრეზული სამუშაო ორგანოს წრიული სიჩქარის ცვალებადობის დიაპაზონები მოცემულია მე-2 ცხრილში.

ცხრილი 2

№	დარსკვლავის კბილთა რიცხვი		საერთო გადაცემის რიცხვი i_j	ფრეზული ორგანო		კინემატიკური რეჟიმი λ
	წამყვანი Z_3	ამყოლი Z_4		ბრუნთა რიცხვი ბრ/წთ	წრიული სიჩქარე მ/წმ	
1	13	19	3,28	264	4,42	4,7
2	13	23	3,98	218	3,65	3,88
3	13	27	4,67	185	3,46	3,63
4	13	30	5,17	168	2,81	3
5	13	36	6,22	139	2,33	2,48

წიადაგის ფრეზირების პროცესი სწრაფად მიმდინარე პროცესია. ამიტომ ამ პროცესის ზოგიერთი მაჩვენებლის შესასწავლად გამოყენებული იქნა ჩქაროსნული კინოგადაღების მეთოდი.

ჩქაროსნული კინოგადაღებით ფრეზირების პროცესის შესწავლის მიზნად დავისახეთ შემდეგი:

1. დანის ნიადაგზე ზემოქმედების ხასიათი, დანის და მჭრელი უწყობის მოძრაობის ტრაექტორია.

2. დანების მიერ მოჭრილი ნიადაგის ანათლის ნაწილაკების სიჩქარე და გატყორცნის სიღიღე.

3. ანათლის ნაწილაკების გატყორცნის სიღიღე დისკოს რადიუსის მიმართ დანის დაყენების კუთხის, ფრეზის გადაადგილებითი სიჩქარისა და დამუშავების სიღრმის ცვალებადობის მიხედვით.

პროცესის გადაღების წინ გავითვალისწინეთ და შევარჩიეთ კინოკამერის დაყენების ადგილი, გადაღების სიხშირე, კამერის ოპტიკური ლერძების მდგომარეობა, ობიექტივები, გადაღების მასშტაბი, ფირის ტიპი და განათება ისე, რომ ჩვენთვის საინტერესო პროცესი კადრის საზღვრებს გარეთ არ დარჩენილიყო.

კინოგადაღებისათვის გამოვიყენეთ ჩქაროსნული კინოაპარატი „CKC—1M—16“. ცდების დროს კინოაპარატი დამატებული იყო ურიკას ჩარჩოზე ისეთნაირად, რომ შეიძლებოდა ფრეზული დანის დამუშავებული ნიადაგის ზონაში შესვლისა და გამოსვლის მომენტის კადრში მოქცევა და ფიქსირება.

იმისათვის, რომ შეგვესწავლა მოჭრილი ნიადაგის ანათლის ნაწილაკების მოძრაობის ტრაექტორია, კინოკამერა ფრეზული ლერძის ვერტიკალური მდებარეობისათვის დავაყენეთ ისეთნაირად, რომ მისი ოპტიკური ლერძი გადიოდა ნიადაგის ზედაპირის მართობულად და ემთხვეოდა დანის მჭრელი პირის საწყის მდებარეობას. დახრილი ლერძის შემთხვევაში კი კამერის ოპტიკური ლერძი დავაყენეთ ნიადაგის ზედაპირის პარალელურად ურიკას გადაადგილების საწინააღმდეგო მხარეს ვერტიკალურ სიბრტყეში ნაწილაკების ფიქსირებისათვის.

კინოგადაღებისათვის აწყობილი იყო მართვის პულტი ელექტრულ სქემით. პულტის კვება განხორციელდა ≈ 220 ძაბვის ქსელიდან. გადაღების ადგილის განათებისათვის გამოყენებული იქნა სპეციალური 500-ვოლტიანი ნათურები მარკით K—125 (J₁ + J₂).

ჩქაროსნული კინოგადაღების შედეგად მიღებული მასალები დაეამუშავეთ და გავაანალიზეთ ეკრან—16-ის სამონტაჟო მაგიდაზე, რომლის დროს ჩავინიშნეთ მრავალჯერად განმეორებათა შედეგები:

1. ცდის ნომერი, დანის ტიპი და ცვალებადი პარამეტრები,
2. დანის ნიადაგში შესვლისა და გამოსვლის პროცესი,
3. გადაღების ფაქტორული სიხშირე:

$$\Delta_w = f \cdot \Delta_n$$

სადაც f არის „CKC—1M—16“ კამერის დროის აღმნიშვნელის სიხშირე $f = 100 \text{ წმ}^{-1}$;

Δ_n — ერთი აღნიშვნიდან მეორე აღნიშვნამდე კადრების რაოდენობა;

4. პროცესის ხანგრძლივობა:

$$T_{პრ} = \Delta_n \cdot T_{\Delta_w} \quad (წმ)$$

Δ_n არის ერთი პროცესის შესაბამისი კადრების რაოდენობა,

T_{Δ_w} — კადრების ცვლის პერიოდი.

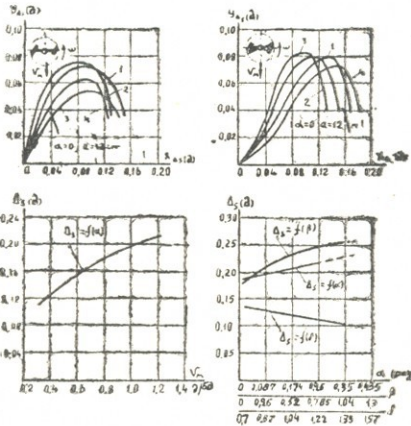
5. ფრეზირებული ანათლის ნაწილაკების გატყორცნის სიჩქარე:

$$V_{ნაწ} = \frac{\Delta'_s}{T_{პრ}} \quad \text{მ წმ.}$$

სადა Δ'_s ტრაექტორიის სიგრძეა რკალზე;

კინომასალების ანალიზმა გვიჩვენა, რომ დანის ნიადაგზე ზემოქმედების პროცესი მიმდინარეობს შემდეგნაირად: პირველად ნიადაგში შედის მჭრელი პირი, რის შედეგად იქმნება ბზარები და დანის 180°-ით შემობრუნებისას ნიადაგის მონოლითიდან იჭრება ანათალი. შემდეგ მოჭრილი ანათალი იწყებს ბრუნვით მოძრაობას. სამუშაო ორგანოს გავლის ადგილზე იჭრება მოჭრილი ანათლის დიდი მასა, ხოლო მისი მცირე პროცენტული ნაწილი კი იყრება გვერდზე.

ჩქაროსნულმა კინოგადაღებამ დაგვანახა, რომ დანის მიერ მოჭრილი ნიადაგის ანათლის ნაწილაკების ნაკადს დანიდან მოცილების მომენტში აქვს პარაბოლას მსგავსი ფორმა, რაც კარგად ჩანს მე-3 ა ნახ.ზე.



ნახ. 3. ა, ბ, გ, დ. მოჭრილი ანათლის ნაწილაკების მოძრაობის ტიპური ტრაექტორიები და მათი გატყორცნის სიღრმის დამოკიდებულება V_g სიჩქარესთან α , ბ, გ კუთხეებთან.

ნაწილაკების გვერდზე გატყორცნის ტრაექტორიის სანიმუშო მრუდები, რომელიც აღებულია კინოგრაფიდან გარკვეულ მასშტაბში მოცემულია მე-3 გ, დ ნახ.-ზე.

ანათლის ნაწილაკების მოძრაობის სიჩქარე და გვერდზე გატყორცნის სიდიდე მოცემულია 3 გ. დ ნახ-ზე.

ჩქაროსნული კინოგადაღების მონაცემების დამუშავებით დადგინდა იქნა, რომ ანათლის ნაწილაკების გატყორცნის სიდიდე $\Delta_s \alpha$ — კუთხის ცვალებადობით იცვლება წრფის კანონით.

სადაც α არის ფრეზის ღერძის ვერტიკალთან დახრის კუთხე, a_x, b_x — კოეფიციენტებია.

ხოლო ნაწილაკების გატყორცნის სიდიდე ფრეზის გადაადგილების სიჩქარესთან დამოკიდებულებაში იცვლება პარაბოლური მრუდის მიხედვით:

$$\Delta_{s(v)} = a_v \cdot V^n$$

ფორმულაში შემავალი კოეფიციენტების მნიშვნელობანი ჩატარებული ცდების მიხედვით ტოლია $a_x = 0,219$; $b_x = -0,0067$; $a_v = 0,771$ $n = 1,231$.

ემპირიული დამოკიდებულებანი ანათლის ნაწილაკების გატყორცნის სიდიდესა Δ_s , ფრეზული ღერძის დახრის კუთხესა (α) და მისი გადაადგილების სიჩქარეს (v) შორის შეიძლება გამოისახოს შემდეგნაირად:

$$\Delta_s(\alpha) = 0,219 \alpha - 0,0067$$

$$\Delta_s(v) = 0,771 \cdot V^{1,231}$$

ჩქაროსნული კინოგადაღების მასალებმა დაგვანახვა, რომ მოჭრილი ანათლის ნაწილაკების გატყორცნის სიდიდე დამოკიდებულია შემდეგ ფაქტორებზე:

$$\Delta_s = (V_a, \alpha, \beta, \delta, z)$$

- სადაც δ არის დანის დისკოზე დაყენების კუთხე,
- z — დანების რიცხვი დისკოზე,
- β — ღერძის გეგმილის მიერ შედგენილი კუთხე გადაადგილების მიმართულებასთან.

ნაწილაკების გატყორცნის სიდიდე — Δ_s ფრეზული ორგანოს მუდმივი წრიული სიჩქარის (v_0) დროს, გადაადგილებით სიჩქარის V_a და დანების რიცხვის (z) გადიდებით იზრდება, რაც აიხსნება შემდეგი მოსაზრებით:

მართალია, V_a სიჩქარის გადიდებით მოჭრილი ანათალი დანის ზედაპირზე იმოყვება დროის მცირე მონაკვეთში, ამასთანავე მცირდება გაფხვიერების ხარისხი მიწოდების გადიდების ხარჯზე, მაგრამ დიდდება ანათლის ნაწილაკებზე დანის დარტყმის ძალა, რის საფუძველზეც ხდება ნაწილაკების შორს გადატყორცნა. β — კუთხის შემცირებით დიდდება ანათალზე დანის ზედაპირით დარტყმის ძალა, რის გამოც ნაწილაკები შორს გადაიტყორცნებიან.

გამოკვლევებით მიღებული იქნა, რომ მოჭრილი ანათლის გატყორცი-
ლი ნაწილაკების საშუალო სიჩქარე შეადგენს $v_{\text{ს.ს.}} = (0,75-1,43) \text{ ს.}$
გვერდზე გატყორცილი ნაწილაკების რაოდენობა კი დამუშავების სიღრმე-
დან დაუმუშავებელში, როცა $\alpha = 0,174$ (რად.) შეადგენდა, მოჭრილი მა-
სის $2,8 \pm 5,7\%$ -ს, ხოლო როცა ($\alpha = 0,174$ რად.), $\beta = 1,52$ (რად.) მაშინ
გატყორცილი ნაწილაკების რაოდენობა შეადგენდა $30 \pm 62,5\%$ -ს.

ამგვარად, ჩქაროსნულმა კინოგადაღებამ საშუალება მოგვცა დაგვე-
დგინა V_a , δ , α და β -ს ოპტიმალური სიდიდეები (δ — დანის დისკოს რა-
დიუსის მიმართ დაყენების კუთხე, α და β ლერძის დახრის კუთხეა ვერ-
ტიკალთან), რომლის დროსაც მიღებული იქნებოდა გვერდზე გატყორცი-
ლი ნაწილაკების სიდიდისა და რაოდენობის სასურველი მნიშვნელობანი.
მივიღეთ შემდეგი ოპტიმალური სიდიდეები: $\alpha = 0,174$ (რად.), $\delta = 1,04-1,13$ (რად.) $\beta = 1,61 \pm 0,7$ (რად.), $V_a = 0,48 \pm 0,97$ მ/წმ.

დასკვნა

1. ვერტიკალურლერძიანი ფრეზული სამუშაო ორგანოებით ნიადაგის
ფრეზირების დროს მოჭრილი ანათლის ძირითადი მასა რჩება სამუშაო ორ-
განოს გავლის ზონაში და გვერდზე გატყორცილი ნაწილაკების რაოდენო-
ბა საშუალოდ შეადგენს მოჭრილი მასის $2,8 \pm 5,7\%$ -ს.

2. ანათლის ნაწილაკების მოძრაობის ტრაექტორიის ვერტიკალური
დანიდან მოწყვეტის საწყის მომენტში აქვს პარაბოლის ფორმა.

3. დანიდან მოცილების შემდეგ გატყორცილი ნაწილაკების სიჩქა-
რე ცვალებადობს ზღვრებში $V_{\text{ს.ს.}} = (0,75 \pm 1,41) V_{\text{ს.ს.}}$

ლიტერატურა — Литература

1. Д. Я. Зангаладзе. Исследование почвообрабатывающих фре-
зерных рабочих органов с вертикальной осью вращения в
междурядьях виноградников орошаемой зоны Грузии (Авто-
реферат кандидатской диссертации).
2. А. К. Скворцов, А. Ф. Долгов. «О технике скоростной ки-
но съемки». Журн. Механиз. и электриф. социалист. с/х, № 8,
1971, стр. 55.



УДК 631.3:621.81

ა. კახიანი

**ქალიშვიდობით კონტროლის გავლენა სარემონტო დეტალების
წუნდებისა და დაზარისხების სიხუსტაზე**

მანქანის მუშაობის ხარისხი და ეფექტურობა ძირითადად დამოკიდებულია ტექნიკური საზომი საშუალებებით შეუღლების სიხუსტისა და რემონტის ხარისხის კონტროლზე. მანქანის დამზადებისა და რემონტის ხარისხი განისაზღვრება გარემონტებული მანქანის დეტალების სიხუსტის მეტროლოგიური უზრუნველყოფით.

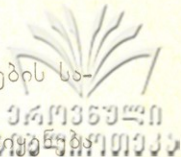
სარემონტო წარმოების ინდივიდუალური ხასიათის გამო, გაცვეთილი დეტალების წუნდებისა და დაზარისხებისათვის ძირითადად იყენებენ ზომების უნივერსალურ საშუალებებს, ამჟამად, მანქანა-ტრაქტორთა პარკის სწრაფი ზრდის გამო, აუცილებელი ხდება ინდივიდუალური სარემონტო წარმოების გამსხვილება სპეციალიზებული და კოოპერირებული მასობრივი წარმოების მსხვილ ქარხნებად. მსხვილი სპეციალიზებული მასობრივი წარმოების პირობებში უნივერსალური საზომი საშუალებები ვერ უზრუნველყოფენ შრომის ნაყოფიერების ზრდას და საგრძნობლად აღიქმებიან შრომით დანახარჯებს.

სარემონტო წარმოების გამსხვილებისა და სპეციალიზაციის პირობებში, კონტროლის ერთგვაროვანი პარამეტრების მასობრივი ხასიათი შესაძლებელს ხდის წუნდებისა და დაზარისხების დროს უნივერსალური საზომი საშუალებები შეეცვალოთ კალიბრებით.

სადეფექტო განყოფილების ორგანიზაციაზე დამოკიდებული მანქანის კაპიტალური რემონტის ღირებულება, აღსადგენი დეტალებისა და სამარაგო ნაწილების რაოდენობის განსაზღვრა.

ტრაქტორებისა და სასოფლო-სამეურნეო მანქანების რემონტის ხარისხი და მისი ეკონომიკური ეფექტიანობა სხვა ფაქტორებთან ერთად გაპირობებულია სადეფექტო კალიბრების თეორიულ დასაბუთებაზე და კალიბრულ წუნდებისა და დაზარისხების სიხუსტეზე.

წინამდებარე სტატიაში, ლიტერატურულ წყაროებზე დაყრდნობით, განიხილება არსებული სადეფექტო კალიბრების წუნდებისა და დაზარის-



ბის ზონიდან. ცხადია შესაბამისად შეიცვლება აწყობილი შეუღლების საიმედოობა და ხანგამძლეობა.

დამზადების დაშვების ზუსტი რეგლამენტებისათვის გამოსვლილი ზღვრული კალიბრები. გამსვლელი კალიბრები მზადდება დეტალის უდიდესი ზღვრული ზომის მიხედვით, არაგამსვლელი კი უმცირესი ზღვრული ზომის მიხედვით. კალიბრებით კონტროლის ორზომიანობა საშუალებას გვაძლევს ზუსტად დავადგინოთ ახალი დეტალის დაშვება დამზადებაზე. მაგრამ, კალიბრის დაშვების ველების განლაგების შეუსაბამობა შეუღლებული დეტალების დაშვებებთან და გამსვლელი კალიბრების ცვეთა ქმნიან კონტროლის ცდომილების წარმოქმნის შესაძლებლობას.

როგორც 1-ელი ნახ-დან ჩანს, გამსვლელ კალიბრებს აქვთ, დამზადების დამუშავების გარდა, დაშვება ცვეთაზე. დეტალების ხანგამძლეობის ამალღებისათვის გამსვლელი კალიბრების დაშვების ველი და ცვეთის დაშვების ველის ნახევარი, ასევე არაგამსვლელი კალიბრების დაშვების ველის ნახევარი განლაგებულია დეტალის დამზადების დაშვების შიგნით. კალიბრის დაშვებების ასეთი განლაგება მნიშვნელოვნად ამცირებს დეტალის დამზადების საწარმოო დაშვებას, მაქსიმალური ღრეჩოს მცირე ცვლილებების დროს მნიშვნელოვნად ადიდებს მინიმალურ ღრეჩოს, რაც იწვევს შეუღლების სიზუსტის ამალღებას, მაგრამ დამზადების ტექნოლოგიური პროცესის საგრძნობ გაძვირებას.

როგორც 1-ელი ნახ-დან ჩანს, მუშა და მიმღები კალიბრების დაშვებების განლაგება ცვლის ზღვრული ზომების ნამდვილ მნიშვნელობებს, დაშვებებს და შეუღლებული დეტალების ჩასმის ხასიათს. ამის შედეგად დეტალის ზომების ნაწილი შეამცირებს შეუღლების სიზუსტეს და წუნდებისა და დახარისხების დროს ახალ ვარგის დეტალებში მოხვდება დასაწუნებელი უვარგისი დეტალები, რაც მნიშვნელოვნად შეამცირებს შეუღლების საიმედოობას და ხანგამძლეობას. დეტალის ზომების მეორე ნაწილი კი ამაღლებს შეუღლების სიზუსტეს, მაგრამ გაიზრდება არასწორად დაწუნებული დეტალების რაოდენობა, რაც გაძვირებს ტექნოლოგიურ პროცესს და ეკონომიკურად არახელსაყრელია.

ზღვრული კალიბრების აღნიშნული ნაკლოვანებები ვერ იქნა აცილებული ახალი დეტალების საკონტროლო კალიბრების სტანდარტების შემუშავების დროს.

კალიბრების დაშვების ველების განლაგება, დეტალის დამზადების დაშვების ველის მიმართ განსაზღვრულია ზომები — 7660—55-ით, აღნიშნული სტანდარტის მიხედვით არაგამსვლელი კალიბრების დაშვებები, სიზუსტის ყველა კლასისათვის განლაგებულია სიმეტრიულად, გამსვლელი კალიბრებისათვის კი დამზადების დაშვება განლაგებულია ასიმეტრიულად დეტალის დაშვების ველის შიგნით სიზუსტის ყველა კლასისათვის ცვეთის დაშვების ველი გამსვლელ კალიბრებში სიზუსტის 1—4 კლასებისათვის განლაგებულია სიმეტრიულად, 5—9 კლასებისათვის კი ასიმეტრიულად ლილვის დაშვების ველის შიგნით, ამიტომ ლილვის საწარმოო

დაშვება ყოველთვის ნაკლებია საანგარიშო დაშვებაზე ა. დამოკიდებულია კალიბრის დაშვების ველების განლაგებაზე.

საწარმოო დაშვების სიდიდე MSM -ს და $ST-SM-15775$ სისტემებში და MSB -ში დაახლოებით ერთნაირია, მაგრამ კალიბრის დამკვეთი MSB -ით და SM -ით არ უზრუნველყოფენ უნივერსალურ საზომ საშუალებებთან გაზომვის მთლიანობას.

კალიბრების ზემოაღნიშნულ ნაკლოვანებებს განსაკუთრებულ მნიშვნელობა აქვს საკონტროლო კალიბრებით გაცვეთილი დეტალების წუნდებისა და დახარისხებისათვის.

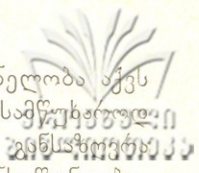
გაცვეთილი დეტალების წუნდებისა და დახარისხებისათვის ძირითადად გამოიყენება ერთზომიანი ზღვრული არაგამსვლელი კალიბრები. როგორც ცნობილია, დარგობრივი სტანდარტით $MSB-70.0001.024-74$ არის გათვალისწინებული ორზომიანი ზღვრული კალიბრები ვარგის არა ზღვრულად გაცვეთილი დეტალების შესაუღლებლად ახალ დეტალებთან.

გარდა კალიბრების ზემოთ აღნიშნული ნაკლოვანებებისა, სადღეფექტო კალიბრების ძირითად ნაკლს წარმოადგენს ის, რომ მისი დაშვების ველების განაწილება არ იძლევა საშუალებას განესაზღვროთ, რომელ სარემონტო ზომას ეკუთვნის ლიფვი; ამისათვის საჭიროა კალიბრებთან ერთად უნივერსალური საზომი საშუალებების გამოყენება ან კალიბრების რეკონსტრუქციის გაზრდა.

პრაქტიკიდან ცნობილია, რომ დასახარისხებელი დეტალების 75% ისეა გაცვეთილი, რომ სადღეფექტო არაგამსვლელ კალიბრში თავისუფლად გადის, რაც იწვევს არაგამსვლელი სადღეფექტო კალიბრის ცვეთას ისევე როგორც გამსვლელი კალიბრისას.

სადღეფექტო კალიბრების ხანგამძლეობის ასამაღლებლად, კალიბრის ცვეთის დაშვების ველი განლაგებულია დეტალის ცვეთის დაშვების ველში. ამის გამო, კალიბრის დაშვების ველი მთლიანად ან ნაწილობრივად განლაგებულია დასაშვებ ზომებზე ნაკლებ ზონაში. მაშინ დეტალების ნაწილი, რომელიც შემოწმებულია ახალი სადღეფექტო კალიბრებით, შეცდომით იქნება მიღებული, როგორც ვარგისი და კალიბრების გაცვეთის შემდეგ ნაწილი ვარგისი დეტალების იქნება არასწორად დაწუნებული. ახალი სადღეფექტო კალიბრებით კონტროლის დროს შემცირდება აწყობილი შეუღლების ურთიერთშეცვლადობა და ხანგამძლეობა, გაცვეთილი კალიბრები კი გამოიწვევს სამარაგო ნაწილების გადახარჯვას ან დამატებით ხარჯებს ვარგისი დეტალების აღსადგენად.

ექსპლუატაციის პროცესში შეუღლებული დეტალების კონტაქტზე მყოფი ზედაპირების ურთიერთშემოქმედების შედეგად ადგილი აქვს გომეტრიული ფორმის დარღვევას. გაცვეთილი დეტალების ოვალობა, კონუსურობა და ზედაპირის სხვა დეფექტები, ინტენსიურად ზრდიან ღრეჩოს და საიმედოობის და ხანგამძლეობის შემცირების გამომწვევ ძირითად ფაქტორებს წარმოადგენენ.



გეომეტრიული ფორმის დარღვევას გადაწყვეტო მნიშვნელობა აქვს გაცვეთილი დეტალების წუნდებისა და დახარისხებისათვის, სადეფექტო კალიბრებით გეომეტრიული ფორმის დარღვევის შეუძლებელია, რაც მის ერთ-ერთ ძირითად ნაკლს წარმოადგენს. წუნდებისა და დახარისხების პროცესში გეომეტრიული ფორმის გაუთვალისწინებლობა ზრდის არასწორად მიღებული უვარგისი დეტალების რაოდენობას და ფაქტიური წუნის პროცენტს. გეომეტრიული ფორმის გაუთვალისწინებლად დასაშვები ზღვრული ცვეთების დადგენა საექვოს ხდის დახარისხების შედეგად მიღებული „ვარგისი“ დეტალების შეუღლებას ახალ დეტალებთან. გამორიცხული არ არის რემონტის ხარისხის გაუარესება და შეუღლების საიმედოობისა და ხანგამძლეობის შემცირება.

დასახარისხებელი დეტალების დაახლოებით 65—75% გაცვეთილია ზღვრულად. დეტალების დანარჩენი 35—25%-ის ზომები მოქცეულია ცვეთის დასაშვებ ზღვრებში, მაგრამ გეომეტრიული ფორმის დარღვევის გაუთვალისწინებლად მათი აწყობა ახალ დეტალებთან ერთად შეუღლებაში გარანტირებული არ არის.

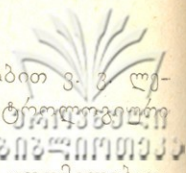
როგორც ზემოთ მოტანილი ფაქტებიდან ჩანს, სადეფექტო კალიბრების ძირითადი პრინციპული ნაკლოვანებები საექვოს ხდის მათი გამოყენების ეფექტურობის სარემონტო წარმოებაში გაცვეთილი დეტალების წუნდებისა და დახარისხების მიზნით.

ამ საკითხის გადასაწყვეტად საჭიროა მისი შემდგომი მეცნიერული შესწავლა-დასაბუთება.

კალიბრებით კონტროლის ცდომილებების შედეგად უვარგისი დეტალების მიღებისა და ვარგისი დეტალების დაწუნების ალბათობა, პირველად შესწავლილი იქნა ნ. ა. ბოროდაჩევის [2] მიერ. სთვლიდა რა, რომ დეტალის ნამდვილი ზომების განაწილების თეორიული კანონი და გაზომვის ცდომილებები ცნობილია, ალბათობის თეორიის საფუძველზე მან დაადგინა არა სწორად მიღებული უვარგისი დეტალებისა და დაწუნებული ვარგისი დეტალების ალბათობა. გარდა იმისა, რომ ეს მეთოდი დაკავშირებული იყო რთულ რიცხობრივ და გრაფიკულ გამოთვლებთან, არ ითვალისწინებდა გაზომვის ცდომილების სისტემატურ მდგენელებს და დეტალების ფორმის ცდომილებებს.

აღნიშნული საკითხი უფრო დაწვრილებით შესწავლილი იქნა ბ. ა. ტაიცის მიერ [3]. რიცხობრივი ინტეგრირების მეთოდით მან დაამტკიცა, რომ არასწორად დაწუნებული დეტალების ალბათობა, სხვა თანაბარ პირობებში, მეტია არასწორად მიღებული უვარგისი დეტალების ალბათობაზე.

საინტერესო გამოკვლევები იქნა ჩატარებული ა. პ. რეზნიკოვისა [4] და ს. ი. საგალოვიჩის [5] მიერ. მათ მიიღეს, რომ კონტროლის ცდომილების სისტემატურ მდგენელებთან შედარებით შემთხვევითი მდგენელები, გარკვეული დაშვებით, შეიძლება არ იქნეს მხედველობაში მიღებული, რამაც საშუალება მისცა მათ გაემარტივებინათ გამოთვლები და კონტროლისა და აწყობის სქემატიზაციის საფუძველზე დაემუშავებინათ მათი მათემატიკუ-



რი აღწერა. სქემატიზაციის აღნიშნულ მეთოდზე დაყრდნობით ვ. ჯ. ლევაშოვის [1] მიერ შესწავლილია წუნდების ხარისხის მეტროლოგიური უზრუნველყოფა კალიბრებით კონტროლის დროს.

ქვემოთ ჩვენ განვიხილავთ კალიბრული კონტროლის ცდომილებათა წყაროებს და მათ გავლენას შეუღლების ხარისხზე ზემოთ აღნიშნული სქემატიზაციის მეთოდის გამოყენებით.

კონტროლისა და აწყობის სქემატიზაციის საფუძველზე, მათი მათემატიკური აღწერა საშუალებას გვაძლევს ზუსტად განვსაზღვროთ სადეფექტო კალიბრებით კონტროლის დროს არასწორად დაწუნებული ვარგისი დეტალებისა და უვარგისი დეტალების მიღების ალბათობა.

შესამოწმებელი გაცვეთილი დეტალის საკონტროლო ზომა და კალიბრის შედარებითი ზომა კონტროლის რეალიზაციისათვის შემთხვევით სიდიდეებს წარმოადგენენ, ამიტომ არასწორი კონტროლის დადგენა შეიძლება მხოლოდ ალბათობის თეორიის საფუძველზე.

დეტალის არასწორი მიღების ან დაწუნების ალბათობა და მათი ზომების დაშვების საკონტროლო ზღვრიდან გამოსვლის მაქსიმალური სიდიდე დამოკიდებულია კონტროლის ცდომილების დაშვების ველის გაფანტვის ზონიდან გამოსვლის სიდიდეზე, ხასიათსა და განლაგებაზე, აგრეთვე საკონტროლო კალიბრების ზომების განაწილების ზონაზე. კონტროლის შედეგების სიზუსტეზე გავლენას ახდენს აგრეთვე, კალიბრების ცვეთა მათი ექსპლუატაციის დროს.

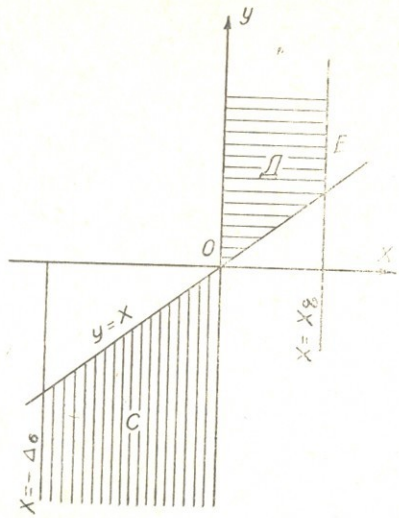
დასახარისხებელი გაცვეთილი დეტალის ზომას თუ აღნიშნავთ X -ით, ხოლო Y -ით კალიბრის ზომას, რომლითაც ახდენენ დახარისხებას ან კონტროლის რეალიზაციას, მაშინ $X > Y$ — ზომა იქნება დასაშვებ ზღვრებში, როდესაც $X \geq Y$, მეორე მხრივ, თუ აღნიშნავთ გაცვეთილი დეტალის დასაშვებ ზომას $X_{\text{შ}} -$ თი ხოლო ახალი დეტალის დასაშვებ ზღვრულ ზომას — $X_{\text{შ}} -$ თი მაშინ ვარგისობის პირობა შემდეგნაირად გამოისახება.

$$X_{\text{შ}} \leq X \leq X_{\text{შ}}$$

მაგრამ, ვინაიდან საკონტროლო კალიბრსაც აქვს თავისი დამზადებისა და ცვეთის დაშვებები, ამიტომ საკონტროლო კალიბრის ცდომილებების გამო, ხშირად მისი ზომები არ ემთხვევა $X_{\text{შ}}$ -ს, რაც იწვევს გაცვეთილი დეტალების დახარისხების მცდარ შედეგებს, როგორც X ისევე Y შემთხვევით სიდიდეებს წარმოადგენენ, ამიტომ დახარისხების შედეგებიც უნდა განვიხილოთ ალბათობის თეორიის საფუძველზე. კონტროლის ცდომილების შედეგად ვიღებთ არასწორად მიღებულ ან არასწორად დაწუნებულ დეტალებს.

ზემოთ მოტანილი ლიტერატურული წყაროების ასპექტში საკონტროლო კალიბრებით დახარისხებისა და წუნდების ცდომილებათა ანალიზი შეიძლება შემდეგნაირად წარმოვიდგინოთ: დავუშვათ, რომ X და Y არიან დეტალისა და კალიბრის შემთხვევითი გადახრები, $\Delta_{\text{დ}}$ კი დეტალის დამზადების დაშვება, მაშინ კონტროლის შედეგები, შეიძლება განვიხილოთ,

როგორც ორზომიანი შემთხვევითი ცდომილება (X, Y), რომელიც გეომეტრიულად შეიძლება წარმოვიდგინოთ, როგორც სიბრტყეზე აღებული წერტილი შემთხვევითი კოორდინატები (X, Y) გამოსახული მე-2 ნახ.



ნახ. 2.

არასწორი წუნდების პირობების მათემატიკური აღწერა.

ამ შემთხვევაში დეტალი ითვლება არასწორად მიღებულად, როდესაც იგი უვარგისია $X > X_{\text{ვლ}}$; და კონტროლის შედეგების მიხედვით კი მიღებულია $-X > Y$.

დეტალი ითვლება არა სწორად დაწუნებულად, როცა იგი ვარგისია $-X < 0$; კონტროლის შედეგების მიხედვით კი დაწუნებულია $-X < Y$.

ნახაზზე „C“ ზონა გამოსახავს არასწორად დაწუნებულ ვარგის დეტალებს; „E“ — ზონა არასწორად მიღებულ უვარგის დეტალებს და „C“ — ზონა კი გამოსახავს დეტალების რაოდენობას $X > X_{\text{ვლ}}$ — ზომებით. მე-2 ნახ. გვეჩვენებს ორზომიანი (X, Y) განაწილების ალბათობის სიმკვრივეს, რომლის მომენტის ფიქსირებისათვის შემდეგნაირად გამოისახება

$$P_{X, Y(x, y)} = P_X^{(t)}(x) \cdot P_Y^{(t)}(y)$$

არასწორად დაწუნების ალბათობა ტოლია (X, Y) წერტილის „C“ ზონაში მოხვედრის ალბათობისა, რომელიც შემოფარგლულია $X=0$, $X=X_{\text{ვლ}}$ და $y=x$ წრფეებით, მაშინ

$$P_{\text{არა}}^{(t)} = \int_0^{X_{\text{ვლ}}} \int_{-x}^x P_{X, Y(x, y)}^{(t)} dx dy = \int_0^{X_{\text{ვლ}}} \int_0^{\infty} P_{X, Y(x, y)}^{(t)} dx \cdot dy$$

უვარგისი დეტალების არასწორად მიღების ალბათობა ტოლია (X, Y)

წერტილის „D“—ზონაში მოხვედრის ალბათობის, რომელიც შემოუს
 ლულია წრფეებით $X=0$, $Y=X$ და $X=X_{k(t)}$, მივიღებთ

$$P_{a.a.} = \iint_D PX, Y(x,y) dx \cdot dy = \int_{-x}^0 \int_{-x}^{-x} PX, Y(x,y) dx \cdot dy$$

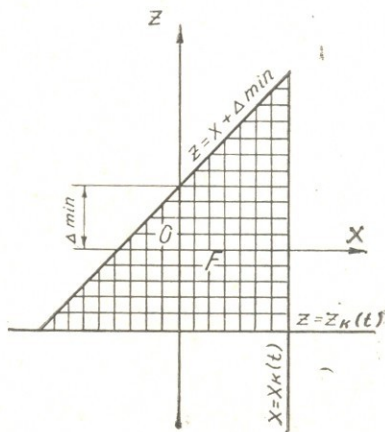
თუ წუნდების ალბათობას t -დან $t + \Delta t$ დროის მონაკვეთში გამოი
 ხავთ $P_T = P_T(t) \cdot dt$ სიდიდით, მაშინ შემთხვევითი მოვლენების დე
 ლის არასწორად დაწუნების ან არასწორად მიღების ერთდროული
 რულების ალბათობა t -დან $t + \Delta t$ დროის მონაკვეთში მიიღება ალბათ
 ბების გამრავლების თეორემის თანახმად

$$P_{a.a.} = P_{a.a.}^{(t)} \cdot P_T; P_{a.a.} = P_{a.a.}^{(t)} \cdot P_T$$

ინჟ. ვ. ვ. ლევაშოვის [1] მიერ მიღებულია დეტალის არასწორად
 ლებისა და არასწორად დაწუნების ალბათობები საკონტროლო არაგამ
 ლელი კალიბრის ზღვრული გაცვეთისას t_1 — t_2 დროს განმავლობაში, დ
 ტალის დასაშვები ცვეთის ზღვრებში, ალბათობების შეკრების თეორე
 საფუძველზე. მის მიერ მიღებული ტოლობების გადაწყვეტა შეიძლება
 ცხობრივი ინტეგრირების მეთოდით.

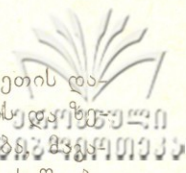
ს. ი. სეგალოვიჩის [5] მეთოდით შეიძლება არასწორი დახარის
 ბისა და დაწუნების გავლენის განსაზღვრა აწყობის ალბათობაზე და
 დგ მისი მათემატიკური მოდელის შედგენა.

დავუშვათ, რომ X და Z ლილვისა და ხერტის ზომებიდან შემთხვე
 თი სიდიდეების გადახრებია, $x_{k(t)}$ და $z_{k(t)}$ კი წარმოადგენენ საკონტ



ნახ. 3

არასწორი აწყობის პირობების მათემატიკური აღწერა.



ლო კალიბრის მუშა ზომების გადახრებს მათი დამზადებისა და ცვეთის და-
შვებების ზღვრებიდან: ქვედა—ლილვის დასაშვები ზომებისათვის და ზედა—
და—ხვრეტის დასაშვები ზომებისათვის. მაშინ, არასწორი აწყობის შემთხვევაში
ლილვად, ხვრეტის სისტემაში მოძრავი შეუღლების მინიმალური დასაშვები
ღრეჩოს — Δ მმ შემთხვევაში გამოვლინდება ყოველთვის, როდესაც ერთ-
დროულად შემთხვევით მოვლენებთან ერთად წუნდების დროს დეტალები
მიიღება $X < x_{k(t)} - \Delta_{min}$, $Z > z_{k(t)}$ და შეუღლების ნამდვილი ღრეჩო
ნაკლები იქნება დასაშვებზე ($Z - X < \Delta_{min}$).

არა სწორი აწყობის ალბათობა დროის განსაზღვრული მომენტისათვის
ტოლია შემთხვევითი წერტილის (X, Z) „F“—ზონაში მოხვედრისა ნახ. 3,
რომელიც შემოფარგლულია $x = x_{k(t)}$, $z = z_{k(t)}$ და $z = x + \Delta_{min}$ წრფე-
ებით, მაშინ

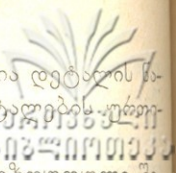
$$P_{ა.ა.} = \int\int_F P_{X,Z}(x,z) \cdot dx \cdot dz = \int_{z_{k(t)}}^{x_{k(t)} - \Delta_{min}} \int_{z_{k(t)}}^{x_{k(t)} + \Delta_{min}} P_{X,Z}(x,z) dx \cdot dz$$

სადაც $P_{X,Z}^{(t)} = P_{X(x)}^{(t)} \cdot P_{Z(z)}^{(t)}$ წარმოადგენს ორზომიანი (x, z) შემთხ-
ვევითი სიდიდის განაწილების ალბათობის ფართს, როგორც ეს ნახვენები
მე-3 ნახ.-ზე. ნახ.-ზე წარმოდგენილი შეუღლების სქემაზე x და z გაცვე-
თილი ხვრეტისა და ლილვის გადახრებია. ზომები განაწილებულია ნორმა-
ლური კანონით.

ამგვარად, საკონტროლო კალიბრის დაშვების ველების განლაგების
შესაბამისად შეუღლებული დეტალების დაშვებებთან და საკონტროლო
კალიბრის ცვეთა ჰქმნიან კონტროლის ცდომილების შესაძლებლობას, რაც
ეჭვის ქვეშ აყენებს სარემონტო წარმოებაში ცალმხრივ ზღვრული კალიბ-
რების გამოყენების ეფექტურობას.

წუნდებისა და დახარისხების პროცესში სადღეფექტო კალიბრების გა-
მოყენების შესწავლის შედეგად მიღებულია აღნიშნული კალიბრების შე-
მდევი ძირითადი ნაკლოვანებები:

1. გაცვეთილი დეტალების დახარისხება და წუნდება ხდება მინიმა-
ლური ზომის მიხედვით, გეომეტრიული ფორმის დარღვევის შემთხვევაში,
საკონტროლო კალიბრები იძლევიან შემთხვევით ზომას, რომელიც ხშირად
არ არის მინიმალური,
2. საკონტროლო კალიბრებით წუნდებისა და დახარისხების დროს იხ-
რდება არასწორად მიღებული დეტალების რაოდენობა და ფაქტიური წუნ-
ნი, არ არის აცილებული ვარგისი დეტალების დაწუნებისა და უვარგისი
დეტალების მიღების შესაძლებლობა,
3. მანქანის კვანძებად აწყობის პროცესში ახალი, აღდგენილი და ნა-
წილობრივად გაცვეთილი ვარგისი დეტალების გამოყენების პირობებში
სადღეფექტო კალიბრები ვერ უზრუნველყოფენ რემონტის გარანტირებულ
ხარისხს და საიმედოობას,



4. სადეფექტო ერთზომიანი კალიბრებით შეუძლებელია დეტალის მდვილი ზომის ან ვარგისიანობის ზუსტი დადგენა და დეტალების ერთ-შეცვლადობის მოთხოვნების დაცვა,

5. ერთზომიანი სადეფექტო კალიბრების სიზუსტის შეზღუდული შესაძლებლობის გამო, წუნდებისა და დახარისხების დროს მათთან ერთად ხშირად აუცილებელი ხდება უნივერსალური საზომი საშუალებების გამოყენება,

6. სადეფექტო კალიბრებით შეუძლებელია სარემონტო ზომების განსაზღვრა, საჭირო ხდება უნივერსალური საზომი საშუალებების გამოყენება ან კალიბრების რაოდენობის გაზრდა, რაც მიზანშეწონილი არ არის.

7. ახალი სადეფექტო კალიბრით კონტროლის დროს მცირდება აწყობილი შეუღლების ურთიერთშეცვლადობა და ხანგამძლეობა, გაცვეთილი კალიბრის კავები კი იწვევს სამარაგო ნაწილების გადახარჯვას ან დამატებით ხარჯებს ვარგისი დეტალების აღსადგენად,

8. სადეფექტო კალიბრებით გეომეტრიული ფორმის დარღვევის ხარისხის განსაზღვრა შეუძლებელია. წუნდებისა და დახარისხების პროცესში გეომეტრიული ფორმის გაუთვალისწინებლობა ზრდის არასწორად მიღებული უვარგისი დეტალების რაოდენობას და წუნის ხარისხს,

9. გეომეტრიული ფორმის დარღვევის გათვალისწინების გარეშე, არა ზღვრულად გაცვეთილი „ვარგისი“ დეტალების შეუღლება ახალ დეტალებთან ამცირებს რემონტის ხარისხს და მანქანის საიმედოობასა და ხანგამძლეობას.

საკონტროლო კალიბრების შემოჩამოთვლილ ნაკლოვანებათა გამო, გაცვეთილი დეტალების წუნდებისა და დახარისხების შედეგად მიღებულ არაზღვრულად გაცვეთილი „ვარგისი“ დეტალების კვლავ აწყობა ახალ და აღდგენილ დეტალებთან ერთად ჰქმნის საიმედოობის და ხანგამძლეობისა და რემონტის ხარისხის გაუარესების საფრთხეს. წუნდებსა და დახარისხებაზე გაწეული ხარჯების ანაზღაურება არაზღვრულად გაცვეთილი დეტალების კვლავ მანქანაზე დაყენებით შემდგომ მეცნიერულ შესწავლას მოითხოვს.

სადეფექტო კალიბრების ძირითადი პრინციპული ნაკლოვანებები სავსეს ხდის მათი გამოყენების ეფექტურობას სარემონტო წარმოებაში გაცვეთილი დეტალების წუნდებისა და დახარისხების მიზნით.

ლიტერატურა — Литература

1. В. В. Левашов. Математическая модель процесса дефектовки деталей калибрами. Сборник научных трудов МИИСП, т. 12, выпуск 5, Техническая механика в сель. хоз. производстве, М., 1975.

2. Н. Я. Бородачев. Анализ качества и точности производства. Машгиз, 1946.
3. Б. А. Таиц. Основные принципы выбора точности средств измерения и контроля. Взаимозаменяемость и техника измерения в машиностроении. М., Машиностроение, 1972.
4. А. П. Резников. Исследование и разработка специальных систем допусков для гладких и резбовых твердосплавных калибров. Сб. трудов Взаимозаменяемость и тех. изм. в машинах. Выпуск 6, МАШ., Л., 1972.
5. С. Я. Сагалович. Исследование влияния технологических и метрологических факторов на износ и точность твердосплавных измерительных инструментов. Автореферат диссертации, Куйбышев, 1972.
-



ДК 631.3(23)

Г. А. ШАЛАМБЕРИДЗЕ, В. Ш. ЧИПАШВИЛИ

РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СТУПЕНЧАТЫХ ТЕРРАС

В последние годы широкое распространение получило освоение склонов под многолетние насаждения методом террасирования. Рациональное сооружение ступенчатых террас намного зависит от правильного расчета их параметров.

При проектировании на склонах ступенчатых террас весьма важным является определение их основных параметров с учетом крутизны склона, типа почв, ширины полотна террасы и др. [2].

Существующие методы расчета параметров террас основаны на постоянстве ширины полотна террасы, которая берется от 2 до 4 метров [1, 4].

С применением такого метода расчета на практике, когда выемка большой ширины полотна террасы происходит самовольно, без учета конкретных почвенных условий террасируемого участка склона, значительная часть полотна террасы образуется из некультурного слоя почвы, из-за чего, посаженные на террасах с.-х. культуры нормально не развиваются, а также объем земляных работ увеличивается и коэффициент использования площади склона уменьшается.

Исходя из выше сказанного, мы решили определить ширину полотна террасы— β (рис. 1), в функциональной зависимости от крутизны склона— α , глубины выемки почвы по выемочному откосу— h , угла выемочного откоса— β , угла наклона полотна террасы— γ и угла насыпной части террасы— φ . Особо важным является выбор глубины выемки почвы по выемочному откосу— h , который должен происходить с учетом толщины гуммусного слоя почвы, чтобы избежать образование полотна террасы из неплодородной земли.

При террасировании склонов плугом-террасером непрерывного действия с пассивными рабочими органами конструкции ГРП НИИМЭСХ [3], зная глубину выемки почвы по выемочному откосу— h , в зависимости от крутизны склона— α , можно регулировать заглабление рабочих органов плуга-террасера так, чтобы получить ширину полотна террасы нужных размеров и тем самым избежать выше изложенные недостатки.

Конструктивная ширина захвата плуга-террасера постоянна (она равняется 1,6 метрам) и ее величину можно принять за ширину выемки почвы по полотну террасы— b . Исходя из этого соотношения основные параметры ступенчатых террас можно рассчитать из рис. 1, где:

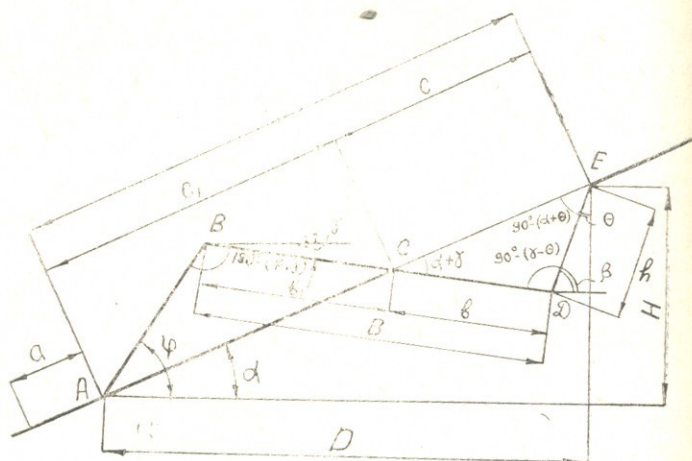


Рис. 1. Схема ступенчатой террасы

- \bar{L} — ширина полосы склона, отводимой под террасу;
- B — ширина полотна террасы;
- b — ширина выемки почвы по полотну террасы;
- C — ширина выемки по склону;
- h — глубина выемки по выемочному откосу;
- a — берма (нетронутая часть склона);
- α — угол склона (крутизна склона);
- φ — угол насыпной части террасы;
- β — угол выемочного откоса;
- γ — угол наклона полотна террасы;
- H — высота террасы;
- D — проекция поперечного сечения террасы на горизонтальную плоскость.

Рассмотрим два треугольника ABC и CDE. В процессе изготовления террасы грунт из сечения CDE перемещается в сечение ABC. Допускаем, что расчет основных параметров происходит по сле соответствующего «оседания» разрыхленного грунта и для рассмотрения треугольников можно составить следующие зависимости:

$$\frac{b}{\sin[90^\circ - (\alpha + \beta)]} = \frac{C}{\sin[90^\circ + (\beta - \gamma)]} = \frac{h}{\sin(\alpha + \gamma)} \quad (1)$$

из представленного равенства определяем значения C и h, т. к. b = const.

$$C = \frac{b \cos(\beta - \gamma)}{\cos(\alpha + \beta)} \quad (2)$$

$$h = \frac{b \sin(\alpha + \gamma)}{\cos(\alpha + \beta)} \quad (3)$$

Для $\triangle ABC$ можно написать

$$\frac{c_1}{\sin(\gamma + \varphi)} = \frac{b_1}{\sin(\varphi - \alpha)}$$

откуда

$$\frac{c_1}{b_1} = \frac{\sin(\gamma + \varphi)}{\sin(\varphi - \alpha)} \quad (4)$$

По предварительному условию $S_{ABC} = S_{CDE}$ значит

$$\begin{aligned} -\frac{1}{2} b_1 c_1 \sin(\alpha + \gamma) &= -\frac{1}{4} bc \sin(\alpha + \gamma) \\ b_1 c_1 &= cb \\ c_1 &= \frac{Cb}{b_1} \end{aligned} \quad (5)$$

подставим значение c_1 в равенство (4)

$$\frac{Cb}{b_1^2} = \frac{\sin(\gamma + \varphi)}{\sin(\varphi - \alpha)}$$

откуда

$$b_1 = \sqrt{\frac{Cbs \sin(\varphi - \alpha)}{\sin(\gamma + \varphi)}} \quad (6)$$

подставив значение C в равенство (6), получим

$$b_1 = b \sqrt{\frac{\cos(\gamma - \beta) \sin(\varphi - \alpha)}{\cos(\alpha + \beta) \sin(\gamma + \varphi)}}$$

подставив значения c и b_1 в равенство (5), получим

$$c_1 = b \sqrt{\frac{\cos(\gamma - \beta) \sin(\gamma + \varphi)}{\cos(\alpha + \beta) \sin(\varphi - \alpha)}}$$

$$B = b_1 + b$$

$$L = c_1 + c$$

$$H = L \sin \alpha$$

$$D = L \cos \alpha$$

Полученные зависимости позволяют также определить объем земляных работ, приходящийся на 1 метр длины полотна террасы

$$S = \frac{1}{2} \frac{b^2 \cos \beta - \gamma \sin(\alpha + \gamma)}{\cos(\alpha + \beta)}$$

Показателем использования поверхности склона под террасу является отношение ширины полотна террасы к ширине ленты, водимой под террасу, которое обычно называют коэффициентом использования склона K . Эта величина определяется по формуле

$$k = \frac{B}{L + a}$$

Полученные уравнения (1) — (14) дают возможность определить основные параметры террас: объем земляных работ, а также их эффективность с точки зрения наиболее рационального использования склонов различной крутизны под те или иные насаждения.

Изложенная методика расчета справедлива для всех случаев относительно наклона полотна террасы. Однако приведенный метод расчета несколько сложный для практического использования. В связи с этим расчет параметров ступенчатых террас с учетом различных углов наклона полотна террасы и с углами естественных откосов 35 и 40 градусов выполнен на ЭВМ «Минск-22». При расчете величина бермы a была выбрана в размере одного метра. На основе полученного материала расчета разработаны номограммы предназначенные для определения различных параметров террас, в зависимости от крутизны склона. Таких как, ширина выемки почвы по выемочному откосу — h , ширина полотна террасы — B , ширина полосы склона отводимой под террасу — L , коэффициент

использования поверхности склона — k , объем земляных работ — S и количество построенных террас на 1 га склона n .

Эти номограммы имеют значительно большую разрешающую способность чем таблицы, просты и наглядны в использовании. Пример использования одной из таких номограмм показан на рис. 2. Видно, что при $\alpha = 15^\circ$; $\varphi = 35^\circ$; $\gamma = 3^\circ$; ширина выемки грунта по выемочному откосу — h , должна быть равна 0,58 м, ширина полотна террасы B — 2,96 м, а объем земляных работ S — 0,4 м³/п.ч. м.

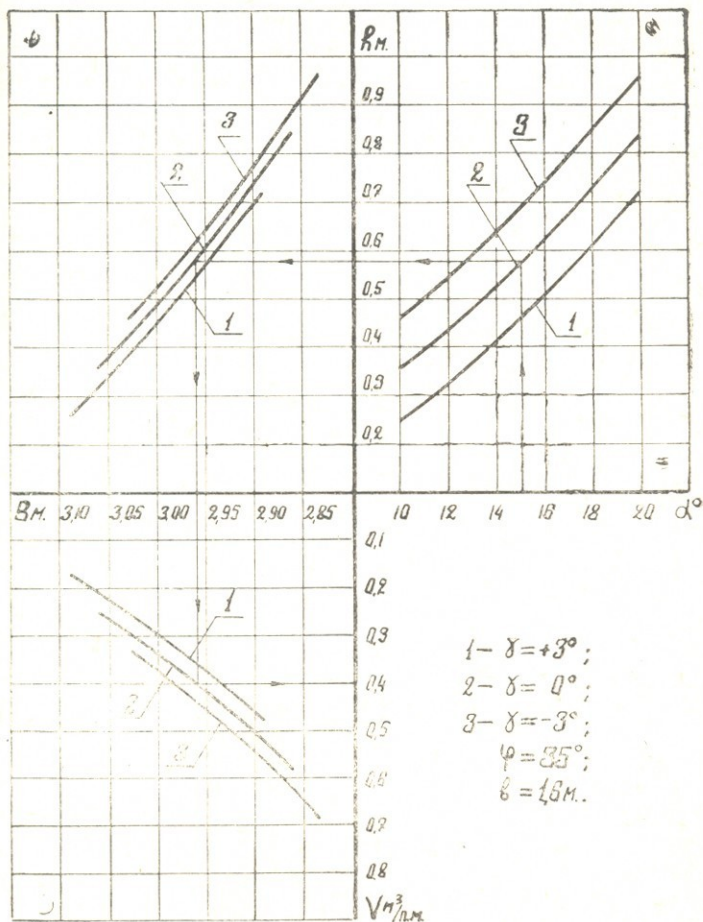


Рис. 2.

Вышеизложенный подход к определению параметров террас дает возможность в конкретных случаях выбрать рациональную

технологии сооружения террас, максимально использовать полезную площадь склона и определить технико-экономические показатели применяемой технологии террасирования склонов.

Л и т е р а т у р а

1. Х. А. Хачатрян — Сельскохозяйственные террасы. М., «Белос», 1973.
 2. М. С. Хоменко — Основы инженерного расчета параметров террас. София, 1976.
 3. В. Ш. Чипашвили — Разработка принципиальной схемы пада-га-террасера непрерывного действия с пассивными рабочими органами. Труды ГрузНИИМЭСХ, т. XXI, Тб., 1976.
 4. Технология террасирования склонов (Проектирование и строительство), Киев, 1969.
-



УДК 631.316:632.935.11 (088.8)

ლ. კოვალისანი

თერმული კულტივატორის სანთურის კონსტრუქცია და გაანგარიშება

სარველა მცენარეების წინააღმდეგ საბრძოლველად განკუთვნილი თერმული კულტივატორი წარმოადგენს სას.-სამ. ტექნიკის ახალ სახეობას, რომლის კონსტრუქციისა და გაანგარიშების შესახებ ლიტერატურაში ნაკლებად მოიპოვება მასალები.

წინამდებარე შრომა მიძღვნილია საქართველოს სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტში შექმნილი ახალი კონსტრუქციის თერმული კულტივატორის ძირითადი მუშა ნაწილის—სანთურის—კონსტრუქციისა და გაანგარიშების საკითხისადმი.

სანთურა შედგება სამი კამერისაგან:

- I საწვავის შემთბობი კამერა;
- II საწვავისა და ჰაერის შერევის კამერა;
- III წვის კამერა.

შემთბობი კამერის დანიშნულებაა მასში გამავალი საწვავის შეთბობა და ნარევის დამზადების პროცესში მისი კარგი აორთქლება.

შერევის კამერის დანიშნულებაა სხვადასხვა შედგენილობის ნარევის მომზადება, ხოლო წვის კამერის—მასში შემავალი ნარევის სრული დაწვა, აღის ტემპერატურის გავრცელება და სასურველი კონტურის მიღება.

ამ მოთხოვნებისათა დასაკმაყოფილებლად ავზიდან ან ბალონიდან საწვავი მიეწოდება სანთურის შემთბობ კამერას (I), სადაც თბება შემთბობი კამერის კედლებზე მოქმედი მაღალი ტემპერატურის ზემოქმედებით; სანთურის კორპუსის შიგნით მოწყობილია სფერული ფორმის შერევის კამერა (II), რომელიც სპეციალური არხით (4) და გამფრქვევით დაკავშირებულია შემთბობ კამერასთან, საიდანაც შერევის კამერაში გამოდის თხევადი აირი ან სხვა თხევადი საწვავი.

სფერული კამერის ზედა ნაწილი შეერთებულია მილყელთან (9), საიდანაც შემოდის ჰაერი. შერევისა და წვის კამერებს შორის ჩართულია დიფუზორი (5), რომლის ქვედა მხარეს მოთავსებულია კონუსური ფორმის

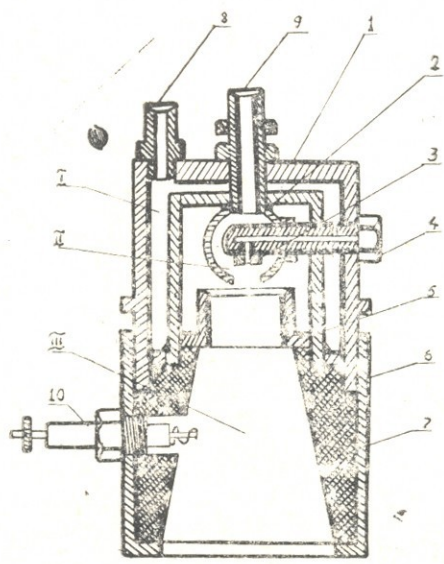
ცეცხლგამძლე კერამიკისაგან დამზადებული წვის კამერა (III) წვის კამერაში ნარევის ასანთებად მოწყობილია ვარვარა სანთელი (10).

სფერულ შერევის კამერაში შესული ჰაერი, რომლის წნევას შერევის საჭირხნის ბრუნთა რიცხვზე დამოკიდებულებით 0,7—1 ატმოსფეროდან, ნაწილდება შერევის კამერის მთელ შიგა მოცულობაში და კამერიდან გასასვლელ ყელში მიედინება დიფუზორის ცენტრში ფრქვევანადან გამოსული საწვავი 40-დან 80 მმ წნევით (წყლის სვეტის სიმაღლის მიხედვით), შეერევა ჰაერს და აალებამდე დიფუზიას იწყებს; იმის მიხედვით, თუ როგორია ტემპერატურული რეჟიმის მოთხოვნები, წარმოებს საწვავის ან ჰაერის მიწოდების წნევის რეგულირება და შესაფერისი ხარისხის ნარევის დამზადება.

სანთურის დასამზადებლად გამოყენებული მასალები

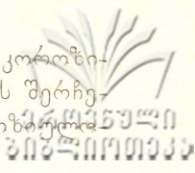
სანთურას ძირითადად მუშაობა უხდება მაღალი ტემპერატურის პირობებში, ამიტომ შერჩეულმა მასალამ უნდა დააკმაყოფილოს მაღალი ტემპერატურისადმი გამძლეობის მოთხოვნები. არსებული ცეცხლური კულტივატორების სანთურები ნაკლებად აკმაყოფილებენ ამ მოთხოვნებს. განხილული კონსტრუქციის სანთურა შედგება 18 ნაწილისაგან, რომლის დასამზადებლად გამოყენებულია 6 სხვადასხვა მარკის მასალა. სანთურის ძირითადი კორპუსი მზადდება 3M მარკის ფოლადისაგან, რომელიც 0,3% ნახშირბადს შეიცავს.

სანთურის ნაწილების დასამზადებლად გამოყენებულია ფერადი ლითონები—ბრინჯაო და სპილენძი. ცნობილია, რომ გამფრქვევის ხერხე



ნახ. 1.

საწვავში არსებული სიმკვავეების მოქმედებით ქიმიურ და თბურ კოროზიის ვაგლენას განიცდის. ამ მიზნით გამტრქვევის დამზადებისათვის შერჩეული ბრინჯაო უნდა შეიცავდეს 10% კალას, რომელიც ანტიკოროზიული ხასიათდება.



სანთურის ნაწილებიდან ყველაზე მაღალ ტემპერატურულ პირობებში უხდება მუშაობა წვის კამერას (ნახ. 1). კამერაში ხშირად ალის ტემპერატურა 1300—1350°-ს აღწევს.

ნარევის ასანთებად გამოყენებულია სატრაქტორო დიზელის ძრავას კარვარა სანთელი, რომელიც ტრაქტორზე დაყენებული აკუმულატორიდან ივსება, ამიტომ სანთლის დამზადებისათვის გამოყენებული მასალა დადგენილია და მას არ განვიხილავთ.

კამერისათვის შერჩეულმა მასალამ კი უნდა დააკმაყოფილოს მაღალი ტემპერატურისადმი გამძლეობის მოთხოვნები. ამიტომ, წვის კამერის დამზადებლად შერჩეული გვაქვს ცეცხლგამძლე კერამიკა, რომლის ქიმიური შედგენილობა მოცემულია 1-ელ ცხრილში.

ამ შენაერთების საერთო მოცულობას შეიძლება დაემატოს 5,58% ქალა (ნამსხვრევები). მოცემულმა შენაერთმა, რომელშიც შედის ცეცხლგამძლე თიხა 15%, კაოლინი—37,4, პერლიტი—19, კვარც-ქვიშა—29,25 და ნამსხვრევები—5,48%, დააკმაყოფილა ცეცხლგამძლეობისადმი წაყენებული მოთხოვნები. საველე გამოცდების პროცესში ასეთი შედგენილობის ცეცხლგამძლე კერამიკამ კარგი შედეგი გვიჩვენა.

ცხრილი 1

კერამიკის ქიმიური შედგენილობა პროცენტობით

№ რ.	შენაერთი მასალის დასახელება	SiO ₂	TiO ₂	Al ₂ O ₃	Fe ₂ O ₃	CaO	MgO	K ₂ O	Na ₂ O	სურების დასაკარგო
1	კაოლინი (პროსიანოვის)	46,88	—	38,76	0,64	0,40	0,32	0,54	—	12,01
2	კვარცის ქვიშა (გლუხოვცის ქარსნის)	96,92	—	2,03	0,35	0,23	0,45	—	—	0,44
3	პერლიტის (არაგიუკას)	74,31	0,012	13,56	0,53	0,77	0,16	2,51	5,6	2,94
4	ცეცხლგამძლე თიხა (ვესპოვსკის)	49,53	1,20	34,72	0,80	0,87	0,51	1,90	0,62	10,28

სანთურაში შემთბობი კამერის მოწყობით შესაძლებელი გახდა ერთი და იმავე სანთურის მუშაობა აირზე, ნავთსა და დიზელის საწვავზე, ნავთისა და დიზელის საწვავის წინასწარმა შეთბობამ და მისმა პულვერიზაციამ გაუმჯობესა სამუშაო ნარევის წარმოქმნისა და წვის პროცესები, ხოლო სფერულმა შერევის კამერამ (იხ. სქემა) ნარევის დამზადების ხარისხი ამაღლა.



სანთურმა უნდა დააკმაყოფილოს ოთხი ძირითადი მოთხოვნა:

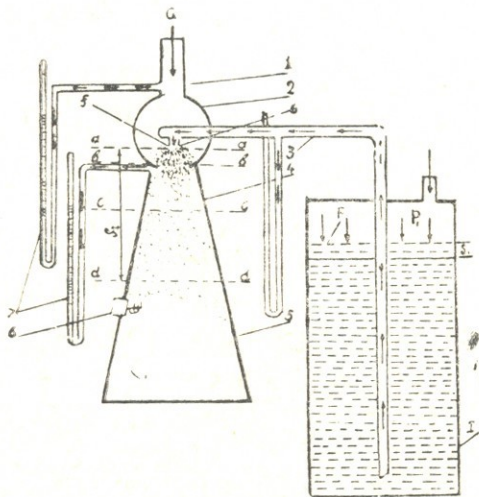
- 1) განსაზღვრული შედგენილობის ნარევის დამზადება ტივატორის მუშაობის რეჟიმის შესაბამისად;
- 2) საწვავის შეთბობა და მისი ორთქლადქცევა აალების მომენტისთვის;
- 3) ნარევის სრული წვა და ალის ტემპერატურის რეგულირება მუშაობის მოთხოვნების შესაბამისად;
- 4) წვის კამერაში მიღებული მაღალი ტემპერატურის მოქმედების გედეგობა.

ნარევის მომზადების ხარისხად იგულისხმება საწვავის გაფრქვევა და ჰაერის მასაში მისი განაწილება. ნარევის ხარისხს ისეთივე არსებითი მნიშვნელობა აქვს, როგორც მის შედგენილობას, რომელიმე მათგანის შეუსრულებლობა თერმული კულტივატორის მუშაობის გაუარესებას იწვევს.

საწვავის აორთქლება იწყება გამფრქვევიდან საწვავის გამოსვლის შემდეგ და გრძელდება ნარევის აალებამდე, საწვავის სრული აორთქლება არ ხდება აორთქლების დროის სიმცირის გამო, ხოლო აორთქლება უმჯობესდება საწვავის წინასწარი შეთბობით.

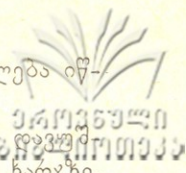
ნახ. მე-2-ზე ნაჩვენებია სანთურის შერევის კამერის სქემა, რომელზედაც დანიშნულია ოთხი კვეთი:

1) aa კვეთიდან იწყება საწვავის აორთქლება და გრძელდება dd კვეთამდე; 2) hb კვეთში მიმდინარეობს საწვავისა და ჰაერის ინტენსიური დიფუზია; 3) cc კვეთში გრძელდება საწვავის აორთქლება. ეს კვეთი შეიძლება წარმოვიდგინოთ გამფრქვევიდან აალებამდე ნებისმიერ დაცილებულ კვე-



ნახ. 2.

თად; 4) dd კვეთში აორთქლება დამთავრებულია და ნარევის აალება იწყება.



აორთქლების პროცესის თეორიული შესწავლისათვის უნდა ვთვალოთ, რომ საწვავის აორთქლება წარმოებს მხოლოდ იმ სიბოზს ნარჯზე, რომელიც თვით საწვავსა და ჰაერს აქვთ. ამისათვის მივიღოთ შემდეგი აღნიშვნები:

- G_1 კგ—ნარევში ჰაერის რაოდენობა;
- G_2 კგ—ნარევში საწვავის მთლიანი რაოდენობა;
- G_3 კგ—ნარევში აორთქლებული საწვავის რაოდენობა;
- $G_2 - G_3$ —ნარევში თხევადი საწვავის რაოდენობა.

მიღებული აღნიშვნებიდან გამომდინარეობს, რომ aa კვეთში $G_{3a} = 0$ და dd კვეთში $G_{3d} = G_2$, G_1 და G_2 მუდმივი სიდიდეებია, ხოლო G_3 იცვლება განსახილველი კვეთის შესაბამისად.

თუ C_1 არის ჰაერის თბოტევადობა, C_2 —საწვავის თბოტევადობა, ხოლო V აორთქლადქცევის ფარული სიბოზი, მაშინ Q_a სიბოზს რაოდენობა aa კვეთში იქნება:

$$Q_a = G_1 C_1 t_a + G_2 C_2 t_a \quad (1)$$

სადაც t_a არის ტემპერატურა aa კვეთში;

$G_1 C_1 t_a$ —საწვავის სიბოზს რაოდენობა.

$G_2 C_2 t_a$ —ჰაერის სიბოზს რაოდენობა;

cc კვეთში ტემპერატურა აღვნიშნოთ t_c ; ზემოაღნიშნულის გარდა, ამ კვეთში გვექნება საწვავი თხევად მდგომარეობაში ($G_2 - G_{3c}$) და აორთქლებული საწვავის (G_{3c}) სიბოზს რაოდენობა cc კვეთში იქნება:

$$Q_c = G_1 C_1 t_c + (G_2 - G_{3c}) C_2 t_c + G_{3c} C V + C_2 G_{3c} t_c \quad (2)$$

სადაც პირველი წევრი წარმოადგენს ჰაერის სიბოზს რაოდენობას; მეორე წევრი—თხევადი საწვავის სიბოზს რაოდენობას; მესამე—აორთქლადქცევის ფარულ სიბოზს და მეოთხე—აორთქლებული საწვავის სიბოზს რაოდენობას.

პროცესის მიმდინარეობის შესაბამისად შეიძლება დავწეროთ: $Q_a = Q_c$,
 ე. ი.

$$G_1 C_1 t_a + G_2 C_2 t_a = G_1 C_1 t_c + C_2 (G_2 - G_{3c}) t_c + G_{3c} C V + C_2 G_{3c} t_c$$

ფრჩხილების გახსნისა და ზოგიერთი გარდაქმნის შემდეგ მივიღებთ:

$$G_1 C_1 t_a + G_2 C_2 t_a = G_1 C_1 t_c + G_2 C_2 t_c + G_{3c} V$$

თუ განტოლების ორივე მხარეს გავყოფთ G_2 -ზე, გვექნება:

$$C_1 \frac{G_1}{G_2} (t_a - t_c) + C_2 (t_a - t_c) = \frac{G_{3c}}{G_2} V \quad (3)$$



მიღებულ განტოლებაში $\frac{G_1}{G_2}$ სიდიდე ჰაერისა და საწვავის რაოდენობათა შეფარდებას გამოსახავს. ეს შეფარდება ასო m -ით აღვნიშნავთ და მის შერევის კოეფიციენტი ვუწოდოთ. რაც შეეხება $\frac{G_{sc}}{G_2}$ სიდიდეს, ის გამოსახავს მოცემულ კვეთში აორთქლებული საწვავის რაოდენობის შეფარდებას საწვავის მთლიან რაოდენობასთან, ანუ cc კვეთში აორთქლებული საწვავის წილს; იგი აღინიშნება g_c ასოთი. ამრიგად, (3) განტოლება შეიძლება დაიწეროს შემდეგი სახით:

$$C_1 m(t_a - t_c) + C_2(t_a - t_c) = g_c V \quad (4)$$

(4) განტოლებიდან შეიძლება განესაზღვროთ მოცემულ კვეთში საწვავის აორთქლებული g_c წილი და გვექნება:

$$g_c = \frac{C_1 m(t_a - t_c) + C_2(t_a - t_c)}{V} \quad (5)$$

მიღებული ტოლობის მრიცხველის პირველი წევრი გამოსახავს აორთქლების პროცესში ჰაერიდან მიღებულ სითბოს, მრიცხველის მეორე წევრი—საწვავიდან მიღებული სითბოს, ხოლო მნიშვნელი—სითბოს, რომელიც საჭიროა 1 კგ საწვავის სრული აორთქლებისათვის.

ფორმულიდან ჩანს, რომ რაც უფრო მეტია საწვავის თბოტევადობა და ნაკლებია ორთქლადქცევის ფარული სითბო, მით უფრო მეტი იქნება მოცემულ კვეთში აორთქლებული საწვავის რაოდენობა.

თეორიულად dd კვეთში $g_{3d} = 1$. პრაქტიკულად ეს სიდიდე მუდამ ერთზე ნაკლებია.

აორთქლების დასასრულის ტემპერატურის გასაანგარიშებლად (4) ტოლობა გადავწეროთ dd კვეთისათვის. ამ კვეთისათვის $t_c = t_d$ და $g_{3c} = 1$

$$C_1 m(t_a - t_d) + C_2(t_a - t_d) = V \quad (6)$$

ანუ $C_1 m t_a - C_1 m t_d + C_2 t_a - C_2 t_d = V$

ან $t_a(C_1 m C_2) - t_d(C_1 m + C_2) = V$

საიდანაც $t_d = \frac{t_a(C_1 m C_2)}{C_1 m + C_2} - \frac{V}{C_1 m + C_2}$;

და საბოლოოდ $t_d = t_a - \frac{V}{C_1 m + C_2} \quad (7)$

$\frac{V}{C_1 m + C_2}$ ფარდობა აორთქლების პროცესში ნარევის ტემპერატურის

შემცირებას გვიჩვენებს. თუ აღვნიშნავთ $\frac{V}{C_1 m + C_2} = \Delta t$, მაშინ შეიძლება

$$t_d = t_a - \Delta t_a$$

დაკვირვებები გვიჩვენებენ, რომ, როცა სანთურას ადვილად აორთქლებადი საწვავით ვამუშავებთ, მაშინაც კი არ ხდება შერევის კამერაში საწვავის სრული აორთქლება; გამფრქვევიდან გამოსული ნაწილაკები ნაწილობრივ ხვდებიან შემრევის კამერის კედლებს და ქმნიან მოძრავ აფსკს; ზოგიერთი ნაწილაკი ატივტივებულ მდგომარეობაში ჰაერთან ერთად მოძრაობს.

აორთქლებული საწვავის პროცენტული რაოდენობა დამოკიდებულია:

- 1) საწვავის ტემპერატურაზე;
- 2) ნარევი ჰაერის ტემპერატურაზე;
- 3) საწვავისა და ჰაერის მიწოდების სიჩქარესა და
- 4) საწვავის აორთქლების უნარზე.

ძირითადი პარამეტრები, რომლებიც საწვავის აორთქლების უნარს საზღვრავენ, არიან: ორთქლადქცევის ფარული სითბო, თბოტევადობა, ტენიანი ნაჯერი ორთქლის დრეკადობა და დუდილის ტემპერატურა.

ჰაერის მოძრაობა შერევის კამერაში
ფრქვევანას გაანგარიშება

წარმოვიდგინოთ, რომ ჭურჭელში (ნახაზი 2) ჩასხმულია სითხე (ნავთი), რომელიც გამოდინდება გამფრქვევის ხვრეტიდან aa კვეთში, თუ ჭურჭლის განივი კვეთის ფართობია F , ხოლო aa კვეთის ფართობი— f , მაშინ ცხადია, რომ aa კვეთიდან გამოსული სითბოს მოცულობა $FS_1 - f S_2$. გამოდინებაზე უნდა დაიხარჯოს მუშაობა P_1V , გამოდინების წინააღმდეგობაზე და გამოდინებული სითბოს მოძრაობის შექმნაზე— P_2V . თუ გამოდინების სიჩქარეს აღვნიშნავთ W -თი, მაშინ მისი კინეტიკური ენერგია იქნება $\frac{mW^2}{2}$, ან ერთი კილოგრამისათვის $\frac{W^2}{2g}$. აქედან გამომდინარე შეიძლება დავწეროთ:

$$P_1V = P_2V + \frac{W^2}{2g}; \quad \frac{W^2}{2g} = P_1V - P_2V = V(P_1 - P_2) \quad (3)$$

ამ განტოლების გამოყვანის დროს გათვალისწინებულია, რომ ჭურჭელში სითხეზე მოქმედებს P_1 წნევა, ხოლო გამფრქვევის ხვრეტში, საიდანაც საწვავი გამოდის, დამყარებულია P_2 წნევა. (8) ტოლობის მიხედვით შეიძლება განისაზღვროს გამოდინების სიჩქარე

$$W = \sqrt{2gV(P_1 - P_2)} \quad (9)$$

თუ ჰურბულიდან წარმოებს აირის გამოდინება, მაშინ fS_1 არ უდრის fS_2 . ამის გარდა, გამოდინების დროს აირი გაფართოვდება და დახარჯავს განსაზღვრულ მუშაობას (L). ასეთ შემთხვევაში 8—ტოლობა გვეძინება შემდეგი სახით:

$$\frac{W^2}{2g} = P_1 V_1 - P_2 V_2 + L$$

სადაც

$$V_1 = fS_1 \text{ და } V_2 = fS_2; \quad \text{მაშინ}$$

$$L = \frac{1}{K-1} (P_1 V_1 - P_2 V_2)$$

და

$$\begin{aligned} \frac{W^2}{2g} &= P_1 V_1 - P_2 V_2 + \frac{1}{K-1} (P_1 V_1 - P_2 V_2) = (P_1 V_1 - P_2 V_2) \left(1 + \right. \\ &\left. + \frac{1}{K-1} \right) = \frac{K}{K-1} (P_1 V_1 - P_2 V_2) = \frac{K}{K-1} P_1 V_1 \left(1 - \frac{P_2 V_2}{P_1 V_1} \right) \end{aligned}$$

ამ განტოლებიდან ჰაერის გამოდინების სიჩქარე იქნება:

$$W = \sqrt{2g \frac{K}{K-1} P_1 V_1 \left(1 - \frac{P_2 V_2}{P_1 V_1} \right)} \quad (10)$$

გამოსახულებიდან $P_1 V_1^K = P_2 V_2^K$ ვღებულობთ: $\frac{V_2}{V_1} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{1-K}$

(10) განტოლებაში ამ მონაცემების შეტანით მივიღებთ:

$$W = \sqrt{2g \frac{K}{K-1} P_1 V_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right]} \quad (11)$$

ეს ფორმულა შეიძლება გამოვიყენოთ სანთურის საჰაერო მილში მოძრავი ჰაერის სიჩქარის გამოთვლისათვის. თუ ატმოსფერული ჰაერის წნევა იქნება P_0 , ხოლო წნევა სფერული შერევის კამერის გამოსასვლელ ყელში P_c , მაშინ გამფრქვევის კვეთში ჰაერის სიჩქარის გასაანგარიშებლად (11)—ტოლობა შეიძლება გადაიწეროს შემდეგნაირად:

$$W = \sqrt{2g \frac{K}{K-1} P_c P_0 \left[1 - \left(\frac{P_c}{P_0} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right]} \quad (12)$$

სადაც g არის სიმძიმის ძალის აჩქარება;

K —ადიაბატის მაჩვენებელი.

იმ შემთხვევაში, თუ გვეცოდინება შერევის კამერის კვეთის ფართობი, ჰაერის ხარკი გამოითვლება ფორმულით:

$$G_3 = F' W \gamma_e$$



სადაც γ არის შერევის კამერაში გამავალი ჰაერის კუთრი წონის წილის კამერის კვეთის ფართობი.

$$\gamma = \frac{1}{V_e} \text{ მაგრამ } \frac{V_0}{V_e} = \left(\frac{P_e}{P_0}\right)^{1/k} \text{ ან } \frac{1}{V_e} = \frac{1}{V_0} \left(\frac{P_e}{P_0}\right)^{1/k}$$

ამის შესაბამისად (13) ფორმულა შემდეგ სახეს მიიღებს:

$$G_3 = F' \frac{1}{V_0} \left(\frac{P_e}{P_0}\right)^{1/k} \sqrt{2_g \frac{K}{K-1} P_0 V_0 \left[1 - \left(\frac{P_e}{P_0}\right) \frac{K-1}{K}\right]}$$

ან

$$G_3 = F' \sqrt{2_g \frac{K}{K-1} \frac{P_e}{V_0} \left[\left(\frac{P_e}{P_0}\right)^{2/k} - \left(\frac{P_e}{P_0}\right) \frac{K-1}{K}\right]} \quad (14)$$

ამ ფორმულით გაანგარიშების წარმოება რთულია და დიდ დროს მოითხოვს. ამიტომ, საკითხის გამარტივების მიზნით შეიძლება სხვა ფორმულის გამოყენება. ვინაიდან სანთურის საჰაერო მილში მოძრაობის დროს ჰაერი ნაკლებად ფართოვდება, ამიტომ (12) ფორმულის მაგიერ ჰაერის სიჩქარის გასაანგარიშებლად შეიძლება სითხისათვის გამოყვანილი (9) ფორმულის (ბერნულეს განტოლების) გამოყენება.

ჩვენი შემთხვევისათვის ფორმულა დაიწერება შემდეგი სახით:

$$W = \sqrt{2_g V_0 (P_0 - P_e)} \quad (15)$$

ან

$$W = \sqrt{2_g \frac{P_0 - P_e}{\gamma}} \quad (16)$$

სადაც γ არის ჰაერის კუთრი წონა. სიდიდე $P_0 - P_e$ გარემო წნევისა და შერევის კამერაში დამყარებულ წნევათა სხვაობას წარმოადგენს. სანთურის საჰაერო მილში, შერევის კამერაში და საწვავის მიმწოდებელ მილში წნევების განსაზღვრისათვის პიეზომეტრი გამოიყენება. პიეზომეტრში წყლის დონეთა სხვაობა (Δh) წნევის სიდიდეს იძლევა, მაშასადამე, გვეჩვენება:

$$\Delta P_{\text{მ}} = \rho_{\text{წყ.სვ.}} \cdot P_0 - P_e \text{ კგ/მ}^2$$

ამის შესაბამისად (16) ტოლობა მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$W = \sqrt{2_g \frac{\Delta h}{\gamma}} \quad (17)$$

მიღებული ფორმულა არ ითვალისწინებს რაიმე დანაკარგებს. დანაკარგების გათვალისწინებისათვის (17) ფორმულაში უნდა შევიყვანოთ წინააღმდეგობის კოეფიციენტი Ψ . ამრიგად, ჰაერის ნამდვილი სიჩქარე იქნება:

$$W_3 = \Psi \sqrt{2g \frac{\Delta h}{\gamma}} \quad (18)$$

ან

$$W_3 = \Psi W$$

წინალობის კოეფიციენტი ითვალისწინებს შემწვოვი მილის კედელზე ჰაერის ხახუნს, ნაწილაკების ურთიერთხახუნს და სხვა დანაკარგებს. მისი სიდიდე ცვალებადობს 0,82—0,86-ის ფარგლებში. (13) ფორმულის საფუძველზე ჰაერის ხარჯვის გამოსათვლელად შეიძლება გამარტივებულად გამოსახულება დაიწეროს. ჰაერის თეორიული ხარჯი:

$$G_3 = F^1 W \gamma = F^1 \gamma \sqrt{2g \frac{\Delta h}{\gamma}} = F^1 \sqrt{2g \Delta h \gamma} \text{ კგ/წმ} \quad (19)$$

ჰაერის ნამდვილი ხარჯი:

$$G_3 = F^1 W \gamma = F^1 \Psi \sqrt{2g \frac{\Delta h}{\gamma}} \gamma = F \Psi \sqrt{2g \Delta h \gamma} \text{ კგ/წმ} \quad (20)$$

გამფრქვევის გაანგარიშება

გამფრქვევი წარმოადგენს სანთურის შერევის კამერაში საწვავის მიმწოდებელ დაკალიბრებულ ხვრეტიან ნაწილს, რომლის სქემა ნაჩვენებია მე-2 ნახაზზე.

ამ სქემის მიხედვით საწვავის გამოდინების სიჩქარე შეიძლება გაანგარიშებული იქნეს ბერნულეს განტოლების მიხედვით და გვექნება:

$$W_{საწ} = f \sqrt{2g \frac{P_0 - P_c}{\gamma_{საწ}}} = f \sqrt{2g \frac{\Delta h}{\gamma_{საწ}}} \quad (21)$$

ამ ფორმულაში კოეფიციენტი f ითვალისწინებს ჰიდრავლიკურ დანაკარგებს. f დამოკიდებულია გამფრქვევის კონსტრუქციისა და საწვავის ტემპერატურის ცვალებადობაზე.

საწვავის გამოდინების სიჩქარის მიხედვით ადვილად შეიძლება საწვავის წამური ხარჯის განსაზღვრა, სახელდობრ:

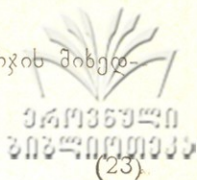
$$G_{საწ} = f_3 W_{საწ} \gamma \text{ კგ/წმ} \quad (22)$$

სადაც f_3 არის გამფრქვევის კვეთის ფართობი;

$W_{საწ}$ — საწვავის გამოდინების ნამდვილი სიჩქარე;

$\gamma_{საწ}$ — საწვავის კუთრი წონა;

საწვავის წამური ხარჯი შეიძლება მივიღოთ საათური ხარჯის მიხედ-
ვით:



$$G_{საწ} = \frac{G}{3600} \text{ კგ/წმ.}$$

მიღებული განტოლებით შეიძლება გავიანგარიშოთ სანთურის გამფრქვევის დიამეტრი:

$$f W_{საწ} \gamma_{საწ} = \frac{G}{3600}$$

$$\frac{\pi d^2}{4} W_{საწ} \gamma_{საწ} = \frac{G}{3600}$$

საიდანაც გამფრქვევის დიამეტრი იქნება:

$$d_3 = \sqrt{\frac{4G}{\pi W_{საწ} \gamma_{საწ} 3600}} \quad (24)$$

ასეთი გაანგარიშებით აგებულმა ახალი კონსტრუქციის სანთურმა დაკმაყოფილა მასზე წაყენებული შემდეგი ოთხი ძირითადი მოთხოვნა:

1. თერმული კულტივატორის მუშაობის შესაბამისად უზრუნველყო განსაზღვრული შედგენილობის ნარევის დამზადება;

2. სამუშაო ნარევის დამზადებამდე განახორციელა საწვავის შეთბობა და მისი ორთქლად გარდაქცევა;

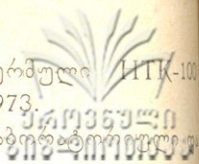
3. მუშაობის ყველა რეჟიმზე უზრუნველყო ნარევის სრული წვა და აღის ტემპერატურის რეგულირების შესაძლებლობა კულტივატორის მუშაობის რეჟიმის შესაბამისად;

4. კულტივატორის მუშაობის მოთხოვნილებების შესაბამისად შეინარჩუნა მაღალტემპერატურულ პირობებში მუშაობის მედეგობა.

თერმულ კულტივატორზე ამ სანთურების დაყენებით და გამოცდით მექანიკურ კულტივატორთან შედარებით შრომის ნაყოფიერება გადიდა 2,6-ჯერ, ყურძნის მოსავლიანობა—23%-ით, პროდუქციის თვითღირებულება გეგმურთან შედარებით შემცირდა 41%-ით.

ლიტერატურა—Литература

1. А. Караханов. Исследование и обоснование параметров и технология работы огневого культиватора для уничтожения сорняков в зоне хлопкосеяния, 1971.
2. В. М. Тареев, Г. А. Матеев, С. И. Григорьев. Теплотехника, 1951.
3. ლ. კოპალიანი. საკიდი თერმული კულტივატორი, 1973.

- 
- 4.. ლ. კოპალიანი. სარეველების მომწველი თერმული მარკის კულტივატორის გამოცდის შედეგები, 1973.
5. ლ. კოპალიანი. თერმული კულტივატორის ლაბორატორიული საველე გამოცდის შედეგები, 1974.
6. ვ. მახალდიანი. სატრაქტორო და საავტომობილო ძრავები, 1955.
-



УДК 621.354.2

ა. ოზორიძე

**მთიან პირობაში მარცვლეული კულტურების აღზრდა
თავისებურებათა გამოკვლევის შედეგები**

მარცვლეული კულტურების ნათესების 16% სსრკ-ში მოთავსებულია ფერდობებზე ცალკეულ რესპუბლიკებში კი, როგორცაა საქართველოს, აზერბაიჯანის, ტაჯიკეთის, ყირგიზეთის, სომხეთისა და სხვა. მარცვლეულს თესვენ ძირითადად ფერდობებზე. რელიეფი კი თავისებურ გავლენას ახდენს მარცვლეულის ამღები კომბინების მუშაობაზე, უყენებს მას განსაკუთრებულ მოთხოვნილებებს.

სხვა სასოფლო-სამეურნეო სამუშაოებთან შედარებით, თავთავიანი მარცვლეული კულტურების აღების პროცესზე შესამჩნევად მკვეთრ გავლენას ახდენს მთიანი პირობები: ფერდობი, უსწორმასწორო რელიეფი, პატარ-პატარა და ერთმანეთისაგან დაშორებული ფართობები, ნაკვეთებამდის მისასვლელი ვიწრო გზები, ზღვის დონიდან სიმაღლე და სხვა. ამ და სხვა თავისებურებათა ერთობლიობა იწვევს მარცვლეული კულტურების ამღები თვითმავალი კომბინების გამოყენების ეფექტურობის მკვეთრ შემცირებას. ამასთან ერთად, შესამჩნევად იზრდება ენერგოდანახარჯები, მარცვლის დანაკარგები და საწვავის ხარჯი. იკარგება ბზის დიდი ნაწილი, მცირდება მწარმოებლობა, კომბაინის გადაადგილების სიჩქარე და საერთო ეკონომიკური ეფექტურობა.

რიგი წლების განმავლობაში ვიკვლევდით ფერდობებზე თვითმავალი კომბინების მუშაობის ხასიათს და თავისებურებებს. ამ გამოკვლევების ზოგიერთი შედეგი მოგვყავს წინამდებარე სტატიაში.

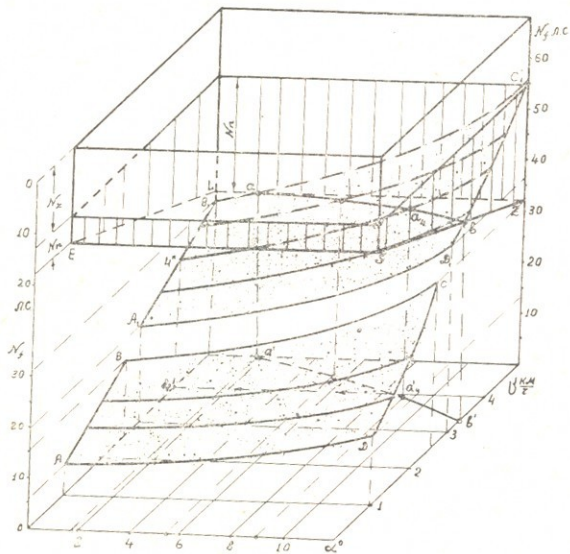
**თვითმავალი კომბაინის ენერგეტიკული ბალანსი ფერდობზე
მუშაობისას**

თვითმავალი კომბაინის ძრავას მიერ გადაცემული ეფექტური სიმძლავრე იხარჯება კომბაინის გადასადგილებლად— N_f , კომბაინის სამუ-

შპო ორგანოების უქმ მუშაობაზე— N_c და ტექნოლოგიური პრიცესის შესრულებაზე— N_{II} .

ამ სიდიდეებიდან მთიანი პირობები ყველაზე მეტად მნიშვნელოვანია კომბაინის გადაადგილებისათვის საჭირო სიმძლავრეზე.

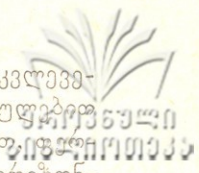
ეს დამოკიდებულება გრაფიკული სახით მოცემულია ნახაზზე. ვერტიკალურ ღერძზე გადაზომილია სიმძლავრე N . ჰორიზონტალურ ღერძზე ფერდობის დახრის კუთხე α დახრილ ღერძზე კომბაინის გადაადგილების სიჩქარე v_M . ამ სამეანზომილებიან სივრცით დიაგრამაზე მოჩანს კომბაინის გადაადგილებაზე დახარჯული სიმძლავრის ცვალებადობის სრული სურათი. სიბრტყე ABCD გვიჩვენებს I გადაცემაზე 1-დან 2.6 კგ/სთ-მდე სიჩქარის და 0° -დან 12° -მდე ფერდობის კუთხის დროს კომბაინის გადაადგილებაზე დახარჯული სიმძლავრის ცვალებადობის სრულ სურათს. სიბრტყე $A_1B_1C_1D_1$ -ზე კი მოცემულია II გადაცემაზე 3-დან 5 კმ/სთ-მდე სიჩქარის და 0° -დან 12° -მდე ფერდობის კუთხის შემთხვევაში სიმძლავრის ცვალებადობის სურათი.



ნახ. 1.

ამ ნახაზზე გამოსახულია ირიბ გორაზე (ჰორიზონტალების მიმართულებიდან 40° -ით დახრილ მიმართულებაზე) ზევით მოძრაობის შემთხვევაში კომბაინის ენერგეტიკული ბალანსის ექსპერიმენტული გამოცდების შედეგები.

კვლევები ტარდებოდა 1972—75 წლებში თიანეთის, მცხეთის რაიონის სოფ. წეროვანის და თეთრი წყაროს რაიონის ორბეთის მეურნეობებში, ცდები წარმოებდა კომბაინ CK—4-ზე ტენზომეტრიების საშუალებით, კომბაინის



ბინის ენერგეტიკული ბალანსის და ტექნოლოგიური პროცესის კვლევაში ტარდებოდა ფერდობებზე კომბაინის ხუთი სხვადასხვა მიმართულებით მოძრაობის პირობებში, კერძოდ, ფერდობის განივი მიმართულებით, ფერდობის გასწვრივი (აღმა-დაღმა) მიმართულებით, ირიბგორაზე ჰორიზონტალებიდან 20° -ით, 40° -ით და 60° -ით დახრილად მოძრაობის შემთხვევისათვის. წარმოდგენილ ნომოგრამაზე ნაჩვენებია კომბაინის ენერგეტიკული ბალანსის გამოკვლევის შედეგები ერთი შემთხვევისათვის, კერძოდ, $\varphi = 40^\circ$ კუთხით ირიბგორაზე მუშაობისათვის.

ნომოგრამიდან ჩანს, რომ I გადაცემაზე კომბაინის გადაადგილებაზე დახარჯული სიმძლავრე იცვლება 6 ც.დ.-დან ($\alpha = 5^\circ$, $v_M = 1$ კმ/სთ.) 33 ც.დ.-მდე ($\alpha = 12^\circ$, $v_M = 2,6$ კმ/სთ.) II გადაცემაზე კი 19 ც.დ.-დან ($\alpha = 5^\circ$, $v_M = 3$ კმ/სთ) 56 ც.დ.-მდე ($\alpha = 12^\circ$, $v_M = 5$ კმ/სთ).

ამავე ნომოგრამაზე ნაჩვენებია კომბაინის სამუშაო და დამხმარე ნაწილების აძვრაზე დახარჯული სიმძლავრე N_x . ეს სიმძლავრე მუდმივი სიდიდეა და შეადგენს 13—14,5 ც.დ.-ს. ენერგეტიკული ბალანსის გრაფიკული შეჯამების მიზნით N_x გადაზომილია ზემოდან ქვემოთ, ძრავას ეფექტური სიმძლავრის მაქსიმალური ($N_e = 68$ ც.დ.) მნიშვნელობიდან.

აქვეა მოცემული სასარგებლო მუშაობაზე, ე. ი. ტექნოლოგიური პროცესის შესრულებაზე, დახარჯული სიმძლავრის N_{II} ცვალებადობის სურათი. N_{II} იცვლება კომბაინის გადაადგილების სიჩქარის, ან რაც იგივეა, კომბაინში მიწოდებული გასალეწი მასის პროპორციულად, ამიტომ $v_x = 1$ კმ/სთ სიჩქარის დროს $N_{II} = 5$ ც.დ.-ს; $v_x = 5$ კმ/სთ სიჩქარის დროს კი $N_{II} = 23$ ც.დ.-ს. ეს სიმძლავრეც გადაზომილია ზემოდან ქვემოთ, N_x სიმძლავრის ქვედა მნიშვნელობიდან, ამიტომ ზემოდან ქვემოთ გადაზომილია სიმძლავრეთა $N_x + N_{II}$ ჯამი.

რადგან ზემოდან ქვემოთ გადაზომილია $N_x + N_{II}$ კომბაინის ნაწილების უქმი და სასარგებლო მუშაობაზე დახარჯული სიმძლავრის ჯამური სიდიდე და ქვემოთადაც ზემოთ კი კომბაინის გადაადგილებაზე დახარჯული სიმძლავრის სიდიდე, ვიღებთ ენერგეტიკული ბალანსის გრაფიკულად გამოსახვის შესაძლებლობას.

იქ, სადაც N_f -ის ცვალებადობის გამომსახველი სიბრტყე $A_1 B_1 C_1 D_1$ ეფუძნება N_{II} -ს ცვალებადობის გამომსახველ ქვედა სიბრტყეს, ვიღებთ სიბრტყულ ხაზს ab , რომელიც წარმოადგენს კრიტიკული სიდიდეების გამომსახველ მრუდს და დახარჯული სიმძლავრეების ჯამი ამ ხაზზე უტოლდება მიწოდებული სიმძლავრის (ძრავას მიერ გადაცემული ეფექტური სიმძლავრის) მაქსიმალურ სიდიდეს N_e -ს. $a b$ ზღვრულ ხაზზე ძრავა ხარისხის თავისი სიმძლავრის მარაგს და იწყებს ჩაქრობას, ამიტომ ab ხაზის მიხედვით შეგვიძლია განვსაზღვროთ ნებისმიერი სიჩქარის შესაბამისი ფე-

რდობის კრიტიკული კუთხე და პირიქით, ნებისმიერი ფერდობის კუთხის შესაბამისი კრიტიკული სიჩქარე, რომლის დროს ძრავა ალარ შეუძლია იმუშაოს, მაგალითად, a წერტილი მდებარეობს 5 კმ/სთ სიჩქარის შესაბამის მრუდზე, დავუშვათ ვერტიკალური ხაზი $a_1 a_2$ $v_M = 5 \text{ კმ/სთ}$ სიჩქარის ხაზის გადაკვეთამდე a' . a' -დან გავლებული დახრილი ხაზი გვაძლევს ფერდობის კუთხის კრიტიკულ მნიშვნელობას $\alpha = 1^\circ 30'$ (წერტილი a'').

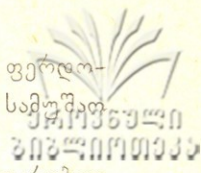
ეს კი გვიჩვენებს, რომ $v_M = 5 \text{ კმ/სთ}$ სიჩქარით მოძრაობის დროს როცა ფერდობის $\alpha = 1^\circ 30'$ ძრავა ხარჯავს მთლიანად თავის სიმძლავრეს და იწყებს ჩაქრობას, ამიტომ კომბაინის სიჩქარე უნდა შევამციროთ და მუშაობა განვაგრძოთ 5 კმ/სთ -ზე ნაკლები სიჩქარით.

b წერტილის მიხედვით ვადგენთ, რომ კომბაინის მოძრაობის კრიტიკული სიჩქარეა $3,2 \text{ კმ/სთ}$, (წერტილი b'), როცა ფერდობის კუთხე $\alpha = 12^\circ$ -ს, ან პირიქით, $3,2 \text{ კმ/სთ}$ სიჩქარის დროს კომბაინის ძრავას ალარ აქვს შესაძლებლობა დაძლიოს 12° -იანი ფერდობი ირიბგორაზე ზევით მოძრაობის დროს.

ანალოგიურად ab ზღვრული ხაზის ნებისმიერი წერტილის საშუალებით შეგვიძლია მოვძებნოთ ფერდობის დახრილობის კრიტიკული კუთხე და მისი შესაბამისი კრიტიკული სიჩქარე, რომლის დროს ძრავა იწყებს ჩაქრობას და აუცილებელია უფრო დაბალ სიჩქარეზე გადასვლა, რათა კომბაინმა განაგრძოს მუშაობა. მაგალითად, თუ გვსურს განვსაზღვროთ ფერდობის კრიტიკული კუთხე 4 კმ/სთ სიჩქარის შემთხვევაში, საჭიროა 4 კმ/სთ გამომსახველი ხაზიდან (წერტილი 4) გავყვეთ ჰორიზონტალური ხაზს და ვიპოვოთ წერტილი $4'$, აქედან გავავლოთ ვერტიკალური ხაზი და ვიპოვოთ წერტილი $4''$, თუ გავყვებით შესაბამის მრუდს, ზღვრულ ხაზზე ვიპოვოთ წერტილს a_4 . ამ წერტილიდან $4-4'$ გადაკვეთამდე დაშვებულ მართობის $a_4 a_4'$ საშუალებით, a_4' წერტილი გვაძლევს ფერდობის კრიტიკული კუთხის $\alpha = 8^\circ 20'$ სიდიდეს, ამოცანა შეიძლება ამოიხსნას შებრუნებულადაც, ფერდობის ნებისმიერი კუთხისათვის განვსაზღვროთ სიჩქარის კრიტიკული სიდიდე.

განხილული ნომოგრამის მიხედვით ჩატარებული ანალიზი გვიჩვენებს, რომ $10^\circ - 12^\circ$ დახრილობის ფერდობზე კომბაინმა შეიძლება იმუშაოს 3 კმ/სთ -მდე სიჩქარით, ეს კი შეესაბამება II გადაცემის ქვედა დიაპაზონის გამო აუცილებელია გადავიდეთ I გადაცემაზე და კომბაინი ვამუშაოთ $2,5 \text{ კმ/სთ}$ სიჩქარით. 12° -ზე მეტად დახრილობის ფერდობზე კომბაინი მუშაობს მხოლოდ $1-2 \text{ სმ/სთ}$ სიჩქარის ზღვრებში.

როგორც ზემოთაც აღვნიშნეთ, ნომოგრამა აგებულია კომბაინის ირიბგორაზე $\psi = 40^\circ$ დახრილობით მოძრაობის შემთხვევისათვის ψ კუთხის



უფრო მეტად გაზრდის შემთხვევაში და მით უმეტეს აგრეგატის ფერდობის გასწვრივ (აღმა) მუშაობის დროს, როცა $\psi = 90^\circ$, კომბაინის სამუშაო სიჩქარეები კიდევ უფრო დაბალია.

კომბაინის სამუშაო სიჩქარე, განხილულ შემთხვევასთან შედარებით ($\psi = 40^\circ$) ფერდობის განივად კომბაინის მუშაობის ($\psi = 0^\circ$) დროს შედარებით მეტია, მაგრამ I გადაცემის დიაპაზონს მაინც ვერ სცილდება და მერყეობს 2—2,6 კმ/სთ ზღვრებში.

ფერდობზე მუშაობის დროს იძულებული ვართ კიდევ უფრო შევამციროთ კომბაინის მოძრაობის სიჩქარე და 6°-ზე მეტად დახრილ ფერდობზე კომბაინი ვამუშაოთ 1—2 კმ/სთ სიჩქარის ფარგლებში, რაც მკვეთრად ამცირებს კომბაინის მწარმოებლობას და ამ ძვირადღირებულ მანქანას ხდის სრულიად არარენტაბელურს.

განხილული ნომოგრამის ანალიზი გვიჩვენებს, რომ კომბაინის ძრავას სიმძლავრის დიდი ნაწილი (2/3-დან 0,5-მდე) იხარჯება კომბაინის გადაადგილებაზე მისი სიმძლავრის მხოლოდ $\frac{1}{3}$ (ან უკეთეს შემთხვევაში 0,5)

ხარდება სამუშაო ორგანოების აძვრას და ტექნოლოგიური პროცესის შესრულებას. ეს გარემოება, ძირითადად გამოწვეულია იმით, რომ კომბაინის წონა დაუშვებლად დიდია, ასე, მაგალითად, CK-4 კომბაინის მშრალი წონა 6000 კგ-ს უდრის, კომბაინის ბუნკერის ტევადობა უდრის 1,8 მ³ და როცა ბუნკერი ივსება კომბაინის მასა 8 ტონას აღემატება, ცხადია ასეთი დიდი მასის გადასადგილებლად ფერდობებზე საჭიროა მეტად დიდი ენერჯის ხარჯი, რის გამო ტექნოლოგიური პროცესის შესასრულებლად და სიჩქარის გასაზრდელად კომბაინის ძრავს აღარ ეყო სიმძლავრის მარაგი. ყოველივე ამის გამო, ფერდობებზე კომბაინები მუშაობენ დაბალი ნაყოფიერებით, მათი წლიური გამოიმუშავება მეტად მცირეა და მარცვლის თეორიურებულება იზრდება.

სამთო მიწათმოქმედების პირობებში მარცვლელი კულტურების ასაღები თვითმავალი კომბაინების გამოყენების ნაკლოვანებები

ზემოთ მოყვანილი მასალების საფუძველზე სამთო პირობებში მარცვლელი კულტურების ასაღები თვითმავალი კომბაინების გამოყენების დადებითი და უარყოფითი მხარეების ერთ მთლიანობაში წარმოდგენისათვის თუ შევჯამებთ ყველა მაჩვენებელს, მივიღებთ შემდეგ სურათს:

1. მარცვლის დანაკარგები ფერდობებზე კომბაინით მარცვლის აღების დროს აღწევს 11,5+23,8%-ს. რაც აგროტექნიკური მოთხოვნილებებით დაუშვებელია და ასეთი დიდი რაოდენობით მარცვლის დანაკარგები დიდ ზარალს აყენებს სოფლის მეურნეობას.
2. თვითმავალი კომბაინების დიდი მასის გამო (8—10 ტონა) ფერდობებზე მათი გადაადგილებისათვის იხარჯება ძრავას სიმძლავრის 0,5—0,7 ნა-

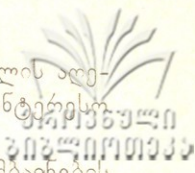
დიდი ხანია რსფსრ-ის და უკრაინის მეცნიერები ამუშავებენ უკომბა-
წილი, რის გამო ტექნოლოგიური პროცესის შესასრულებლად ჩვენს ქრ-
ვას სიმძლავრის მცირე ნაწილი და კომბაინის გადაადგილებების სიჩქარე
2—2.5 კმ/სთ-ს არ აღემატება, ეს კი იწვევს კომბაინის ნაყოფიერების შე-
მცირებას და მის გამოყენებას ხდის არარენტაბელურს.

3. თვითმავალი კომბაინებით მარცვლეული კულტურების აღების
დროს ბზე ეკარგება თითქმის მთლიანად, ბზე ერთ-ერთი მნიშვნელოვანი
საკვები პროდუქტია მეცხოველეობისათვის და მყარი საკვები ბაზის შესა-
ქმნელად მას მეტად დიდი მნიშვნელობა აქვს, ბზის მთლიანად დაკარგვის
გამო ჩვენ ვკარგავთ ჰექტარზე 3.5—10 ც ყუათიან საკვებს, რაც დიდი და-
ნაკლისია, განსაკუთრებით მთიანი რაიონების მეურნეობებისათვის, სა-
გამო, მთიან რაიონებში თვითმავალი კომბაინების იმ სახით გამოყენება,
რუნდარ თდგანმდაფ სმამ დიდ 'ისდომ სენინექ დანამნდაინე იმ
როგორითაც მას დღემდე იყენებენ არარენტაბელურია.

4. მარცვლეულის აღების დროს კომბაინის სასეპარაციო ორგანოები
ბზესთან ერთად მიწოდორში აბნევენ სარეველის თესვებს და ამით ხელს
უწყობენ სარეველების გავრცელებას, ამის გამო კომბაინებით მარცვლეუ-
ლი კულტურების აღება აგროტექნიკის თვალსაზრისით გაუმართლებელია
და თითქმის ყველა ქვეყნის მეცნიერები და კონსტრუქტორები მუშაობენ
უკომბაინოდ მარცვლეული კულტურების აღების მეთოდების დამუშავე-
ბაზე.

5. თვითმავალ კომბაინებზე დგას 75, 100 და 150 ცხენისძალისანი მძლ-
ავრი დიზელის ძრავები, ისინი წლის განმავლობაში მუშაობენ 20—30 დღეს,
დანარჩენ 330-ზე მეტი დღის განმავლობაში უქმად დგანან. თვითმავალ
კომბაინის ძრავა და სავალი ნაწილი ტოლფასია ერთი 75,0—150 ცხენისძა-
ლიანი ტრაქტორისა და იგი თითქმის მთელი წლის განმავლობაში უმე-
შევრად დგას, მისი ღირებულება ეწერება მარცვლეულ კულტურებს, რის
გამო მარცვლის თვითღირებულება იზრდება.

ყოველივე ზემოთ ნათქვამიდან შეიძლება გავაკეთოთ დასკვნა: მარც-
ვლეული კულტურების ასაღებად თვითმავალი კომბაინების გამოყენება სა-
ერთოდ კერძოდ კი სამთო მიწათმოქმედების პირობებში, არარენტაბელუ-
რია, არამიზანშეწონილია, არაეფექტურია და თვითმავალი კომბაინებით
მარცვლეულის აღების დამკვიდრებული მეთოდი გაუმართლებელია ტექ-
ნიკის და მეცნიერების განვითარების თანამედროვე დონეზე, ამიტომ მეც-
ნიერებისა და კონსტრუქტორების წინაშე დგას გადაუდებელი ამოცანა,
დამუშავებული იქნეს სამთო მიწათმოქმედების პირობებისათვის, მარც-
ვლეულის უკომბაინოდ აღების ახალი, პროგრესული მეთოდები და შესა-
ბამისი მანქანათა კომპლექსი. ამ დასკვნის განსამტკიცებლად მოვუსმინო



მეცნიერებს, რომლებიც იკვლევენ სამთო პირობებში მარცვლეულის აღების საკითხებს და თავის მეცნიერულ შრომებში გამოთქვამენ საინტერესო მოსაზრებებს.

1. აკად. ი. ხოსლოვი [4] წერს:—„ციცაბო ფერდობებზე კომბაინების გამოყენების შეუძლებლობა კოლმეურნეობებს აიძულებს გამოიყენონ სამფაზა ალება, სამფაზა ალების მექანიზაციისათვის აუცილებელია დამუშავდეს სპეციალური სამთო კონსტრუქციები: მცირეგაბარითანი სამკალთოთვადამყრელები ან ძნისმკვრელები, მცირე მოდების განით 2—2,5 მ და მცირე საღეწები, შეგუებული სამთო გზებზე გადატანისათვის“... შემდეგ... „ჩვენმა მრეწველობამ გაუგებარი მიზეზებით დიდი ხანია შეწყვიტა საღეწების გამოშვება და ამიტომ კოლმეურნეობები და საბჭოთა მეურნეობები იძულებული არიან დააყენონ კომბაინები სტაციონარზე... ამ ბოლო დროს მთიან რაიონებში გდრ-დან შემოიტანეს სატრაქტორო საღეწები, მაგრამ ისინი მეტად რთულია და ძვირადღირებული... მთებში ყველგან არაა შესაძლებელი გამოვიყენოთ თუნდაც სამთო კომბაინები, მნიშვნელოვანი ფართობები აიღება და მომავალში იქნება ალებული სამკაულებით, ცელებითა და ნამგლებით, საღეწების აუცილებლობა ბუნებრივია“.

2. პროფ. გ. ვ. კორენევი და დოც. ა. პ. ტარასენკო [2] აკეთებენ დასკვნას: „ფერდობებზე ალებისას მიზანშეწონილია გამოყენებულ იქნეს ნაკადური ტექნოლოგია, სტაციონარულ პუნქტებში პურეული მასის გაღეწვით. რაც შესაძლებელს გახდის ამაღლდეს მანქანების მწარმოებლობა და შემცირდეს მარცვლეულის დანაკარგები“.

3. ა. ი. რუსანოვი და ნ. გ. სპივაკი წერენ: — „ჩეხოსლოვაკიაში გამოყენებას პოულობს მარცვლეული კულტურების მექანიზებული, უკომბაინოდ ალების მეთოდი, რომლის დროსაც მინდვრიდან ერთდროულად აიღება მთელი ბიოლოგიური მოსავალი დაქუცმაცებული პურეული მასის სახით, მომკილ და ღვარეულებად დალაგებულ პურეულ მასას იღებენ ამკრეთ-დამქუცმაცებლებით, რომლებიც დაქუცმაცებულ მასას აწვდიან 40 მ³ ტევადობის ურიკებში, გაღეწვა, მარცვლის, ჩალის და ბზის განცალკევება სრულდება სტაციონარულ საღეწ-სეპარატორებზე“.

4. პროფ. ს. ა. იოფინოვი, განიხილავს რა მარცვლეული კულტურების ალების მეთოდებს უკომბაინოდ მარცვლეულის ალების შესახებ წერს: „უპირატესობა სამფაზა ალებისა გაპირობებულია იმით, რომ ლეწვა წარმოებს კომბაინის სტაციონარულ მდგომარეობაში (ჩვეულებრივ მინდვრის კიდეზე), ხოლო საღეწის მექანიზმები მოძრაობაში მოდიან ელექტროძრავით, ამის გამო მცირდება ენერგოდანახარჯები და ალების სამუშაოების საერთო ღირებულება, ხოლო რაც მთავარია—არ მოიბნევა სარეველები მინდორზე, ლეწვის პროცესში ისინი რჩებიან მინდვრის კიდეზე და ისპობიან“.

დიდი ხანია რსფსრ-ის და უკრაინის მეცნიერები ამუშავებენ უკომბაინოდ მარცვლეულის აღების ორიგინალურ მეთოდებს, აყალიბებენ შესაბამის მანქანათა სისტემას, ცდიან ამ მეთოდებს და სისტემებს უკომბაინო ცალკეული პროცესების შესასრულებლად საჭირო მანქანების კონსტრუქციულ დახვეწას, ნერგავენ საცდელ მეურნეობებში, ამოწმებენ მათს ეკონომიკურობას და ეფექტურობას.

იმდენად საინტერესო აღმოჩნდა უკომბაინოდ, ინდუსტრიულ-ნავაღდური სისტემით (სამუშაო აღება) მარცვლეულის აღების ტექნოლოგია და მისი ეკონომიკური ეფექტურობა, რომ მას „მომავლის მეთოდს“ უწოდებენ და მასზე ამყარებენ იმედებს მარცვლეულის აღების მექანიზაციის პრობლემების გადაწყვეტის საქმეში. ამ ახალი პროგრესული მეთოდის თავისებურება შემდეგში მდგომარეობს: მარცვლეული იმკება დიდი მოღების განის (18 მ-მდე) საღვარეულო სამკალი მანქანებით; ამკრეფით ხდება ღვარეულის აკრეფა-დაკუწვა და დიდი ტევადობის ურიკაში მიწოდება. დაქუცმაცებული პურეულის მასა გააქვთ მინდვრის კიდეზე, სადაც დგას დიდი მწარმოებლობის სტაციონარული საღეწი მანქანა, სტაციონარული საღეწი ლეწავს, წმენდავს და მარცვალს, ჩალას და ბზეს გამოყოფს ცალკე. მარცვალი მიდის კალოზე, ბზე და ჩალა იზვინება იქვე მინდვრის თავისუფალ კიდეზე.

ასეთი მეთოდით მარცვლის აღებისას მინდორი მაშინვე თავისუფლდება ჩალისაგან და შეიძლება ხენის იმავე დღეს დაწყება. სარეველები არ მოიბნევა მინდორში, როგორც ეს ხდება კომბაინებით აღების დროს; მინდორში მოძრაობს მხოლოდ სამკალი და ამკრეფი აგრეგატი. ამიტომ ენერგოდანახარჯები მნიშვნელოვნად მცირდება, ჩალა და ბზე ბინავდება (იზვინება) აღების პარალელურად და ამიტომ აღების ყველა სამუშაო ერთდროულად სრულდება და რაც მთავარია მინიმუმამდე მცირდება მარცვლეულის დანაკარგები.

ყოველივე ზემონათქვამს პირდაპირ მიეყვებათ იმ დასკვნამდე, რომ სამთო მიწათმოქმედების პირობებიდან გამომდინარე აუცილებელია დამუშავებულ იქნეს უკომბაინოდ მარცვლეული კულტურების აღების ტექნოლოგია, აღების პროგრესული მეთოდი და შესაბამისი მანქანათა კომპლექსი, შეგუებული სამთო პირობებს და ჩამოყალიბებული სამთო მიწათმოქმედების თავისებურებებიდან გამომდინარე შოთხოვნების შესაბამისად.

ლიტერატურა—Литература

1. М. К. Комаров, В. И. Недовесов. Борьба с потерями на уборке зерновых. М., 1975.
2. Г. В. Коренев, А. П. Тарасенко. Прогрессивные способы уборки и борьба с потерями урожая. М., 1977.
3. В. А. Яценко. Уборка зерновых в сложных условиях. М., 1975.
4. И. М. Хохлов. Технология производства тракторных работ в горном земледелии. Тб., 1968.



УДК 059.88

ა. ლუღუშაშვილი, ბ. წულენსკირი

საბჭოთავლო და სოფლის მეურნეობის განვითარება საბჭოთავლო გეგმარებაში

სკკბ ცენტრალური კომიტეტის და სსრკ მინისტრთა საბჭოს 1972 წლის 18 ივლისის დადგენილება „უმაღლესი განათლების შემდგომი გაუმჯობესების შესახებ“ უმაღლესი სკოლის წინაშე სახავს სპეციალისტთა მომზადების ხარისხის შემდგომი ამაღლებისა და სასწავლო პროცესის ორგანიზაციის გაუმჯობესების კონკრეტულ ამოცანებს.

საბჭოთავლო უმაღლესი სკოლა მოწოდებულია მოამზადოს მაღალკვალიფიციური სპეციალისტები, რომლებიც დაუფლებული არიან მარქსისტულ-ლენინურ თეორიას, მეცნიერებისა და ტექნიკის თანამედროვე მიღწევებს და უნარი შესწევთ გადაჭრან სამეცნიერო-ტექნიკური პროგრესის კონკრეტული ამოცანები. მნიშვნელოვანია, რომ უმაღლეს სასწავლებელში ყოფნისას მომავალ სპეციალისტს განუვითარდეს მეცნიერების და პრაქტიკის განვითარების პერსპექტივის ხედვის და შრომის მეცნიერული ორგანიზაციისა და წარმოების ხელმძღვანელობის ამოცანების კვალიფიციური გადაწყვეტის უნარი.

„დღესდღეისობით საბჭოთავლო სპეციალისტი—ეს არის ნიჭიერი ორგანიზატორი, რომელსაც შესწევს უნარი პრაქტიკაში გამოიყენოს შრომის მეცნიერული ორგანიზაციის პრინციპები. შეუძლია ადამიანებთან მუშაობა, აფასებს კოლექტიურ გამოცდილებას, ამხანაგების აზრს და შეუძლია კრიტიკულად შეაფასოს მიღწეული შედეგები.

და რასაკვირველია, საბჭოთავლო სპეციალისტი ეს არის მაღალი კულტურის და ფართო ერუდიციის ადამიანი, საერთოდ ახალი, სოციალისტური საზოგადოების ნამდვილი ინტელიგენტი“¹.

¹ ლ. ბ. ბრეჟნევის სიტყვა საკავშირო სტუდენტთა შეკრებაზე, მოსკოვი, „მოდერნიზაცია გვარდია“, 1971, გვ. 9—10.

მეცნიერების და ტექნიკის ინტენსიური განვითარება, წარმოების მართვის და ორგანიზაციის ინტერესები მოითხოვენ სასწავლო პროცესის მუდმივ სრულყოფას და მისი მართვის და კონტროლის გაუმჯობესებას.

სასწავლო პროცესი საკმარისად რთული და თავისებურია, მისი ორგანიზაციის მრავალი ფორმა და მეთოდია ცნობილი, მაგრამ ოპტიმალურ ვარიანტად ჩაითვლება მხოლოდ ის, რომელიც გამოირჩევა სასწავლო დროის ყველაზე ეფექტური გამოყენებით და თანმიმდევრობით.

ცნობილია, რომ სასწავლო მასალის ერთი და იგივე მოცულობის შესწავლის მრავალი ვარიანტი შეიძლება მოინახოს. ისმის საკითხი, რომელია ამ ვარიანტებიდან ოპტიმალური. ყურადღება უნდა მიექცეს იმ ფაქტსაც, რომ სასწავლო პროცესი. შედგება სტუდენტის ინსტიტუტში სწავლისა და არასააუდიტორიო მეცადინეობისაგან. ამიტომ სასწავლო გეგმა უნდა შეიცავდეს სრულ სამუშაო დღეს.

ამრიგად, სასწავლო გეგმების, პროგრამებისა და მეცადინეობების ცხრილების ერთ მთლიანობაში მოყვანა ძალიან შრომატევადი ამოცანაა. ის უნდა გადაწყდეს დაგროვილი გამოცდილების და პერსპექტივის მოთხოვნილებების ობიექტური მეცნიერული ანალიზის საფუძველზე. ამ საკითხის ოპტიმიზაციაში საგრძნობი დახმარება შეიძლება გავვიწიოს სასწავლო პროცესის მათემატიკურმა აღწერამ, ანუ მათემატიკური მეთოდების (მოდელების) გამოყენებამ. ერთ-ერთ ასეთ მეთოდს წარმოადგენს ქსელური გეგმარება, რომელიც გვაძლევს საშუალებას სასწავლო გეგმები და პროგრამები წარმოვადგინოთ ქსელური მოდელების სახით. ასეთი სახით სასწავლო პროცესის ან მისი რომელიმე ნაწილის (თეორიული კურსი, სადიპლომო გეგმარება) გამოსახვით თვალსაჩინო ხდება კავშირები ცალკეულ ოპერაციებს შორის, მკლავდება დაძაბული უბნები, იქმნება საშუალება სასწავლო პროცესის უშუალო მართვისა და მოდელში ცვლილებების შეტანისა.

წინამდებარე სტატიის მიზანია კონკრეტულ მაგალითზე, კერძოდ დისციპლინა „მანქანათა რემონტში“ სადიპლომო გეგმარის შესრულების ქსელური მოდელის შემუშავება და მისი უპირატესობის დადგენა.

1. ქსელური მატრიცის აგების კონკრეტული მაგალითი

განვიხილოთ ქსელური მატრიცის აგება საქართველოს სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტის სოფლის მეურნეობის მექანიზაციის და ელექტრიფიკაციის ფაკულტეტის მექანიზაციის სპეციალობის მანქანათა რემონტში სადიპლომო გეგმარის შესრულების მაგალითზე.

ქსელური მატრიცის ასაგებად პირველ რიგში საჭიროა შევადგინოთ ცხრილი, სადაც მოცემული იქნება კომპლექსში შემავალი ცალკეული სამუშაოების ჩამონათვალი, თითოეულის განხორციელებისათვის საჭირო დღეების რაოდენობა და თითოეულ სამუშაოზე პასუხისმგებელი დიპლომის ხელმძღვანელის გვარი. ცხრილის გამარტივების მიზნით დიპლომის ხელმძღვანელები აღვნიშნოთ შემდეგნაირად:



I—მთავარი ხელმძღვანელი;

II—ხელმძღვანელი კონსტრუქციულ ან ტექნოლოგიურ ნაწილში;

III—ხელმძღვანელი ეკონომიკის ნაწილში;

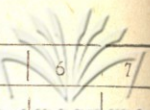
IV—ხელმძღვანელი სამოქალაქო დაცვაში;

V—ხელმძღვანელი შრომის დაცვის საკითხებში.

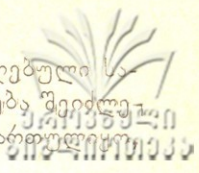
ამ გრაფების შევსების შემდეგ ყველა სამუშაოს ეძლევა დასახელება „ა“, „ბ“, „გ“ და ა. შ. ხდება მოვლენათა ნუმერაცია 1, 2, 3, და ა. შ. და იყვება გრაფები, სადაც იწერება თუ მოცემულ სამუშაოს რა სამუშაოები უძღვის წინ და მოცემული სამუშაოს შემდეგ რომელი სამუშაოს დაწყება შეიძლება.

ცხრილი 1

მოვლენის კოდი	სამუშაო	სამუშაოს დასახელება	დღეების რაოდენობა	ხელმძღვანელი	წინამდებარე სამუშაო	მიმდებარე სამუშაო
1	2	3	4	5	6	7
1-2	ა	შესავალი თავი I	4	I	—	ბ
2-3	ბ	სსრკ სოფლის მეურნეობაში არსებული მანქანა-ტრაქტორთა პარკის ტექნიკური ექსპლუატაციისა და რემონტის მეთოდები.	3	I	ა	გ
3-4	ბ	1. მეურნეობის მოკლე დახასიათება. 2. მეურნეობის მანქანა - სატრაქტორო პარკი, მისი მდგომარეობა და სარემონტო ბაზა. 3. მეურნეობის დასავეგმარებელი სარემონტო სახელოსნოს წლიური სიმძლავრის გაანგარიშება. 4. სახელოსნოს და მუშის წლიური სამუშაო დროს ფონდის გაანგარიშება.	4	I	ბ	გ
4-5	დ	1. სახელოსნოს რითმის და ტაქტის გაანგარიშება. 2. საჭირო მუშახელის გაანგარიშება.	3	I	გ	ე, თ
5-7	ე	თავი II 1. სახელოსნოში მანქანების რემონტის ტექნოლოგიის დამუშავება და სტრუქტურის შერჩევა. 2. სანორმატივო მასალების დადგენა. 3. პროტოტიპის მოკლე ტექნიკური დახასიათება.	3	I	დ	ვ
7-13	ვ	სახელოსნოს განყოფილებებისა და უბნების საწარმოო ფართობების გაანგარიშება.	10	I	ე	ზ
13-16	ზ	სახელოსნოს საწარმოო კორპუსის გეგმის შედგენა და განყოფილებების განლაგება.	4	I	ვ	ი, კ, რ



1	2	3	4	5	6	7
5-6	თ	I თავის ა/გ ბარათის შავად შეღვენა.	2			
16-17	ო	I ფორმატის შავად დახაზვა.	2			
16-19	კ	თავი III 1. სახელოსნოს ტვირთდენის გაანგარიშება და გრაფიკის დამუშავება. 2. სახელოსნოს გენერალური გეგმის გაანგარიშება და ნახაზის დამუშავება.	6	I	ზ	ყ
6-8	ლ	I თავის ა/გ ბარათის გადათეთრება.	2	I	თ	ნ
17-20	შ	I ფორმატის გადათეთრება.	2	I	ი	ო
8-9	ვ	II თავის ა/გ ბარათის შავად შეღვენა.	2	I	ქ	ფ
20-21	ც	II ფორმატის შავად დახაზვა.	2	I	ც	კ
21-25	ძ	III და IV ფორმატის შავად დახაზვა.	4	I	ძ	ქ
25-27	წ	II ფორმატის გადათეთრება. თავი IV. სპეცთემა	2	I	ბ	ჩ
16-18	რ	IV თავის ა/გ ბარათის შავად შეღვენა.	4	II	ზ	ს
18-22	ს	V, VI და VII ფორმატების შავად დახაზვა.	6	II	რ	ტ
22-23	ბ	IV თავის ა/გ ბარათის გადათეთრება.	2	II	ს	შ
23-28	უ	V, VI და VII ფორმატების გადათეთრება.	6	II	ტ	—
9-10	ფ	II თავის ა/გ ბარათის გადათეთრება.	2	I	ნ	ლ
27-30	ქ	III და IV ფორმატების გადათეთრება.	4	I	ყ	ჩ
10-11	ღ	III თავის ა/გ ბარათის შავად შეღვენა. თავი V	2	I	ფ	ც
19-24	ყ	I სახელოსნოს ტექნიკურ-ეკონომიკური მაჩვენებლების გაანგარიშება	6	III	კ	შ
24-26	შ	სახელოსნოსთვის სამოქალაქო თავდაცვის საკითხების დამუშავება.	3	IV	ყ	ძ
30-31	ჩ	VIII ფორმატის შავად დახაზვა.	2	IV	ქ	ჭ
11-12	ც	III თავის ა/გ ბარათის განმარტებითი ბარათის გადათეთრება.	2	I	ღ	ყ
26-29	ძ	შრომის დაცვის, ხანძარსაწინააღმდეგო და სანიტარულ-ჰიგიენური ღონისძიებების დამუშავება.	3	V	შ	ბ
31-32	ც	IX და X ფორმატების შავად დახაზვა.	4	V	ჩ	ხ
32-33	ხ	VIII ფორმატის გადათეთრება.	2	IV	ც	კ
12-14	ჯ	V თავის ა/გ ბარათის შავად შეღვენა.	2	III, IV, V	ც	ა
33-34	პ	IX და X ფორმატების გადათეთრება.	4	V	ხ	ჯ
14-15	A	V თავის ა/გ ბარათის გადათეთრება.	2	III, IV, V	ჯ	ბ
29-35	B	საღიბლომო პროექტის ა/გ ბარათის საბოლოო გაფორმება და პროექტის დაცვა კათედრაზე.	15	I	ძ	—



ქსელური მატრიცის აგების დროს მხედველობაში იყო მიღებული სამუშაოთა მიმდევრობის რამდენიმე გზა, რომელთა განვითარება შეიძლება პარალელურად, ერთმანეთისაგან დამოუკიდებლად წარმართული მაგალითად:

1. სადიბლომო გეგმარის ანგარიში;
2. სპეცთემების ანგარიში გრაფიკული ნაწილით;
3. სადიბლომო გეგმარის ახსნა-განმარტებითი ბარათის შედგენა და გადათეთრება;
4. გრაფიკული ნაწილის შავად გამოხაზვა და გადათეთრება; უნდა აღინიშნოს, რომ სადიბლომო გეგმარი შედგებოდა:
 - ა) ახსნა-განმარტებითი ბარათი 100 გვ. ხელნაწერი;
 - ბ) გრაფიკული ნაწილი—10 ფორმატი.

2. ქსელური მოდელის კრიტიკული გზის განსაზღვრა

ქსელური მოდელის აგების შემდეგ საჭიროა ისეთი გზის განსაზღვრა პირველი მოვლენიდან ბოლო (№ 35) მოვლენამდე, რომელიც ყველაზე ხანგრძლივი იქნება. ამ გზას ეწოდება ქსელური მოდელის კრიტიკული გზა. იგი მოდელის გრაფიკზე აღინიშნება განსაკუთრებული ხაზით და ვეჩვენებს, რომ თუ სამუშაოს მიმდინარეობა მას მიჰყვება, ნებისმიერი სამუშაოს ვადის დარღვევა გამოიწვევს მთელი კომპლექსის შესრულების ვადების დარღვევას. თუ სამუშაოთა მსვლელობა მიჰყვება კრიტიკულ გზას, არავითარ დროის მარაგს არ აქვს ადგილი.

ცხრილი 2

№	სამუშაოთა ჩამონათვალი	მოვლენათა ჩამონათვალი	გზის ხანგრძლივობა
1	ა-ბ-გ-დ-ე-ვ-ზ-ი-მ-ო-კ-ე-ქ-ჩ-კ-ხ-3	1-2-3-4-5-7-13-16-17-20-21-25-27-30-31-32-33-34	4+3+4+3+3+10+4+4+4+2+4+2+4+2+4+2+4=63 დღე.
2	ა-ბ-გ-დ-ე-ვ-ზ-კ-ყ-შ-ძ-B	1-2-3-4-5-7-13-16-19-24-26-29-35	4+3+4+3+3+10+4+6+6+3+7+15=64 დღე.
3	ა-ბ-გ-დ-ე-ვ-ზ-რ-ს-ტ-უ	1-2-3-4-5-7-13-16-18-22-23-28	4+3+4+3+3+10+4+4+6+2+6=49 დღე.
4	ა-ბ-გ-დ-თ-ლ-5-ფ-ღ-ც-ჯ-A	1-2-3-4-5-6-8-9-10-11-12-14-15	4+3+4+3+2+2+2+2+2+2+2=30 დღე

კრიტიკული გზის გამოსაანგარიშებლად არსებობს როგორც ელექტრონულ-მანქანური, ისე ცხრილური წესები. ამა თუ იმ წესის ამორჩევა დამოკიდებულია ქსელური მოდელის სირთულეზე.

როგორც მე-2 ცხრილიდან ჩანს, ყველაზე ხანგრძლივი აღმოჩნდა მეორე გზა (64 დღე), რომელიც უნდა მივიჩნიოთ კრიტიკულად.

ამრიგად, ქსელური მოდელი (ნახ. 1) აძლევს დიპლომის ხელმძღვანელს საშუალებას თვალყური ადევნოს სადიპლომო გეგმარის სრულების თანმიმდევრობას, დროზე მიუთითოს დიპლომანტს, გაამახვილოს ყურადღება ამა თუ იმ სამუშაოს შესრულების ვადების მკაცრად დაცვაზე. მიუთითოს, თუ მოცემულ სამუშაოსთან პარალელურად რა სამუშაოს შესრულება შეიძლება, ურჩიოს, თუ როდის მიმართოს დიპლომის სხვა ხელმძღვანელებს. დიპლომის ყველა ხელმძღვანელს შეუძლია ქსელურ მოდელზე შეიტანოს პატარა ცვლილებები (რა თქმა უნდა, დროის მარაგის გათვალისწინებით) და ისინი დაამოწმონ თავიანთი ხელმოწერით ქსელურ მოდელზე (ნაგულისხმებია, რომ ყველა დიპლომანტს ექნება ქსელური მოდელის საკუთარი ეგზემპლარი). ხელმძღვანელები ვალდებული არიან აქვე აღნიშნონ და ხელის მოწერით და თარიღით დაადასტურონ სამუშაოს ამა თუ იმ ნაწილის შესრულების ფაქტი (პროცენტობით).

ის ფაქტორი, რომ ქსელური მოდელის მიხედვით სადიპლომო გეგმარის სრულება 64 დღეში (ნაცვლად 84-ისა), რაც გათვალისწინებულია სასწავლო გეგმით, სრულიად არ ნიშნავს იმას, რომ მასიურად ყველა დიპლომანტი შესძლებს ამ ვადებში ჩატევას. მოდელი შედგენილია ოპტიმალურ ვარიანტში და მასში არ არის გათვალისწინებული ზოგიერთი პრაქტიკული და სუბიექტური ფაქტორი, რომლებსაც ადგილი შეიძლება ჰქონდეს სადიპლომო გეგმარების პერიოდში.

ყველაფერი ეს მკვეთრად გაამარტივებს ძირითადი ხელმძღვანელის მიერ კონტროლის წარმოებას სადიპლომო გეგმარის შესრულებაზე, მისცემს საშუალებას დროზე გამოავლინოს ე. წ. „სუსტი უბნები“ და განსაკუთრებული, გაძლიერებული კონსულტაციების და სხვა დახმარების მეშვეობით ჩააყენოს სადიპლომო გეგმარის მიმდინარეობა ნორმალურ კალაპოტში.

ლიტერატურა—Литература

1. Б. П. Черкасов. Совершенствование учебных планов и программ на базе сетевого планирования. Высшая школа. М., 1975.
2. О. В. Козлова, Г. А. Брянский, М. Л. Разу. Хозяйственные ситуации. Изд-во «Экономика», М., 1976.
3. გ. წულეისკირი, თ. ჭურაძე, ქსელური გრაფიკის შედგენა სამუშაოთა წარმოების პროექტის სტადიაზე. ტექნ. ინფორმაცია, № 3, თბ., 1968.



УДК 633.72:631.37

ო. თედორაძე

**ჩაის საკრეფი მანქანა ЧА-900-ის ტარაბუსა მუშაობის
თეორიული გამოკვლევა**

ჩაის საკრეფ მანქანა ЧА-900-ში ტექნოლოგიური პროცესი სრულდება შემდეგი თანმიმდევრობით:

1. დამცავი ღობურების მიერ შემოსუვლელი დუყების (ერთი და ორ-ფოთლიანი ყლორტების) გაღუნვა და დატოვება ბუჩქზე [1, 2].

2. ტარაბუსა ფირფიტების მიერ შემოსული დუყების (ყლორტების) გადაღუნვა მანქანის მოძრაობის საწინააღმდეგოდ, მათი დაჭერა შემრჩევ გორგოლაჭზე, დაჭიმვა, რათა დუყმა დასძლიოს დამცავი ღობურების წინაღობა და მოხვდეს ჭრის ზონაში.

3. მჭრელ აპარატში მოხვედრილი დუყების მოჭრა და მათი გადასაროლა შემგროვებელ ტრანსპორტიორზე ტარაბუსა იმავე ფართის ფირფიტების მიერ, რომლითაც დაიჭერს და მიაწოდებს მჭრელ აპარატს ამ დუყებს.

როგორც აღნიშნულიდან ჩანს, ჩაის ფოთლის ტექნოლოგიური პროცესის შესრულებაში ერთ-ერთ მთავარ როლს ასრულებს ტარაბუსა.

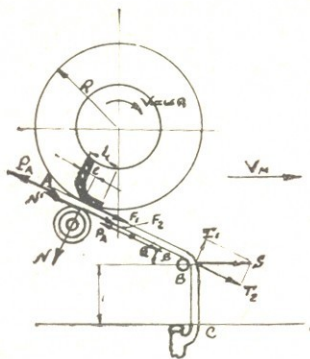
წინამდებარე სტატიის მიზანსაც შეადგენს მისი მუშაობის სწორი თეორიული გაანალიზება, ძირითადი პარამეტრების და რეჟიმების საანგარიშო ფორმულების დადგენა.

ტექნოლოგიური პროცესის შესრულების მეორე სტადიისა და ტარაბუსა მუშაობაზე ნათელი წარმოდგენისათვის, საკითხი განვიხილოთ შემდეგი თანმიმდევრობით:

ა) მოსაკრეფი დუყის ჭრის ზონაში მოხვედრის პირობა

ტექნოლოგიური პროცესის მეორე სტადია [1, 2] მოსაკრეფად მწიფე დუყის გადაღუნვა ტარაბუსა რეზინის ფრთების მიერ და მათი გორგოლაჭზე დაკავება. ამავე დროს დაჭერილი დუყის მიერ დამცავი ღობურების წინაღობის გადალახვა ჭრის ზონაში მოხვედრისათვის. თუ (სქემა I) დავაკვირდებით, როცა ABC დუყი დაჭერილია ზედა A ნაწილით გორგოლაჭსა და ტარაბუსა რეზინის ფრთებს შორის, მასზედ მოქმედებს შემდეგი ძა-

ლები: რეზინის ფრთების მიერ დუყზე დაწოლის ნორმალური ძალა N , დუყსა და რეზინის ფირფიტას შორის ხახუნის ძალა F_1 , დუყის ზედაპირის და გორგოლაქის ზედაპირს შორის ხახუნის ძალა F_2 და დამცავი ღობეების წინაღობის ძალა S . აღნიშნული S ძალა ცდილობს დუყი გადაიღოს წინ და ეწინააღმდეგება გათრევას, თავის მხრივ დუყიც ეწინააღმდეგება გათრევას შინაგანი ძალით Q .



ნახ. 1.

როგორც ვხედავთ, დუყი ერთი A ბოლოდან განიცდის გათრევას. ტარაბუას და გორგოლაქის მოქმედების შედეგად მოძრაობის საწინააღმდეგო მიმართულებით, ხოლო მეორე B ბოლოდან, სადაც ეხება დამცავ ღობეებს, განიცდის გადაღუნვას (გაქაჩვის) მოძრაობის მიმართულებით. პირველ შემთხვევაში დუყი, დაჭერილია რა ტარაბუას ფრთებსა და გორგოლაქს შორის, გათრევის ძალით ცდილობს გადალახოს დამცავი ღობეების წინაღობა და მოხვდეს ტრის ზონაში. ხოლო მეორე მხრივ, დამცავი ღობე-რა აძიულებს დუყს გადაიხაროს წინ და არ უშვებს ტრის ზონაში, ე. ი. აძდროს დუყი განიცდის გაჭიმვას. დუყის გაჭიმვის ძალის მაქსიმალური სიდიდე, გამოწვეული ტარაბუას, ფრთებისა და გორგოლაქის ურთიერთსაწინააღმდეგო ბრუნვის გამო იქნება (ნახ. 1):

$$P_A = N' - (F_1 + F_2) \quad (1)$$

მაგრამ $F_1 = f'N$ და $F_2 = f''N$ (2)

სადაც f' და f'' არის შესაბამისად ხახუნის კოეფიციენტები მოხახუნე ზედაპირებს შორის, ხოლო N ნორმალური დაწოლის ძალა N -ში, რადგან დუყზე ნორმალურ დაწოლას ახდენს დრეკადი რეზინის ფირფიტა, თუ წარმოვიდგენთ მას როგორც დრეკად კონსოლს [3], რომლის ჩაღუნვის ისარია, აქ მამინ ნორმალური დაწოლის ძალის სიდიდე იქნება:

$$N = \frac{3EI\psi}{l^3}; \quad \text{ხოლო} \quad N' = \frac{3EI\psi}{l^3} \cdot \operatorname{tg} \alpha$$



სადაც l არის რეზინის ფირფიტის სიგრძე, თუ შევიტანთ მე-2 ფორმულაში N -ის მნიშვნელობებს, გვექნება:

$$F_1 = \frac{3f'EI\psi}{l^3} \quad \text{და} \quad F_2 = \frac{3f''EI\psi}{l^3} \quad (4)$$

მიღებული F_1 და F_2 -ს მნიშვნელობანი შევიტანოთ პირველ განტოლებაში, მივიღებთ:

$$P_A = \frac{3EI\psi}{l^3} \cdot \operatorname{tg} \alpha - \frac{3f'EI\psi}{l^3} - \frac{3f''EI\psi}{l^3} = \frac{3EI\psi}{l^3} (\operatorname{tg} \alpha - f' - f'') \quad (5)$$

მეორე მხრივ, როგორც აღვნიშნეთ, დუყზე მოქმედებს დამცავი ღობურების წინაღობის ძალა S , რომელიც ცდილობს არ გაუშვას დუყი ჭრის ზონაში. თუ დავშლით S ორ ძალად T_1 და T_2 , ამ ძალებიდან სწორედ T_1 ძალა ეწინააღმდეგება დუყის გაქაჩვას, რომ გადალახოს დუყმა ღობურების წინაღობა, საჭიროა შესრულდეს პირობა

$$P_A \geq T_1 \quad (6)$$

რადგან ღობურები თავიანთი კონსტრუქციით წარმოადგენენ კონსოლს, ამიტომ

$$S = \frac{3EI\psi_n}{l_n^3} \quad \text{ს.} \quad (7)$$

ხოლო

$$T_1 = \psi S = \frac{3f'''EI\psi_n}{l_n^3} \quad \text{ს.} \quad (8)$$

სადაც EI არის კაპრონის დამცავი ღობურების სიხისტე,

f''' — ღობურებს და დუყს შორის ხახუნის კოეფიციენტი;

ψ_n — ღობურების ჩალუნვის ისარი;

l_n — ღობურების სიგრძე.

თუ სქემას (ნახ. 1) დავაკვირდებით, დუყზე ზემოთ განხილული ძალების მოქმედების შედეგად შეიძლება ადგილი ჰქონდეს ოთხ შემთხვევას:

$$1. \quad P_A = T > Q_{max}$$

სადაც Q არის დუყის გაწყვეტის ძალის მაქსიმალური მნიშვნელობა.

$$2. P_A < Q_{max} > T_1$$

$$3. P_A > Q_{max} < T_1$$

$$4. P_A = Q_{max} = T_1$$

პირველ შემთხვევაში—დუყი წყდება შუა ადგილზე, რის გამოც ირ-
 დევეა ტექნოლოგიური პროცესი, ე. ი. ადგილი აქვს არასრულ კრეფა-
 (დანაკარგებს). ამ დროს იკრიფება მხოლოდ ერთფოთლიანი ნაზი დუყები

მეორე შემთხვევაში—დუყი სძლევს ღობურების წინაღობას, შემო-
 დის ჭრის ზონაში და იჭრება, ამ დროს ზუსტად სრულდება ტექნოლოგი-
 რი პროცესი, ე. ი. ტექნოლოგიური პროცესის შესრულებისათვის საჭირო
 ყოველთვის სრულდებოდეს მე-2 პირობა.

მესამე შემთხვევაში—დუყის მოხვედრა ჭრის ზონაში არ ხდება, რის
 გამოც დუყი წინ იღუნება, გაივლის ღობურების ქვეშ და რჩება მოუჭრე-
 ლი, ე. ი. ამ დროს ადგილი აქვს დუყების მასიურ დატოვებას ბუჩქზე.

მეოთხე პირობის დროს ადგილი აქვს განურჩეველ (კრიტიკულ) მდგო-
 მარეობას, ამ დროს ხდება ადგილ-ადგილ მოუჭრეფავი დუყის დატოვება.
 მაშასადამე, რომ შესრულდეს ტექნოლოგიური პროცესი, აუცილებე-
 ლია დაცული იქნეს მეორე პირობა:

$$P_A < Q_{max} > T_1 \quad (9)$$

შევიტანოთ მიღებულ უტოლობაში მოცემული სიდიდეების სათან-
 დო მნიშვნელობანი:

$$\frac{3EIf}{i^3} \left(\operatorname{tg} \alpha - f' - f'' \right) < Q_{max} > \frac{3f''' I_n E_n f_n}{l_n^3} \quad (10)$$

სადაც

$$Q_{max} = \frac{N_{max}}{F} < [\sigma_n]$$

სადაც N არის დუყის კვეთში გრძივი ძალის მაქსიმალური მნიშვნელობა
 ნ-ში;

F — დუყის განივკვეთის ფართობი (ვთვლით მუდმივას, რადგან არ
 იცვლება დიდ ზღვრებში);

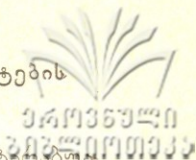
$[\sigma_n]$ — დასაშვები ძაბვა დუყის გაწყვეტაზე.

ჩვენ მიერ შესწავლილი იქნა დუყის ფიზიკურ-მექანიკური თვისებე-
 ბი [1, 2] და დადგენილი იქნა ჩაის დუყისათვის:

$$\begin{aligned}
 E_n &= 0,32 - 2,25; & I_n &= 0,63 - 6,4; & f' &= 0,91; & f'' &= 0,83, \\
 d &= 1,6 - 2,6 \text{ მმ}; & \sigma_n &= 0,93 - 0,336 \text{ კგ/მმ}^2.
 \end{aligned}$$

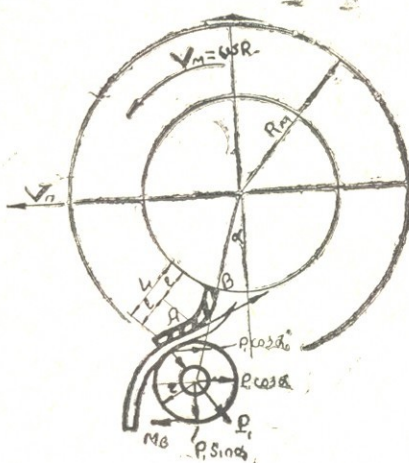
მაშასადამე, მიღებულ პირობიდან ჩანს, თუ ვიცით დუყის ფიზიკურ-
 მექანიკური თვისებები და მისი სიხისტე, შეიძლება შევარჩიოთ დამცვე
 ღობურების და რეზინის ფირფიტების მასალა და ზომები.

ბ) გორგოლაქის ბრუნვის პირობა და ტარაბუას რეზინის ფირფიტების სითხის განსაზღვრა



კრეფის ტექნოლოგიური პროცესის შესრულების დროს ტარაბუას ბრუნვას გარკვეული სიჩქარით და მისი ფრთები გარკვეული ძალით ურტყამენ (ეხებიან) გორგოლაქს, რადგან ტარაბუას ბრუნვითი სიჩქარე მცირეა (120—130 ბრ/წთ). შეგვიძლია დარტყმების ძალები უგულებელვუყოთ, მაშინ ნახ. 2-ის მიხედვით შეგვიძლია ვიმსჯელოთ შემდეგნაირად:

ვთქვათ გორგოლაქი უძრავია, მასზე მოქმედებს მოქნილი თამასა. როგორც ჩანს (ნახ. 2), გორგოლაქზე აწევა თამასა, რომელიც რადიალური მიმართულებითაა გადაღუნული რაღაც α კუთხეზე, თუ მოქნილ ფრთებს განვიხილავთ, როგორც კონსოლს, მაშინ დაწოლის ძალა გამოიხატება ფორმულით:



სურ. 2.

$$P = \frac{3EI\psi_1}{l^3} \quad \text{ნ.} \quad (1)$$

სადა EI ფრთის სიხისტეა, E — დრეკადობის მოდული, J — განივკვეთის ინერციის მომენტი. ψ_1 — თამასის ჩაღუნვის ისარი. l — მანძილი დრეკადი თამასის მიმაგრების B წერტილიდან. გორგოლაქზე დაწოლის წერტილამდე.

თამასის ჩაღუნვის ისარი ტოლია:

$$\psi_1 = l\theta$$

მაშინ, დაწოლის P_x ძალა ასე გამოიხატება:

$$P_x = \frac{3EI\theta}{l^2} \quad (2)$$

სადაც Q არის მოქნილი თამასის ჩალუნვის კუთხე.

A წერტილზე მოქმედი ძალა დავშალეთ ორ მდგენელად:

$$N_p = P \sin \beta$$

$$T_p = P \cos \beta$$

კუთხე განისაზღვრება ΔABO

$$\cos \beta = \frac{(R_A - d_p)^2 + l^2 - (R_M - L)^2}{2(R_A - d_p)l} \quad (3)$$

სადაც $R_A = R_M$ თამასის მთლიანი სიგრძეა, რომელიც უდრის ტარაბუხს მთლიან R_M — რადიუსს.

d_p გორგოლაჟის დიამეტრი;

L — მოქნილი თამასის მთლიანი სიგრძე.

ხახუნის ძალა გორგოლაჟის ზედაპირსა და თამასას შორის ტოლი იქნება:

$$F = f' N' = f' (N_p + mg \cos \alpha) \quad (4)$$

სადაც f' გადახვევის კოეფიციენტი,

mg — გორგოლაჟის წონა, m — მასა,

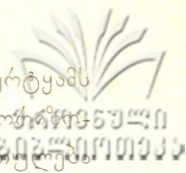
g — სიმძიმის ძალის აჩქარება.

თუ (4) ფორმულაში შევიტანთ სათანადო სიდიდეებს, გვექნება:

$$F = \frac{3EI\theta}{l^2} \left| \sqrt{1 - \left[\frac{(R_M - d_p)^2 + l^2 - (R_M - L)^2}{2(R_M - d_p)l} \right]^2} \right| + f' mg \cos \alpha$$

თუ შევიჩვენებთ მოქნილი ფრთის კონსტრუქციულ პარამეტრებს R_A , L , l გორგოლაჟის ზომებს (d_p , mg) ექსპერიმენტიდან ხახუნის კოეფიციენტებს f' და f'' (ლითონზე და ჩაის დუყზე), შეგვიძლია გამოვითვალოთ თამასის საჭირო სიხისტე (EI) თამასის მიერ დუყზე დარტყმების P — ძალის სიდიდის დადგენისათვის ჩავატაროთ შემდეგი მსჯელობა: ტარაბუხას ბრუნვისას თამასები გადალუნჯდებიან დუყს გორგოლაჟზე, გადალუნჯვისას ურტყამენ გარკვეული ძალით. აქ მხედველობაში უნდა მივიღოთ ის გარემოება, რომ თუ დარტყმა დიდი იქნება, მოსალოდნელია დუყის გახეხვა (გაჰყლუტა), რითაც ზიანდება მისი ხარისხობრივი მაჩვენებლები; ხოლო თუ გაწყდება დუყი ამ დარტყმის შედეგად, მაშინ ადგილი ექნება ტექნოლოგიური პროცესის დარღვევას (იხ. გვ. 66).

დარტყმის ძალის (P_1) სიდიდე დამოკიდებულია გორგოლაჟის ზედაპირზე, ტარაბუხას თამასის ბრუნვის სიჩქარეზე, დუყის და თამასის სიხისტეზე და გორგოლაჟის საკისრის ბრუნვის წინააღობაზე.



წარმოვიდგინოთ, რომ გორგოლაჭზე დადებულ დუყს თამასა ურტყამს A წერტილში. α — კუთხე, რომელსაც დარტყმის P_1 ძალა ადგენს ჰორიზონტთან უგულვებლევყოთ, რადგან მცირეა და ამ ძალის (P_1') მიმართული მივიღოთ თამასის პერპენდიკულარულად (ნახ. 2). დარტყმის ძალის მნიშვნელობა გამოვიყენოთ მოძრაობის რაოდენობის და ძალის იმპულსის კანონიდან.

აქედან გამომდინარე, აღვნიშნოთ გორგოლაჭის მასა— m , ტარაბუსა OA რადიუსის წრიული სიჩქარე:

$$V_M = \omega R_M. \text{ სადაც } R_M = R_M.$$

სადაც I არის დრეკადი თამასის სიგრძე B წერტილიდან დარტყმის წერტილამდე (მივიღოთ, რომ თამასის მხრიდან დარტყმა დრეკადია), ე. ი. დარტყმის შემდეგ თამასა აღადგენს პირვანდელ ფორმას, ხოლო გორგოლაჭის მხრიდან არაა დრეკადი.

დუყზე თამასის დარტყმის დროს შეგვიძლია გავარჩიოთ ორი ფაზა: პირველი ფაზა, როცა თამასა როგორც კონსოლი დარტყმის მომენტში ლებულობს ჩაღუნვას რაღაც ΔS_{II} -ისრით:

მეორე ფაზა იწყება მაშინ, როცა დრეკადი თამასა იწყებს პირვანდელი მდგომარეობის აღდგენას და გორგოლაჭს აიძულებს (ანიჭებს) იბრუნოს გარკვეული აჩქარებით. თამასის წრიული V სიჩქარე P_1 ძალის დარტყმის პირველ ფაზაში, თამასას ეწინააღმდეგება გორგოლაჭის საკისრის წინაღობის მომენტით, რომელიც შეიძლება ასე გამოვსახოთ:

$$M = F_B r_B \text{ ნ/მ.}$$

$$F_B = N_B f_p' = (Q_B + N) f_B$$

სადაც F_B — არის გორგოლაჭის საკისრის ხახუნის წინაღობის ძალა;

Q — გორგოლაჭის წონა, კგ;

f_p — საკისრის ხახუნის კოეფიციენტი.

მოძრაობის რაოდენობის და ძალის იმპულსის კანონიდან შეგვიძლია დავწეროთ:

$$P_1 = \frac{\left(m + \frac{F}{g}\right)V}{\Delta t_{II}} = \frac{\left(m + \frac{F}{g}\right)V}{\Delta t_{II} + \Delta t_{II}} \quad (6)$$

სადაც Δt_{II} და Δt_{II} არის ფრთისა და დუყის დეფორმაციის მოხდენის ხანგრძლივობა, რომელიც საშუალოდ შეიძლება მივიღოთ ტოლი ;

$$\Delta t_{II} = \frac{\Delta S_{II}}{V} \quad \Delta t_{II} = \frac{\Delta S_{II}}{V} \quad (7)$$

თავის მხრივ, დუყი როგორც კონსოლის დარტყმის მომენტში განედის ორი სახის დეფორმაციის: ღუნვის დეფორმაციას:



$$\Delta S_{\alpha} = \frac{P_1 l^3}{3E_{\alpha} I_{\alpha}} \quad (8)$$

და კუმშვის დეფორმაციას:

$$\Delta S_{\beta} = \frac{P_1 d P}{E_{\beta} F_{\beta}} \quad (9)$$

სადაც P არის დარტყმის ძალა:

E_{α} — თამასის დრეკადობის მოდული;

d_{β} — დუყის დიამეტრი, მ;

E_{β} — დუყის დრეკადობის მოდული;

F_{β} — დუყის დეფორმირებული სისქის საშუალო განივკვეთი. თუ (8) და (9) ფორმულების მნიშვნელობას შევიტანთ (7) განტოლებაში, ხოლო მიღებულ გამოსახულებას შევიტანთ დარტყმის ძალის (6) განტოლებაში, მივიღებთ:

$$P = \frac{m(1+f_2)V^2}{\frac{P_1 l^3}{3E_{\alpha} I_{\alpha}} + \frac{P_1 d_{\beta}}{E_{\beta} F_{\beta}}} \quad \text{აქედან;}$$

დარტყმის ძალა

$$P_1 = \sqrt{\frac{m(1+f_2)V^2 3E_{\alpha} I_{\alpha} E_{\beta} F_{\beta}}{l^3 E_{\beta} F_{\beta} + d_{\beta} E_{\alpha} I_{\alpha}}} \quad (10)$$

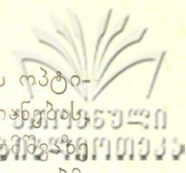
როგორც ვხედავთ, დარტყმის ძალა P_1 იზრდება თამასის სიჩქარის კვადრატის, თამასის და დუყის სიხისტის (EI) და გორგოლაჟის მასის პირდაპირპროპორციულად.

თუ გარდავქმნით მე-10 განტოლებას, შეგვიძლია დავწეროთ

$$\begin{aligned} P_1 &= V \sqrt{\frac{3m(1+f_2)E_{\alpha} I_{\alpha} E_{\beta} F_{\beta}}{l^3 E_{\beta} F_{\beta} + d_{\beta} E_{\alpha} I_{\alpha}}} = \\ &= \omega R \sqrt{\frac{3m(1+f_2)E_{\alpha} I_{\alpha} E_{\beta} F_{\beta}}{l^3 E_{\beta} F_{\beta} + d_{\beta} E_{\alpha} I_{\alpha}}} \quad (11) \end{aligned}$$

აქედან,

$$\omega = \frac{P_1}{R \sqrt{\frac{3m(1+f_2)E_{\alpha} I_{\alpha} E_{\beta} F_{\beta}}{l^3 E_{\beta} F_{\beta} + d_{\beta} E_{\alpha} I_{\alpha}}}} \quad (12)$$



(12) ფორმულით შეგვიძლია ვიანგარიშოთ ტარაბუხას ბრუნვის რპტი-
 მალური სიჩქარე, იმისათვის, რომ ადგილი არ ჰქონდეს დუყის დაზიანების
 აუცილებელია, რომ დარტყმის ძალა P_1 ნაკლები იყოს დუყის კაპიტალის
 (ვაჭყლეტაზე), წინალობის ძალაზე, ხოლო იმისათვის, რომ გორგოლაჭმა-
 თვისუფლად იბრუნოს და ტექნოლოგიური პროცესი შესრულდეს

$$P_1 < [\sigma_n]^c > F_B \tag{13}$$

სადა P არის თამასის მიერ დუყზე და გორგოლაჭზე ერთეული დარტყმის
 ძალა, ნიუტონებში;

$[\sigma_n]^c$ — დუყის დასაშვები ძაბვის სიდიდე ვაჭყლეტაზე (კუმშვაზე);

F_B — გორგოლაჭის საკისრის წინალობის ძალა;

მიღებულ უტოლობაში თუ შევიტანთ შემავალი სიდიდეების მნიშვნელო-
 ბებს, მივიღებთ:

$$\omega R \sqrt{\frac{3M(1+f_2)E_n I_n F_n}{l^3 E_n E_n = d_n E_n I_n}} < [\sigma_n]^c > (Q_B + N) f_B \tag{14}$$

თუ აღვნიშნავთ $E_n I_n = M_1$
 $E_n F_n = M_2$

მაშინ

$$\omega R \sqrt{\frac{3M(1+f_2)M_1 M_2}{l^3 M_2 + d_n M_1}} < [\sigma_n]^c > (Q_B + N) f_B \tag{15}$$

მიღებული ფორმულების ამოხსნა საშუალებას მოგვცემს შევარჩიოთ ტა-
 რაბუხას ბრუნვათა რიცხვი, დუყის და ტარაბუხას ფრთების სიხისტეები.

ექსპერიმენტული მონაცემებით დადგენილია, რომ

$$P = 2 + 36; \quad R_m = 130 + 140 \text{ მმ.}$$

$$d_p = 25 + 30 \text{ მმ}; \quad F_n = 0,09 + 0,018$$

თუ ამ მნიშვნელობებს ჩავსვამთ, გავიგებთ თამასის სიგრძეს დარტყ-
 მის წერტილამდე:

$$l = 35 + 37 \text{ მმ.}$$

თუ l ვიცით, შეგვიძლია ვიანგარიშოთ ω , რომელიც საშუალებას მო-
 გვცემს შევარჩიოთ ტარაბუხას ბრუნთა რიცხვი n .

ლიტერატურა — Литература

1. თ. თედორაძე, ჩაის საკრეფი მანქანა ЧА-900-ის ტექნოლოგიური პროცესის თეორიული და ექსპერიმენტული გამოკვლევა. სსი-ის შრომები, ტ. 95, 1976.



1. თ. თედორაძე, ჩაის საკრეფი მანქანა ЧА-900-ის ტექნოლოგიური პროცესის თეორიული გამოკვლევის საკითხისათვის, შრომები, ტ. 101, 1977.
3. О. М. Тедорадзе. Теоретические основы технологического процесса чаесборочной машины ЧА-900. Материалы Республиканской научной конференции молодых ученых и аспирантов на тему «Достижения науки сельскому хозяйству», 1977.





УДК 631.351:633.72:531.3:631.830

Р. М. МАХАРОбЛИДЗЕ, О. А. КЕЧХУАШВИЛИ

ДИНАМИКА УСТАНОВИВШЕГОСЯ ДВИЖЕНИЯ РУЧНЫХ ЧАЕСБОРОЧНЫХ И ЧАЕПОДРЕЗОЧНЫХ АППАРАТОВ

Под установившемся режимом работы ручных чаесборочных и подрезочных аппаратов следует понимать процесс, при котором приводной вал двигателя вращается равномерно. Но, ввиду того, что приводной двигатель реагирует на самые незначительные изменения сил внешнего сопротивления и в соответствии с ними изменяет свою скорость, строго равномерное вращение привода не может быть практически достигнуто. Поэтому под установившемся режимом работы рассматриваемых аппаратов следует считать и такой процесс, при котором вал двигателя вращается со столь незначительными отклонениями от равномерности, что возникающими от этих отклонений динамическими моментами можно пренебречь, по сравнению с передаваемыми статистическими моментами вращения.

Привод рабочих органов некоторых аппаратов (например ППМ-0,5; РЧА-0,3; АЧП-0,3; АЧР-700; КМ-300; КМ-500; К-250; КМ-290; КМ-330; К-330 и др.) осуществляется рычажными механизмами (неравновесные системы). Кроме того, ввиду некоторого дисбаланса вращение отдельных деталей трансмиссии не обязательно равномерное. Поэтому и при установившемся режиме работы внутри трансмиссии возникают колебательные процессы, сопровождающиеся значительными динамическими нагрузками.

Следует различать следующие разновидности движения работы органа при установившемся режиме.

1. Рабочий орган движется равномерно или с незначительным отклонением от равномерности. К таким относятся аппараты, в которых привод и рабочий орган связаны передачами с постоянным пе-

редаточным числом, ЧПР-1; ЧПР-700; ЧПР-700М; АЧР-700М; Ма-
пумато Кико»; КМ-900; К-1000; КМК-512; и др.

2. Рабочий орган движется неравномерно, но по периодическому закону с постоянной частотой и амплитудой. Примером могут служить ППМ-0,5; РЧА-0,3; АРЧ-0,3; КМ-300; КМ-500; К-250; КМ-290; К-330; Кинематику движения рабочего органа рассчитывают в предложении так, что все передаточные элементы, расположенные между приводом и рабочим органом, деформируются настолько незначительно, что их деформациями можно пренебречь, и характер движения рабочего органа машины определяется полностью кинематической связью с приводом обычными методами теории механизмов и машин. Что касается динамических процессов, то их нужно рассматривать специально с учетом основных особенностей конструкции привода, так как даже сравнительно незначительные деформации трансмиссии могут вызвать заметные динамические усилия, особенно в зонах, близких к резонансу и их следует учитывать при расчете.

1. Динамика установившегося движения, когда рабочий орган движется равномерно

К таким аппаратам относятся в основном аппараты с ротационными и цепными рабочими органами. Сперва рассмотрим случай, когда хотя бы приближенно можно принять, что сопротивление на рабочем органе постоянное, т. е. $M_c/\varphi_2 = M_c = const$. Поскольку рассматривается случай, когда скорость вращения вала двигателя приближенно постоянная, то система уравнения приведенной схемы (рис. 1) будет

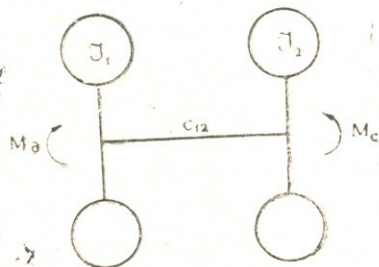


Рис. 1.

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 = 0$$

$$I_2 \ddot{\varphi}_2 - (\varphi_1 - \varphi_2) \cdot C_{12} = -M_c \quad (1)$$

Из первого уравнения получаем $\varphi_1 = \omega_0 t$, где ω_0 — установившаяся скорость ведущей массы. Подставляя значение φ_1 в второе уравнение системы (1), получаем

$$\ddot{\varphi}_2 + \frac{C_{12}}{I_2} \cdot \varphi_2 = \frac{C_{12} \cdot \omega_0}{I_2} \cdot t - \frac{M_c}{I_2} \quad (2)$$

Имеем следующие начальные условия:

$$t=0; \quad \varphi_2=0; \quad \dot{\varphi}_2=\omega_0$$

Тогда расчетную формулу угла поворота ведомого маховика в конечном виде можно представить так

$$\varphi_2(t) = \omega_0 t - \frac{M_c}{C_{12}} \left(1 - \cos \sqrt{\frac{C_{12}}{I_2}} \cdot t \right) \quad (3)$$

Если от $\varphi_1(t)$ отнимем $\varphi_2(t)$ а результат умножим на C_{12} получаем расчетную формулу упругого момента

$$M_{12}(t) = M_c \left(1 - \cos \sqrt{\frac{C_{12}}{I_2}} \cdot t \right) \quad (4)$$

Когда $t = \pi \sqrt{\frac{I_2}{C_{12}}}$ получим максимальное значение упругого момента

$$M_{12max} = 2M_c \quad (5)$$

Таким образом, при установившемся движении в приведенном валу развивается в два раза больший упругий момент, чем момент полезного сопротивления на рабочем органе.

Приведенный момент сопротивления M_c имеет более сложный вид, но в большинстве случаев его можно разложить в ряд Фурье. Тогда система уравнений движения приведенной эквивалентной схемы принимает вид

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 = 0$$

$$I_2 \ddot{\varphi}_2 - C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) = -\frac{a_0}{2} - \sum_{n=1}^m (a_n \cos n\omega_0 t + b_n \sin n\omega_0 t) \quad (6)$$

Имеем

$$\varphi_1 = \omega_0 t$$

Тогда второе уравнение системы (6) можно переписать так/

$$\ddot{\varphi}_2 + \frac{C_{12}}{I_2} \cdot \varphi_2 = \frac{C_{12} \cdot \omega_0}{I_2} \cdot t - \frac{a_0}{2I_2} - \frac{1}{I_2} \sum_{n=1}^m a_n \cdot \cos \omega_0 n t + b_n n \sin \omega_0 t \quad (7)$$

Отсюда, после решения и преобразования, расчетная формула угла поворота ведомого маховика, моделирующего рабочий орган аппарата, при установившемся движении принимает вид

$$\begin{aligned} \varphi_2(t) = & \omega_0 t - \frac{a_0}{2C_{12}} + \frac{a_0}{2C_{12}} \cos \sqrt{\frac{C_{12}}{I_2}} \cdot t - \frac{1}{\sqrt{I_2 C_{12}}} \\ & \sum_{n=1}^m \frac{\sqrt{a_n^2 \frac{C_{12}}{I_2} + b_n^2 n^2 \cdot \omega_0^2} \cdot \sin \left(\sqrt{\frac{C_{12}}{I_2}} \cdot t + \beta_1 n \right) -}{n^2 \omega_0^2 - \frac{C_{12}}{I_2}} \\ & - \frac{\sqrt{-\frac{C_{12}}{I_2}} (a_n^2 + b_n^2) \cdot \sin(n\omega_0 t + \beta_2 n)}{n^2 \omega_0^2 - \frac{C_{12}}{I_2}} \quad (8) \end{aligned}$$

где

$$Z_{1n} = \sqrt{a_n^2 \frac{C_{12}}{I_2} + b_n^2 n^2 \omega_0^2} \quad (9)$$

$$\operatorname{tg} \beta_1 \cdot n = \sqrt{\frac{C_{12}}{I_2}} \cdot \frac{a_n}{b_n \cdot n \cdot \omega_0} \quad (10)$$

$$Z_{2n} = \sqrt{a_n^2 + b_n^2} \quad (11)$$

$$\operatorname{tg} \beta_2 n = \frac{a_n}{b_n} \quad (12)$$

Упругий момент, при установившемся движении рассчитывается по формуле

$$M_{12}(t) = C_{12}[\varphi_1(t) - \varphi_2(t)] = \frac{a_0}{2} - \frac{a_0}{2} \cos \sqrt{\frac{C_{12}}{I_2}} \cdot t +$$



$$\begin{aligned}
 & + \frac{C_{12}}{I_2} \sum_{n=1}^m \frac{\sqrt{a_n^2 - \frac{C_{12}^2}{I_2} + b_n^2 \omega_0^2} \cdot n^2 \cdot \sin \left(\sqrt{\frac{C_{12}^2}{I_2}} \cdot t + \beta_2 n \right)}{n^2 \omega_0^2 - \frac{C_{12}^2}{I_2}} \\
 & - \frac{\sqrt{\frac{C_{12}^2}{I_2} (a_n^2 + b_n^2)} \sin(n \omega_0 t + \beta_2 n)}{n^2 \omega_0^2 - \frac{C_{12}^2}{I_2}}
 \end{aligned} \tag{13}$$

При $n^2 \omega_0^2 = \frac{C_{12}^2}{I_2}$ знаменатель и числитель под знаком суммы формулы (13) приравнивается к нулю, это означает, что из полученного решения нельзя определить условия резонанса. С целью раскрытия неопределенности поступаем следующим образом

Обозначим $n \omega_0 - \sqrt{\frac{C_{12}^2}{I_2}} = 2\Delta$

где Δ — малая величина.

Тогда можно записать

$$\begin{aligned}
 a_n \frac{C_{12}}{I_2} + b_n^2 n^2 \omega_0^2 &= \frac{C_{12}}{I_2} \left(a_n^2 + b_n^2 \frac{n^2 \omega_0^2}{I_2} \right) = \\
 &= \frac{C_{12}}{I_2} \left[a_n^2 + b_n^2 \frac{C_{12} + 4\Delta \left(\sqrt{\frac{C_{12}^2}{I_2}} + \Delta \right)}{I_2} \right] = \frac{C_{12}^2}{I_2} (a_n^2 + b_n^2)
 \end{aligned} \tag{14}$$

так как, ввиду малости Δ ,

$$\frac{\frac{C_{12}}{I_2} + 4\Delta \left(\sqrt{\frac{C_{12}^2}{I_2}} + \Delta \right)}{\frac{C_{12}}{I_2}} \approx 1$$

С учетом (14), после преобразований решение (13) запишем в виде

$$\begin{aligned}
 M_{12}(t) &\approx \frac{a_0}{2} - \frac{a_0}{2} \cos \sqrt{\frac{C_{12}^2}{I_2}} \cdot t + \\
 &+ \frac{C_{12}}{I_2} \sum_{n=1}^m \frac{\sqrt{a_n^2 + b_n^2} \sin \Delta t \cos(n \omega_0 t + \beta)}{2\Delta n \omega_0}
 \end{aligned} \tag{15}$$

Так как Δ — малая величина, функция $\sin \Delta t$ меняется медленно, а период $\frac{2\pi}{\Delta}$ велик. Поэтому решение (15) можно рассматривать как колебания с периодом $\frac{2\pi}{n\omega_0}$ и переменной амплитудой. Такие колебания называются биением.

Если $m\omega = \sqrt{\frac{C}{I}}$, то выражение (15) можно представить $\sin \Delta t \approx \Delta t$ тогда

$$M_{12}(t) = \frac{a_0}{2} - \frac{a_0}{2} \cos \sqrt{\frac{C_{12}}{I_2}} \cdot t + \frac{C_{12}}{I_2} \sum_{n=1}^m \frac{\sqrt{a_n^2 + b_n^2} \cdot t \cos(n\omega_0 t + \beta)}{2n \cdot \omega_0} \quad (16)$$

Отсюда видно, что амплитуда колебаний упругого звена бесконечно растет. Для исключения биения необходимо, чтобы значения $n\omega_0$ и $\sqrt{\frac{C}{I}}$ отличались не менее, чем на 30% [2].

Для вывода расчетной формулы максимального значения упругого момента вернемся к анализу выражения (13). Величины $\sqrt{\frac{C_{12}}{I_2}} \cdot \sqrt{\frac{C_{12}}{I_2}} \cdot t + \beta$ и $n\omega_0 t + \beta_2$ могут принимать любые значения, в том числе такие, при которых одновременно

$$\cos \sqrt{\frac{C_{12}}{I_2}} \cdot t = -1; \quad \sin \left(\sqrt{\frac{C_{12}}{I_2}} \cdot t + \beta_2 \right) = 1; \quad \sin(n\omega_0 t + \beta_2) = -1$$

Тогда упругий момент принимает следующее максимальное значение

$$M_{12max} = a_0 + \frac{C_{12}}{I_2} \sum_{n=1}^m \frac{a_n \left[\sqrt{1 + \frac{I_2}{C_{12}} \left(\frac{b_n}{a_n} \cdot n\omega_0 \right)^2} + \sqrt{1 + \frac{b_n^2}{a_n^2}} \right]}{n^2 \omega_0^2 \left(1 - \frac{C_{12}}{I_2 n^2 \cdot \omega_0^2} \right)} \quad (17)$$

Если $\frac{C_{12}}{I_2} > n^2 \omega_0^2$, тогда неблагоприятную корреляцию дает сочетание $\cos \sqrt{\frac{C_{12}}{I_2}} \cdot t = -1; \quad \sin \left(\sqrt{\frac{C_{12}}{I_2}} \cdot t + \beta_2 \right) = -1; \quad \sin(n\omega_0 t + \beta_2) = 1$ расчетная фор-

или штанги. Масса шатуна или штанги рассредоточена в двух точках по их концам соответственно. На рис. 2 масса m_2 включает в себя массу возвратно-поступательного движущегося ножа аппарата и часть приведенной массы шатуна или штанги. Метод приведения масс шатуна общеизвестен из курса теории механизмов и машин [1].

При установившемся числе оборотов ведущая масса m_1 совершает движение согласно закону $S_1 = f(\omega t)$. Уравнение движения ведомой массы будет

$$m_2 \ddot{S}_2 - (S_1 - S_2) \cdot C_{12} = -P(t) \quad (20)$$

Так как сегментно-режущие пальцевые рабочие органы ручных чаесборочных и чаеподрезочных аппаратов испытывают одинаковые нагрузки при их движении в одном и другом направлении, то усилие сопротивления на рабочем органе можно выразить выражением

$$P(t) = P_1 + P_2 \sin^2 \varphi \quad (21)$$

Тогда

$$m_2 \ddot{S}_2 - (S_1 - S_2) \cdot C_{12} = -(P_1 + P_2 \sin^2 \varphi) \quad (22)$$

Для рассмотренных аппаратов соотношение длины шатуна к радиусу кривошипа достаточно велико, поэтому справедливо выражение

$$S_1 = R(1 - \cos \omega_0 t), \quad (23)$$

где R — радиус кривошипа.

По формуле (23) определяется также перемещение штанги кривошипно-кулисного механизма, поэтому нижеприведенные результаты в основном справедливы для обоих механизмов.

Подставляя значение (22) и (23), получим

$$\ddot{S}_2 + \frac{C_{12}}{I_2} \cdot S_2 = \frac{C_{12}R - P_1}{m_2} - \frac{C_{12} \cdot R}{m_2} \cos \omega_0 t - \frac{P_2}{m_2} \sin^2 \omega_0 t \quad (24)$$

Крайне правому положению массы соответствуют начальные условия $t=0$; $S_2=0$; $\dot{S}_2=0$. Отсюда после решения и преобразования получим расчетную формулу передвижения ведомой массы m_2 .

$$S_2(t) = \frac{2(C_{12}R - P_1) - P_2}{2\omega_1^2 \cdot m_2} - \left[\frac{C_{12}R - P_1}{\omega_1^2 \cdot m_2} + \frac{C_{12}R}{m_2(\omega_0^2 - \omega_1^2)} - \frac{2\omega_0^2 P_2}{m_2 \omega_1^2 (4\omega_0^2 - \omega_1^2)} \right] \cos \omega_1 t + \frac{C_{12}R}{m_2(\omega_0^2 - \omega_1^2)} \cos \omega_0 t -$$

$$-\frac{P_2}{2m_2(4\omega_0^2 - \omega_1^2)} \cos \omega_0 t$$



Усилие в шатуне или в штанге определяется по формуле

$$F(t) = C_{12}[S_1(t) - S_2(t)] = C_{12} \left\{ R - \frac{2(C_{12}R - P_1) - P_2}{2\omega_1^2 m_2} + \left[\frac{C_{12}R - P_1}{\omega_1^2 m_2} + \frac{C_{12}R}{m_2(\omega_0^2 - \omega_1^2)} - \frac{2\omega_0^2 P_2}{m_2 \omega_1^2 (4\omega_0^2 - \omega_1^2)} \right] \cos \omega_1 t - \left[R + \frac{C_{12}R}{m_2(\omega_0^2 - \omega_1^2)} \right] \cos \omega_0 t + \frac{P_2}{2m_2(4\omega_0^2 - \omega_1^2)} \cdot \cos \omega_0 t \right\} \quad (26)$$

Максимальное усилие по формуле (26) получаем при такой корреляции переменных, когда $\cos \omega_0 t = 1$ и $\cos \omega_1 t = -1$. Соответственно имеем расчетную формулу максимального упругого усилия в штанге или в шатуне

$$F_{max} = \frac{2Rm_2\omega_0^2}{1 - \frac{m_2\omega_0^2}{C_{12}}} - \frac{2P_2\omega_0^2 m_2}{C_{12} \left(1 - \frac{4\omega_0^2 m_2}{C_{12}} \right)} + \frac{P}{2 \left(1 - \frac{4\omega_0^2}{\omega_1^2} \right)} + P_1 + \frac{P_2}{2} \quad (27)$$

Формула (27) учитывает начальное условие $t=0$; $S = -\frac{P_1}{C_{12}}$

Пример 1. Определим максимальное усилие в шатуне ручной чае-сборочной машины KS-300.

При выполнении технологического процесса на режущий нож кроме сил инерции и трения действует сила резания. Общая сила сопротивления

$$P_{max} = P_{рез} + P_{и} + F_{mp} \quad (28)$$

Количество стеблей срезанных у каждого пальца за один взмах ножа

$$n = n_1 F_{п}$$

где n_1 — число стеблей на 1 см²;

$F_{п}$ — площадь нагрузки, см²;

Площадь нагрузки

$$F_n = t_0 \cdot h$$



где t_0 — шаг сегментов, см;

h — высота сегментов, см.

Для рассматриваемой машины $t=2,5$ см; $h=3$ см. Среднее число стеблей на 1 см^2 $n_1=0,533$. Тогда по (30) и (29) имеем

$$F_n = 2,5 \cdot 3 = 7,5 \text{ см}^2;$$

$$n = 0,533 \cdot 7,5 = 3,99.$$

Количество стеблей срезанных всеми сегментами аппарата

$$n_{\text{анн}} = a \cdot z \quad (31)$$

где $z=13$ — число сегментов.

Получим $n_{\text{анн}} = 3,99 \cdot 13 = 51,87$.

В плоскости сбора побегов средний диаметр стебля $d \approx 0,2$ см. Среднее усилие для подрезания стебля берем $P_0 \approx 5$ н. Тогда общее усилие резания

$$P_{\text{рез}} = n_{\text{анн}} \cdot P_0 = 51,87 \cdot 5 = 259,35 \text{ н}$$

Сила инерции ножа

$$P_n = m_n \cdot R \cdot \omega^2 \quad (32)$$

где m_n — масса ножа;

R — радиус кривошипа;

ω — угловая скорость кривошипа.

Для KS-300 имеем $m_n = 0,165$ кг; $z = 0,018$ м; $\omega = 44,48 \frac{1}{\text{сек}}$

$$P_n = 0,165 \cdot 0,018 \cdot 44,48^2 = 5,934 \text{ н}.$$

Определим силу трения, как сумму

$$F_{\text{тр}} = F_1 + F_2 \quad (33)$$

Сила трения от веса ножа

$$F_1 = m_n \cdot g \cdot f = 0,165 \cdot 9,81 \cdot 0,3 = 0,495 \text{ н}$$

Сила трения от действия шатуна определяется по зависимости

$$F_1 = \frac{(P_{\text{рез}} + P_n + F_1) \cdot tg\beta}{1 - f \cdot tg\beta} \cdot f = \frac{(259,35 + 5,934 + 0,495) \cdot 0,47}{1 - 0,3 \cdot 0,47}$$

$$\cdot 0,3 = 43,23 \text{ н}$$

Тогда сила трения по (33) будет

$$F_{\text{тр}} = 0,495 + 43,23 = 43,72 \text{ н}$$

Общая сила сопротивления по (33) будет

$$P_{\text{max}} = 259,35 + 5,93 + 43,72 = 309 \text{ н.}$$

Предварительно оценим жесткость шатуна по формуле

$$C_{12} = \frac{EF}{l} \quad (34)$$

где E — модуль упругости материала шатуна;

$F = ab$ — площадь поперечного сечения шатуна;

l — длина шатуна.

Для рассматриваемого случая имеем $E = 20,6 \cdot 10^{10} \cdot \frac{\text{н}}{\text{м}^2}$

$$a = 0,012 \text{ м, } b = 0,003 \text{ м, } l = 0,043 \text{ м.}$$

Получаем

$$C_{12} = \frac{20,6 \cdot 10^{10} \cdot 0,012 \cdot 0,003}{0,043} = 172,42 \cdot 10^6 \cdot \frac{\text{н}}{\text{м}}$$

Квадрат частоты колебаний $\omega_1^2 = \frac{C_{12}}{m_2} = \frac{172,42 \cdot 10^6}{0,165} = 1045 \cdot 10^6 \frac{1}{\text{сек}^2}$

Ввиду большого значения жесткости и частоты собственных колеба-

ний шатуна справедливо допущение $1 - \frac{m_2 \cdot \omega_0^2}{C_{12}} \approx 1$; $1 - \frac{4\omega_0^2 m_2}{C_{12}} \approx 1$;

$$1 - \frac{4\omega_0^2}{\omega_1^2} \approx 1; \quad \frac{2P_2' \cdot \omega_0^2 \cdot m_2}{C_{12}} = 0$$

Тогда для расчета максимального динамического усилия в шатуне из (27) получаем более упрощенное выражение

$$F_{\text{max}} = 2Rm_2 \cdot \omega_0^2 + P_1 + P_2 = 2Rm_2 \omega_0^2 + P_{\text{max}} \quad (35)$$

При вышеприведенных численных значениях получим

$$F_{\text{max}} = 2 \cdot 0,018 \cdot 0,165 \cdot 44,48^2 + 309 = 320,87 \text{ н}$$

Пример 2. Определим максимальное усилие в шатуне машины для полутяжелой подрезки чая ППМ-0,5, для которого $m_n = 1,1 \text{ кг}$, радиус кривошипа $R = 0,025 \text{ м}$; угловая скорость кривошипа $\omega = 35,58 \text{ 1/сек}$ максимальный угол наклона относительно направления ножа $\beta = 25^\circ$.

В данном случае можно рассматривать процесс резания толстостебельных культур. За каждый взмах ножа у каждого пальца может срезаться один стебель. Тогда количество стеблей срезанных всеми сегментами аппарата

$$n_{\text{дм}} = n \cdot z = 1 \cdot 11 = 11$$

В зоне полутяжелой подрезки усилие резания изменяется в больших пределах. Сопротивление резания чайных растений 303-0910933 диаметром $d = 10$ мм составляет $P_0 \approx 107$ н [3].

$$P_{\text{рез}} = 11 \cdot 107 = 1177 \text{ н}$$

Сила инерции ножа

$$P_{\text{и}} = m_{\text{н}} \cdot R \cdot \omega^2 = 1,1 \cdot 0,025 \cdot 35,58^2 = 34,31 \text{ н}$$

Сила трения от веса ножа

$$F_1 = m_{\text{н}} \cdot g \cdot f = 1,1 \cdot 9,81 \cdot 0,3 = 3,24 \text{ н}$$

Сила трения от действия шатуна

$$F_2 = \frac{(P_{\text{рез}} + P_{\text{и}} + F_1) \cdot \text{tg} \beta}{1 - f \cdot \text{tg} \beta} \cdot f = \frac{(1177 + 34,63 + 3,24) \cdot \text{tg} 25^\circ}{1 - 0,3 \cdot \text{tg} 25^\circ} \cdot 0,3 = 199 \text{ н}$$

Суммарная сила трения

$$F_{\text{тр}} = F_1 + F_2 = 3,24 + 199 = 202,24 \text{ н}$$

Общая сила сопротивления

$$P_{\text{max}} = P_{\text{рез}} + P_{\text{и}} + F_{\text{тр}} = 1174 + 34,81 + 202,24 = 1414 \text{ н}$$

Динамическое усилие в шатуне по (35) получится

$$F_{\text{max}} = 2 \cdot 0,025 \cdot 11 \cdot 35,58^2 + 1414 = 1483,62 \text{ н}$$

Таким образом, в данной работе на основе рассмотрения эквивалентной расчетной схемы ручных чаесборочных и подрезочных аппаратов выведены расчетные формулы упругих моментов и усилия при их установившемся движении. Даются рекомендации по выбору оптимальных параметров из условия минимизации динамических усилий.

Л и т е р а т у р а

1. И. И. Артоболовский. Теория механизмов. Изд. «Наука», М., 1967.
2. М. С. Комаров. Динамика механизмов и машин. Изд. «Машиностроение». М., 1969.
3. Д. А. Чалаташвили. Исследование режущих аппаратов тяжелой и полутяжелой подрезки чайных кустов. Автореферат канд. диссертации, Тб., 1967.



УДК 631.354.2

Г. Н. МОСАШВИЛИ, О. В. КИСТАУРИ

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ СДВОЕННЫМИ КОЛЕСАМИ В ГОРНЫХ УСЛОВИЯХ

Уборка зерновых колосовых культур в горных районах характеризуется рядом особенностями. Наличие склонов, мелкоконтурность и криволинейность убираемых участков влияют на работу комбайна, ухудшают его производительность.

Для уборки хлебов в горных районах нашей республики применяются обычные равнинные уборочные комбайны, которые в сложных условиях работают низкими показателями.

При работе комбайна на склонах, вследствие наличия самопроизвольного поворота, комбайн отклоняется от заданного направления, а для сохранения заданного курса, комбайнеру приходится периодически восстанавливать направление движения с помощью рулевого механизма, из-за чего движение комбайна получается извилистым, а это приводит к изменению рабочей ширины захвата агрегата и уменьшению скорости движения, к увеличению расхода топлива и ухудшению производительности [1, 5].

В настоящее время важное практическое значение имеет проведение мероприятий для повышения эффективности использования равнинных з. у. комбайнов, применяемых в горных условиях. Как отмечает проф. Двали Р. Р. - можно сказать, что нет надобности для создания специальных горных комбайнов, так как более важно изыскание рациональных методов применения и эксплуатации существующего парка на горных склонах. Обычные равнинные комбайны можно применять на склонах до 10-12°. Использование более крутых склонов для возделывания зерновых культур не целесообразно.

Такое же мнение высказывает проф. М. Губш из технического университета г. Дрездена (ГДР), который отмечает, что «Использование специальных комбайнов для работы на склонах не является

I—комбайн в обычном варианте; II—комбайн с рекомендованными давлениями в шинах. III — комбайн сдвоенными ведущими колесами.

Для установки дополнительных ведущих колес изготовили специальные переходники из ступиц колес старых (списанных) комбайнов. Ступицы предварительно укоротили и приварили к ним флянцы из 15 миллиметровой листовой стали, а между ними на ось укороченной ступицы вставили соответствующую трубу для увеличения прочности (рис.1).

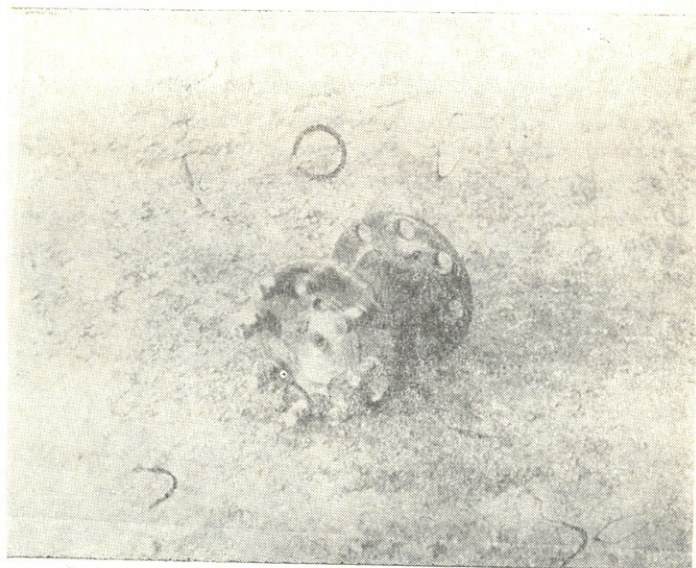


Рис. 1. Переходник для сдвоенного колеса.

Во время опытов записывали траектории движения и отклонения средних точек переднего и заднего моста комбайна, для чего на комбайне установили две бочки с жидкостями разного цвета. Трубопроводы из этих бочков выходили к средним точкам переднего и заднего мостов.

Во время испытаний на бумаге осциллографа Н-700 регистрировались следующие параметры:

- а) угловая скорость вращения комбайна вокруг вертикальной оси;
- б) угол поворота рулевого вала;
- в) угол поворота направляющего колеса;
- г) развиваемые моменты на полуосях ведущих колес переднего моста комбайна и соответствующие числа оборотов;

- д) путь проходимый агрегатом;
- е) время.

Кроме того определялась состояние почвы: плотность, влажность и коэффициент объемного смятия почвы.

Замер угловой скорости вращения комбайна вокруг вертикальной оси осуществлялся с помощью гидрополуконуса ГПК-10. Углы поворота рулевого вала и направляющего колеса регистрировались с помощью потенциметрических датчиков, один из них был расположен на рулевом вале, другой — на шкворне цапфы направляющего колеса. Потенциометры датчиков включались в мостовые электрические схемы.

Путь регистрировался отметчиком «Пятого колеса», время — отметчиком осциллографа (рис. 2).

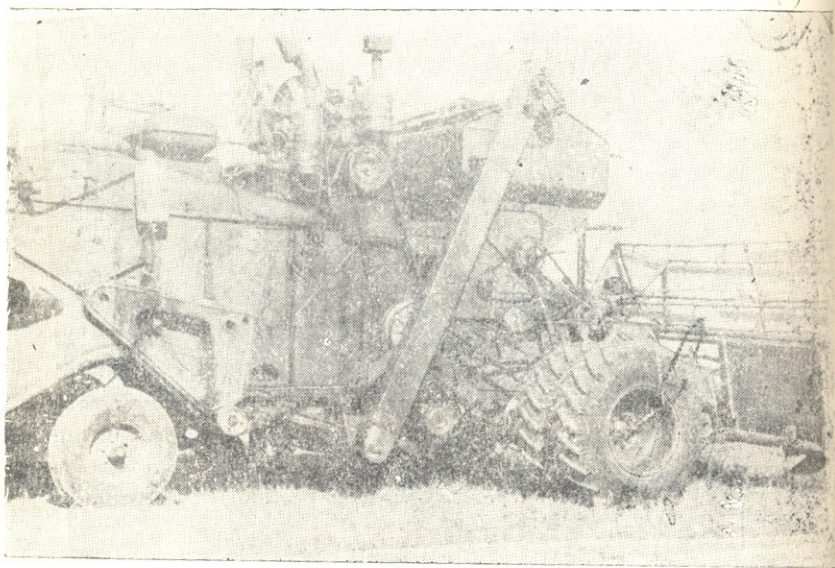


Рис. 2. Комбайн двояными колесами.

Результаты измерения обрабатывались методом вариационной статистики. Для получения вариационных рядов был применен метод ординат. Обработка вариационных рядов была проведена методом сумм [3].

Анализ полученных результатов показал, что замерявшиеся углы и угловая скорость подчинены закону нормального распределения.

Кривизна траектории средней точки ведущего моста комбайна может быть получена из уравнения:

$$\frac{1}{R} = \frac{\Omega}{V}$$

где:

R — радиус поворота, м;

Ω — угловая скорость вращения комбайна в горизонтальной плоскости (в плоскости передвижения), 1/сек;

V — поступательная скорость движения комбайна м/сек.

Из всех точек, лежащих на продольной оси комбайна, наибольшую кривизну траектории имеет та, скорость которой направлена вдоль этой оси. Величина линейной скорости движения данной точки, по модулю принималась равной поступательной скорости движения агрегата, так как отклонения невелики и косинус угла между средним и мгновенным направлениями движения агрегата можно принять равным единице.

Средняя величина угловой скорости вращения комбайна на го-ре равен нулю ($\Omega = 0$). Следовательно, и средняя величина кривизны траектории будет равна нулю.

Показатель прямолинейности движения — величина среднего квадратического отклонения кривизны траектории.

$$\sigma_{\frac{1}{R}} = \frac{\sigma_{\Omega}}{V}$$

σ_{Ω} — среднее квадратическое отклонение угловой скорости комбайна.

Результаты экспериментальных исследований приведены в таблицах 1, 2, рис. 3, 4.

Кривые изменения параметров $\sigma_{\frac{1}{R}}$, σ_{Ω} , σ_{φ_p} и σ_{φ_k} в зависимости от крутизны склона на разных передачах по вариантам приведены на рис. 3. Увеличение среднего квадратического отклонения кривизны траектории $\sigma_{\frac{1}{R}}$ с увеличением крутизны склона, указывает на

уменьшение устойчивости прямолинейного движения. Величина этого показателя по вариантам увеличивается.

Величины средних квадратических отклонений угла поворота руля σ_{φ_p} и угла поворота направляющего колеса комбайна σ_{φ_k} с увеличением крутизны склона увеличиваются. Однако увеличение этих показателей для комбайнов сдвоенными колесами происходит

незначительно, тогда как для комбайнов в обычном варианте оно увеличивается интенсивно. Уменьшение этих показателей по вариантам для одного и того же склона указывает на увеличение устойчивости прямолинейного движения комбайна на поперечном склоне и уменьшения частоты и величины воздействия комбайнера на рулевое колесо для восстановления курса движения. Как видно из рис. 3 комбайн сдвоенными колесами обладает более высокой устойчивостью прямолинейного движения, чем обыкновенный комбайн.

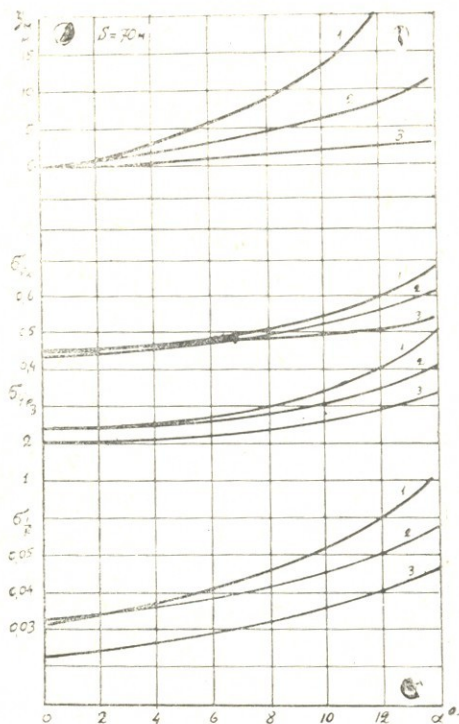


Рис. 3. График изменения показателей прямолинейности движения и управляемости комбайна.

При движении обыкновенного комбайна в поперек склона разной крутизны, с увеличением уклона увеличивается величина отклонения комбайна от курса, вследствие чего уменьшаются рабочая ширина захвата и коэффициент использования ширины захвата, скорость движения, использование времени смены и производительность агрегата, а расход горючего увеличивается. Например, при движении в

поперек склона крутизной 10° коэффициент использования ширины захвата уменьшилось с 0,96 до 0,76 в сравнении с работой на ровном участке. Соответственно уменьшились и другие показатели: τ — с 0,688 до 0,57; W_s — с 1,06 га/час до 0,70 га/час.

При установлении в шинах комбайна величины давления воздуха в соответствии с рекомендованными значениями (для наших условий — плотность почвы $P_{cp} = 16,6 \text{ кг/см}^2$; влажность почвы — $W_{cp} = 18,5\%$, коэффициент объемного смятия почвы — $q_{cp} = 1,42$, установили следующие величины давления воздуха в шинах: для ведущих колес — $P_{w_1} = 2,8 \text{ кг/см}^2$, и управляемых колес $P_{w_2} = 2,1 \text{ кг/см}^2$) увеличивалась устойчивость комбайна к прямолинейному движению, вследствие чего увеличились и другие показатели, в сравнении с показателями обычного комбайна. Напр. при работе на склоне крутизной 10° , соответственно $\tau_{ж}$ увеличилась с 0,75 до 0,85; $\tau - C$ — с 0,57 до 0,613; W_r — с 0,7 га/час до 0,803 га/час. При дальнейшем увеличении крутизны склона, эти показатели резко падают.

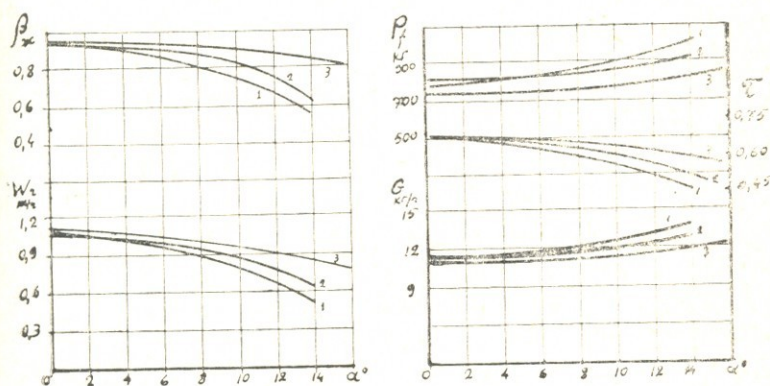


Рис. 4. Эксплуатационные показатели комбайнов,

1. Обыкновенный комбайн;
2. Комбайн с регулирующими давлениями в шинах;
3. Комбайн сдвоенными колесами.

При работе комбайнов на склонах крутизной выше 10° начинается сползание и отклонение заднего моста от курса движения, вследствие чего продольная ось симметрии комбайна смещается в сторону уклона, резко увеличивается сопротивление передвижения. Изменение давления воздуха в шинах не оказывает существенное

влияние на работу комбайна в таких условиях, а установка двойных колес на ведущем месте комбайна дает хорошие результаты. В этом случае уменьшается сопротивление передвижения комбайна, увеличивается сила сцепления переднего моста комбайна с почвой, уменьшается буксование, улучшается устойчивость прямолинейного движения, вследствие чего улучшаются и другие эксплуатационные показатели. Коэффициент использования ширины захвата увеличилась на 15%, а коэффициент использования времени смены — на 8% в сравнении с обыкновенным комбайном при работе на склоне, крутизной 12°. Как видно из графика (рис. 4) производительность обыкновенного комбайна на 12°-ом склоне составляет 0,62 га/час при урожайности 18 ц/га, т. е. уменьшился почти в два раза в сравнении с работой на ровном участке, а в случае двойных колес в таких-же условиях производительность составляет 0,91 га/час, т. е. уменьшился на 20%, а в сравнении соответствующим показателем обыкновенного комбайна производительность увеличивается от 0,62 га/час до 0,91 га/час, т. е. увеличивается на 46%.

Производительность комбайна двойными колесами при уборке участка урожайностью хлебов 16 ц/га на склоне крутизной 15°, составлял 0,78 га, тогда как обыкновенные комбайны не в состоянии убирать участки с крутизной выше 12°.

Как показали исследования, улучшение устойчивости прямолинейному движению з. у. комбайнов и их эксплуатационных показателей, при работе на склонах, достигается установлением рекомендованных давлений воздуха в шинах и установкой двойных колес на ведущем мосте комбайна. При этом изменение давления дает хороших результатов на склонах, крутизной 5+10°, а установка двойных колес — на склонах, крутизной 0—15°. Установка двойных колес на ведущем мосте имеет следующие преимущества в сравнении с обыкновенным комбайном:

улучшается устойчивость к прямолинейному движению комбайна; уменьшается сопротивление передвижения, увеличиваются коэффициент использования ширины захвата и коэффициент использования времени смены, увеличивается скорость передвижения и производительность агрегата; улучшается управляемость и проходимость комбайна, уменьшается удельное давление на почву; увеличивается устойчивость продольному опрокидыванию комбайна. Эти преимущества дают возможность применять комбайны двойными ведущими колесами с высокими эксплуатационными показателями для уборки участков, расположенных на склонах крутизной до 14°.

Л и т е р а т у р а

1. М. Р. Закарян. Особенности использования самоходных комбайнов в горных условиях. ГОСНИТИ, М., 1961.
 2. Г. С. Иоффе, В. И. Шемякин. Исследование устойчивости движения машинно-тракторных агрегатов в горизонтальной плоскости на повышенных скоростях. В кн.: «Усовершенствование почвообрабатывающих машин», М., 1963.
 3. А. К. Митропольский. Техника статистических вычислений. Физматгиз, 1961.
 4. Г. И. Мосашвили. Устойчивость прямолинейному движению самоходного з. у. комбайна на склонах и его влияние на рабочую ширину захвата. Труды Груз. СХИ, т. 401, 1977.
 5. Х. А. Хачатрян. Работа с. х. агрегатов на сильно пересеченной местности. Ереван, 1965.
-



УДК 629.113/115

Н. А. АБЕСАДЗЕ, К. И. ПЕТРИАШВИЛИ

АНАЛИТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВЛИЯНИЯ МАКСИМАЛЬНОЙ ЭФФЕКТИВНОЙ
МОЩНОСТИ И ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ ТРАНСМИССИИ НА ДИНАМИКУ
АВТОМОБИЛЯ ГАЗ-21Р

Современный автомобиль должен быть высокопроизводительным, экономичным, безопасным и удобным. Выполнение этих требований зависит главным образом от тягово-скоростных качеств, а также от топливной экономичности автомобиля.

Влияние двигателя на тяговые качества и динамические свойства автомобиля, в первую очередь определяется его скоростной характеристикой, а влияние трансмиссии на динамику автомобиля характеризуется ее к. п. д. и передаточными числами.

Ниже приводятся результаты аналитического расчета тяговых и динамических свойств автомобиля для четырех случаев:

- 1) автомобиль ГАЗ-21Р с серийными агрегатами;
- 2) автомобиль ГАЗ-21Р двигателем автомобиля ГАЗ-24;
- 3) автомобиль ГАЗ-21Р двигателем и КПП автомобиля ГАЗ-24;
- 4) автомобиль ГАЗ-21Р двигателем, КПП и главной передачей автомобиля ГАЗ-24.

При расчете пользовались технической характеристикой автомобиля ГАЗ-21Р и ГАЗ-24.

Для определения зависимостей, характеризующих тяговые и динамические качества автомобиля даются также:

- 1) внешняя скоростная характеристика двигателей ГАЗ-21Р и ГАЗ-24 (Табл. 1);
- 2) размер шин и радиус качения $b, 7-15; r_k = 0,335 \text{ м};$
- 3) коэффициент полезного действия трансмиссии $\eta_{\text{т}} = 0,86;$
- 4) лобовая площадь $F = 2 \text{ м}^2;$

- 5) коэффициент сопротивления воздуха $K=0,023$;
 6) коэффициент сопротивления дороги $\psi=f_0=0,02$;
 7) коэффициент учитывающий влияние вращения масс автомобиля:

ГАЗ—21Р $\delta_I=1,51$; $\delta_{II}=1,19$; $\delta_{III}=1,08$.
 ГАЗ—24 $\delta_I=1,91$; $\delta_{II}=1,28$; $\delta_{III}=1,135$; $\delta_{IV}=1,08$

Таблица 1

Внешняя скоростная характеристика двигателя

Скорость вращения кол-ен. вала двигателя, об/мин		1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500
ГАЗ—21Р	N_e , л. с.	21,6	35,0	47,4	58,6	68,0	72,8	75,0	—
	M_k , кг·м	15,4	16,7	17,0	16,8	16,2	14,7	13,4	—
ГАЗ—24	N_e , л. с.	22,0	35,0	50,0	65,0	80,0	88,0	95,0	98,0
	M_k , кг·м	15,4	17,3	18,8	19,0	18,8	18,6	17,4	15,8

Техническая характеристика автомобиля

	ГАЗ—21Р	ГАЗ—24
Общие данные		
Число мест	5	5—6
База, мм	2700	2800
Длина, мм	4830	4735
Ширина, мм	1800	1800
Высота, мм	1620	1400
Собственный вес, кг	1450	1400
Максимальная скорость, км/час	130	145
Расход топлива, л/100 км	9,0	8,0
Сорт топлива	А—76	АИ—93
Двигатель		
Число цилиндров	4	4
Расположение клапанов	верхнее	верхнее
Степень сжатия	6,7	8,2
Рабочий объем, л	2,445	2,445
Диаметр цилиндра, мм	92	92
Ход поршня, мм	92	92
Максимальная мощность, л. с.	75	98
Число оборотов в минуту при N_{max}	4000	4500
Крутящий момент, кг·м	17	19
Число оборотов при M_{kmax}	2000	2400
Коробка передач		
Передаточное число		
I	3,115	3,5
II	1,772	2,26
III	1,0	1,45
IV	—	1,0
З: X.	3,738	3,51
Главная передача		
Передаточное число	4,55	4,10

Тяговая характеристика автомобиля

Тяговая сила на ведущих колесах, для каждой скорости вращения коленчатого вала и передаточного числа в КПП подается по формуле:

$$P_T = \frac{M_k \cdot i_k \cdot i_{ГП} \cdot \eta_l}{r_k}, \text{ кг};$$

Скорость движения автомобиля определяется по формуле:

$$v = 0,377 \frac{r_k \cdot n}{i_k \cdot i_{ГП}}, \text{ км/час}$$

Сила сопротивления дороги равна;

$$P_{gt_{0,0,0,2}} = (1 + 5 \cdot 10^{-5} \cdot v^2) f_0 G_a$$

Сила сопротивления воздуха движения автомобиля определяется по формуле:

$$P_{в} = \frac{K \cdot F \cdot v^2}{3,6^2}$$

Результаты подсчета сведены на рис 1.

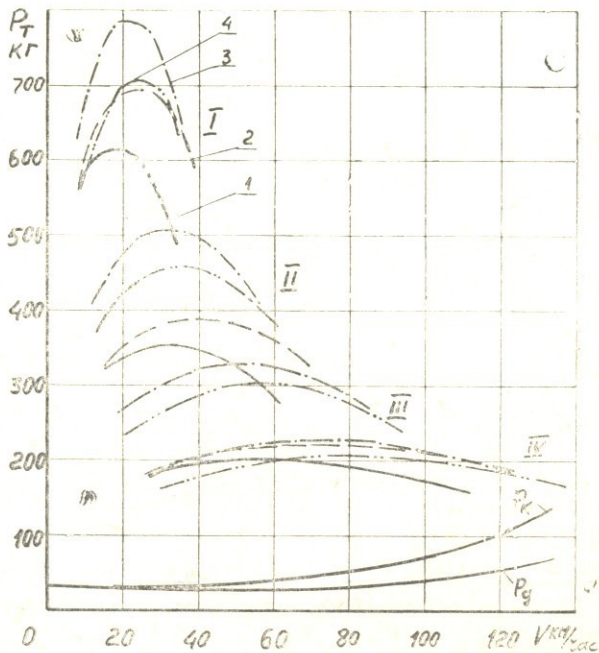


Рис. 1.

Как видно из рис. 1 при установке на автомобиле ГАЗ-21Р более мощного двигателя тяговая сила на всех передачах резко увеличивается (кривая 2).

Способность автомобиля преодолевать повышенные сопротивления движению в основном зависит также от передаточного числа КПП. Чем больше передаточное число первой передачи КПП, тем больше тяговое усилие автомобиля и преодолеваемое сопротивление. В нашем случае при одинаковой мощности двигателя, с увеличением передаточного числа КПП на первой передаче от 3,115 до 3,5 максимальное тяговое усилие увеличился от 691 до 785 кг т. е. на 13,6% (кривая 3).

При прочих равных условиях с изменением передаточного числа главной передачи от 4,55 (ГАЗ-21Р) до 4,10 (ГАЗ-24) скорость движения автомобиля увеличивается, а тяговое усилие на колесах снижается (кривая 4).

Динамическая характеристика автомобиля

Для построения динамической характеристики используется формула:

$$D = \frac{P_T - P_v}{G_a} 100 \%$$

Результаты подсчетов сведены на рис. 2.

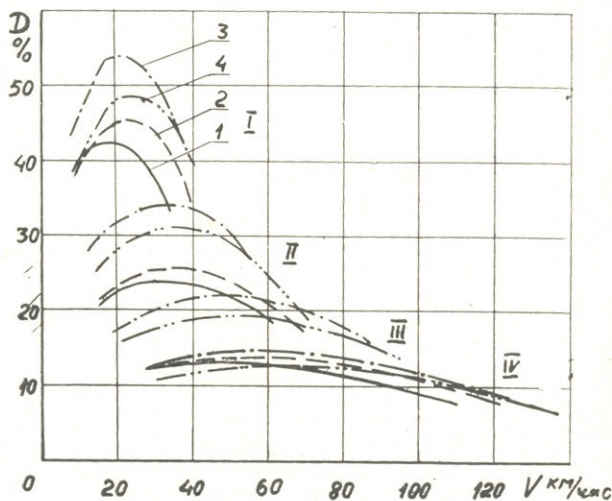


Рис. 2

302 000 000 000

Как и следовало ожидать с увеличением максимальной мощности двигателя и передаточного числа КПП максимальный динамический фактор увеличивается, соответственно увеличивается способность автомобиля преодолевать повышенные сопротивления движения. В частности, при установке на автомобиле ГАЗ-21Р двигателя ГАЗ-24 динамический фактор увеличивается от 0,42 до 0,48, т. е. на 14,3%. Если одновременно заменить КПП, то тогда максимальный динамический фактор увеличится до 0,54, т. е. на 28,6%, (Рис. 2, кривая 3). С уменьшением передаточного числа главной передачи значение динамического фактора несколько снижается (кривая 4).

Чтобы определить оптимальное передаточное число главной передачи на динамические качества автомобиля строим динамические характеристики для передаточного числа главной передачи автомобиля ГАЗ-21Р $i_{г.п.} = 4,55$ и для главной передачи автомобиля ГАЗ-24 $i_{г.п.} = 4,10$. (Рис. 3).

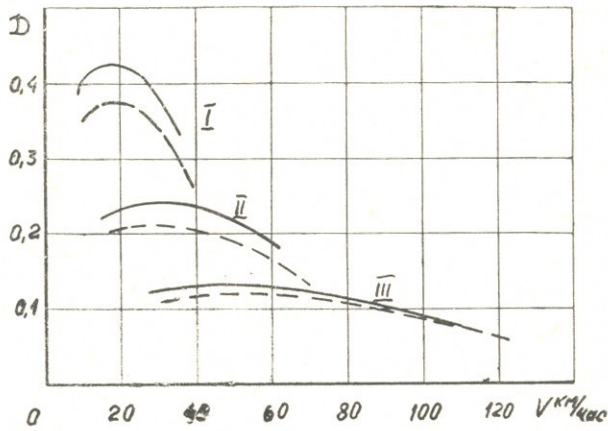


Рис. 3

Из рис. 3 следует, что при замене ведущего моста автомобиля ГАЗ-21Р с передаточным числом 4,55 ведущим мостом автомобиля ГАЗ-24 с передаточным числом 4,10, максимальный динамический фактор автомобиля уменьшается, следовательно уменьшаются сопротивления, которые может преодолеть автомобиль. Одновременно увеличивается максимальная скорость движения на каждой из передач и уменьшается скорость вращения коленчатого вала двигателя при той же скорости автомобиля и число оборотов, приходящееся на определенный отрезок пути.

Последняя является очень важным фактором т. к. уменьшение числа оборотов двигателя на единицу пути, способствует увеличению продолжительности службы машин.

Более наглядной оценки передаточного числа главной передачи построим кривые, характеризующие мощностной баланс при различных передаточных числах главной передачи (Рис. 4).

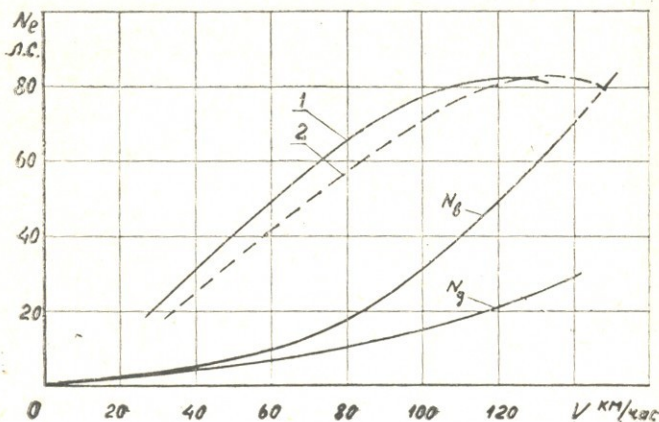


Рис. 4

Кривая $N_k + N_b$ определяющая мощность, необходимую на преодоление сопротивления качению и воздуха, не будет изменяться при изменении передаточного числа главной передачи, так как эта мощность зависит не только от веса и обтекаемости автомобиля, а также от качества дороги.

Величина мощности $N \cdot \tau$, которую развивает двигатель на колесах автомобиля, при изменении передаточного числа главной передачи будет соответствовать другим значениям скорости движения автомобиля.

Как видно из рис. 4 при уменьшении передаточного числа главной передачи от 4,55 до 4,10 запас мощности уменьшается, а величина максимальной скорости движения автомобиля растет.

Передаточное число главной передачи будет оптимальным в таком случае, когда кривая мощности, необходимой на преодоление сопротивлений движению пересечет кривую мощности развиваемой двигателем на колесах, при скорости, соответствующей максимальной мощности. Из рис. 4 следует, что передаточное число главной передачи можно было уменьшить до значения $i_{г.п.} = 3,8$.

Изменение ускорения, времени и пути разгона в зависимости от скорости движения автомобиля

При построении характеристики ускорения используются следующие формулы:

$$j = (D - \psi) \frac{g}{\delta}, \text{ м сек}^{-2}$$

где: D — динамический фактор

ψ — коэффициент сопротивления дорог; $\psi = f = 0.02$

g — ускорение силы тяжести; $g = 9.81 \text{ кг/м сек}^2$

δ — коэффициент учета вращающихся масс (для ГАЗ-21Р и ГАЗ-24 значение δ приведена выше).

Время разгона автомобиля может быть подсчитано из уравнения:

$$t = \int_{v_{12}}^v \frac{dv}{j}, \text{ сек}$$

где: V_1 и V_2 начальная и конечная скорость разгона.

Правая часть уравнения представляет собой площадь под кривой величин обратных ускорению, в пределах скоростей $V_1 - V_2$.

Строим кривые изменения величин обратных ускорений ($1/j$) по скорости (Рис. 5) по которым можно определить время разгона в любом интервале.

Результаты подсчета обратных ускорению приведены на рис. 5.

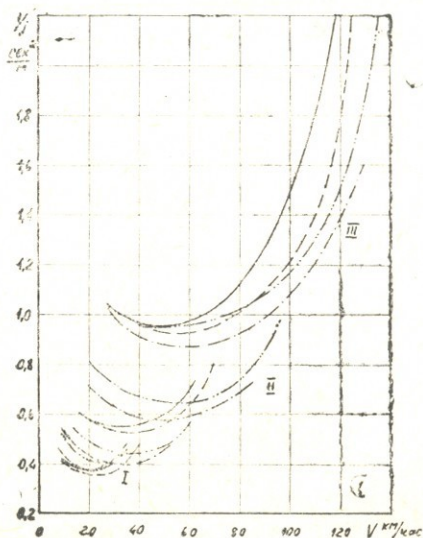


рис. 5

Коэффициент, необходимый для пересчета площади на время, может быть определен следующим образом:

Масштаб оси абсцисс: 1 мм соответствует 1 км/час = $1/3,6$ м/сек.

Масштаб оси ординат: 1 мм соответствует 0,01 сек²/м, 1 мм² соответствует $1/3,6 \times 0,01 = 0,003$ сек.

Результаты подсчетов приведены на рис. 6.

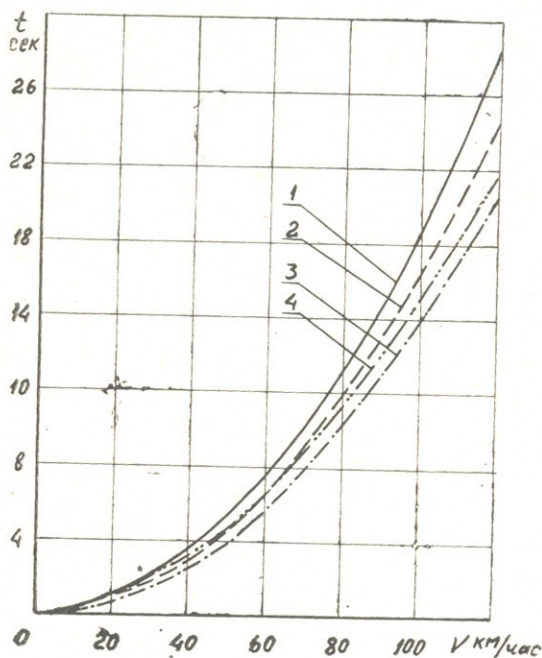


Рис. 6

Для построения зависимости пути разгона от скорости движения автомобиля подсчитывается площадь между кривой $t=f(v)$ и осью ординат, которая в масштабе и определит путь разгона.

Коэффициент, необходимый для подсчета площади на путь, может быть определен так:

Масштаб оси абсцисс: 1 мм соответствует 1 км/час = $1/3,6$ м/сек.

Масштаб оси ординат: 1 мм соответствует 0,2 сек.

1 мм² соответствует $1/3,6 \times 0,2 = 0,056$ м. 1 см² = 5,6 м.

Результаты подсчетов приведены на рис. 7.

Как видно из рис. 6 время на разгон автомобиля является минимальным при замене двигателя и КПД одновременно (случай 3).

Как видно из рис. 7 путь разгона автомобиля ГАЗ-21Р при установке на нем двигателя и КПП от автомашины ГАЗ-24 умень-

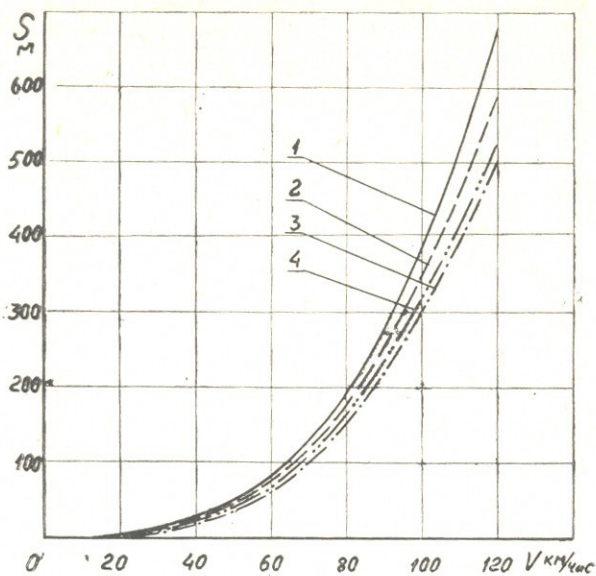
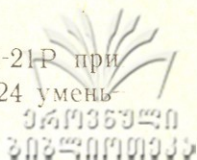


Рис. 7

шается от 680 до 498 м. т. е. на 26,8%. При замене одновременно главной передачи, путь разгона несколько повышается.

Обгон

Обгон попутного автомобиля очень ответственный маневр, так как он сопровождается выездом обгоняющего автомобиля на соседнюю полосу проезжей части и всегда сопряжен с большой скоростью движения.

Для обгона необходимо больше времени и свободного пространства, чем для любого другого маневра, и поэтому малейшая неосмотрительность водителя при обгоне может привести к дорожно-транспортному происшествию.

Во время обгона обгоняющий автомобиль совершает три движения:

а) двигаясь позади обгоняемого автомобиля он отклоняется влево и переходит на смежную полосу движения (Рис. 8);

б) движется по этой полосе, пока не оставит обгоняемый автомобиль сзади;

в) поворачивает вправо и возвращается на прежнюю полосу движения.

Обычно, выезд на соседнюю полосу и возвращение с нее происходит быстро и не требуют большого пространства. Большая часть пути обгона используется для движения по соседней полосе, рядом с обгоняемым автомобилем. Поэтому весьма желательно с целью повышения безопасности движения уменьшить время и путь обгона по соседней полосе.

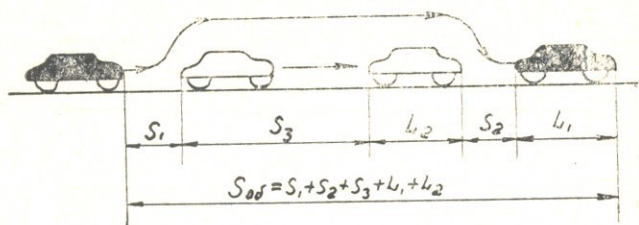


Рис. 8

На рис. 8 видно, что весь путь обгона $S_{об}$ можно представить в виде суммы следующих отрезков:

а) двух интервалов безопасности S_1 и S_2 между автомобилями в начале и в конце обгона. Сумма дистанций безопасности численно равно скорости обгоняющего автомобиля, т. е. 70 м.

б) пути S_3 , который проходит обгоняемый автомобиль за время обгона; длина пути S_3 , проходимого обгоняемым автомобилем за время обгона определяется из выражения:

$$S_3 = \frac{V_2}{3,6} \cdot t_{об} = \frac{70}{3,6} t_{об} = 20 \cdot t_{об}$$

где V_2 — скорость движения обгоняемого автомобиля;

$t_{об}$ — время обгона автомобиля;

в) двух габаритных длин: L_1 обгоняющего и L_2 обгоняемого автомобиля.

Многочисленные наблюдения за движением на дорогах нашей страны показывают, что интервалы безопасности S_1 и S_2 примерно равны между собой, а длина каждого из этих интервалов (в метрах) численно равна половине скорости обгоняющего автомобиля (в км/час).

Если предполагать, что обгоняющий автомобиль движется со скоростью 70 км/час, то водитель переведет свой автомобиль на левую полосу примерно за 35 м до обгоняемого автомобиля, а заканчивая обгон, проезжает примерно на такое же (35 м) расстояние вперед и только после этого поворачивает вправо.

Длину пути обгона можно определить по формуле:

$$S_{об} = \frac{L_1 + L_2 + V_1}{V_1 - V_2} \cdot V_1 \cdot M$$



где: L_1 — габаритная длина обгоняющего автомобиля;
 L_2 — габаритная длина обгоняемого автомобиля;
 V_1 — скорость движения обгоняющего автомобиля;
 V_2 — скорость движения обгоняемого автомобиля.

Время необходимое обгоняющему автомобилю для выполнения обгона, тем больше, чем больше путь обгона и чем меньше скорость движения автомобиля. Следовательно для определения времени обгона будем иметь:

$$t_{об} = 3,6 \frac{S_{об}}{V_1}$$

По приведенным формулам были подсчитаны время и путь, необходимые автомобилю ГАЗ-21Р для обгона автомобиля движущегося со скоростью 70 км/час. Результаты подсчетов введены в таблице 2.

Время и путь обгона автомобиля

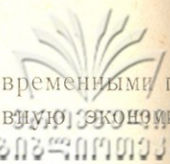
Таблица 2

Случай	Величина	V_1 км/час	V_2 км/час	$S_з$ м	$S_{об}$ м	$t_{об}$ сек
1		110	70	210	330	10,8
2		125	"	176	305	8,8
3		118	"	187	315	9,6
4		138	"	156	300	7,8

Сравнение данных таблицы 2 показывает, что увеличение эффективной мощности и числа оборотов двигателя способствует уменьшению требуемой пути и времени обгона автомобиля. В частности, при замене двигателя, КПП и главной передачи агрегатами автомобиля ГАЗ-24 путь обгона уменьшается от 210 м до 156 м т. е. на 25%, время на обгон — на 27,8%.

Выводы

1. Проведенный аналитический расчет подтверждает, что замена двигателя, КПП и главной передачи автомобиля ГАЗ-21Р агрегатами автомобиля ГАЗ-24 способствует улучшению тяговых и динамических свойств автомобиля.

- 
2. Использование на ГАЗ-21Р агрегатов более современными позволяет улучшить производительность и топливную экономичность машины.
3. Уменьшение пути и времени на обгон вероятно будет способствовать снижению транспортных происшествий на автомобильных дорогах.
-



УДК 621.436:621.515.5 (088.8),

А. Я. ЭСАКИЯ

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ С Пониженной Степенью сжатия и высоким наддувом

Двигатели внутреннего сгорания, в частности двигатели с воспламенением от сжатия, благодаря своей высокой топливной экономичности, получили исключительное распространение в народном хозяйстве.

Наряду с топливной экономичностью, они характеризуются высокой надежностью и долговечностью. Вместе с тем, имеются возможности дальнейшего усовершенствования их конструкции и улучшения удельных показателей.

С этой точки зрения наиболее перспективным решением является применение газотурбинного наддува, применение которого, помимо улучшения весогабаритных показателей, позволяет улучшить и топливную экономичность, за счет использования энергии отработавших газов для привода турбокомпрессора.

В обычных дизелях повышение давления наддува и тем самым получение высоких мощностных показателей ограничено, так как при этом механические и тепловые нагрузки двигателя выходят за их допустимые пределы.

Устранение этого препятствия может быть достигнуто применением двигателя с пониженной степенью сжатия, и высоким наддувом. [2].

Наддув в дизелях с пониженной степенью сжатия, позволяет повысить эффективную мощность без существенного увеличения его размеров, при этом механические и тепловые нагрузки основных деталей двигателя не возрастают, так как увеличение эффективной мощности происходит за счет повышения среднего индикаторного давления, а максимальное давление цикла, ввиду использования низкой степени сжатия, остается на допустимом уровне.

Необходимо отметить, что в дизеле с пониженной степенью сжатия снижается индикаторный КПД цикла, однако ухудшение теплоиспользования в цилиндре двигателя в некоторой степени компенсируется улучшением теплоиспользования в турбокомпрессоре, кроме того уменьшается относительная доля механических потерь, то-есть повышается значение механического КПД и в результате по данным некоторых авторов удельный расход топлива остается на прежнем уровне или увеличивается незначительно, хотя наблюдается целесообразность пересмотра известной формулы для определения КПД двигателя с наддувом.

Вместе с тем в дизелях с пониженной степенью сжатия и высоким наддувом, одним из проблемных вопросов, является вопрос надежного запуска холодного двигателя и обеспечения его нормальной работы на холостом ходу и малых нагрузках.

Для решения этого проблемного вопроса необходимо обеспечить в конце сжатия получение температуры, достаточной для надежного самовоспламенения впрыскиваемого топлива.

С целью уяснения отмеченных вопросов автором были проведены исследования рабочего процесса дизеля с пониженной степенью сжатия при высоком наддуве.

Исследование вопросов пуска и работы дизеля с пониженной степенью сжатия велось на одноцилиндровой установке осуществленной на базе дизеля Д-20 и балансирной машины СТЭУ-40.

Исследования проводились использованием смешных поршней с полусферическими камерами в днищах, объем которых соответствовал степени сжатия $\epsilon_c = 8; 9; 10; 11; 12$.

Исследуемый двигатель был оснащен системой наддува, состоящей из автономного компрессора ЭК-9 и ресивера с электрическим подогревателем нагнетаемого воздуха, ротационным счетчиком РС-600 для замера расхода воздуха, установленного перед компрессором, с перепуском избыточного воздуха во всасывающую полость компрессора после счетчика, датчиком для определения угла опережения впрыска топлива, индикатором давления МАИ-2А для индицирования рабочего процесса, устройством для имитации турбонаддува дизеля, с соответствующим манометром для фиксации противодавления перед турбинной постоянной давления, термометром и термопарами для измерения температуры наддуваемого воздуха и отработавших газов.

Помимо отмеченного экспериментальная установка была оснащена соответствующими приборами для питания и замера расхода топлива, а также дистанционными термометрами и маноме-

тром, для определения давления масла в масляной магистрали и температуры масла и воды в соответствующих системах двигателя.

Тепловой расчет рабочего процесса дизеля с пониженной фиксированной степенью сжатия показал, что запуск данного двигателя возможен лишь при определенных значениях величины температуры и давления наддуваемого воздуха, что вполне подтвердилось экспериментом. Если, например, при степени сжатия $\varepsilon = 8$ и давлении наддуваемого воздуха, 2 кг/см^2 , дизель запускался при температуре наддуваемого воздуха $t_k = 115-125^\circ\text{C}$, то при давлении воздуха $3,0 \text{ кг/см}^2$ соответственно при $t_k = 85-90^\circ\text{C}$.

Исследование рабочего процесса дизеля проводилось путем снятия и анализа индикаторных диаграмм и нагрузочных характеристик при разных значениях давления наддува P_k , оптимальном подогреве подаваемого в цилиндры воздуха и противодавления на выхлопе P_r иммитирующего сопротивление турбокомпрессора, при данном давлении наддува.

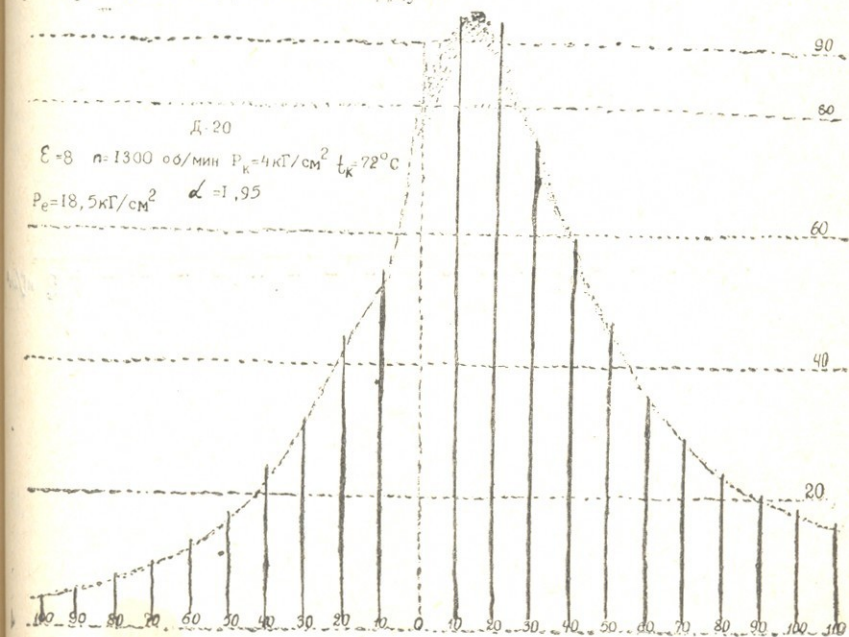


Рис. 1

Максимальное значение давления наддува подбиралось из условия ограничения максимального давления цикла P_z в пределах до 100 кг/см^2 .

Для иллюстрации на рис. 1 показана индикаторная диаграмма давления, снятая с экспериментального двигателя при работе со степенью сжатия $\varepsilon = 8$, на скоростном режиме $n = 1430$ об/мин и $P_k = 4,0$ кг/см², $t_k = 72^\circ\text{C}$ и $P_T = 3,35$ кг/см²

В таблице приведены сводные данные соответствующие нагрузочной характеристике при работе дизеля на отмеченном режиме, те же данные графически изображены на рис. 2.

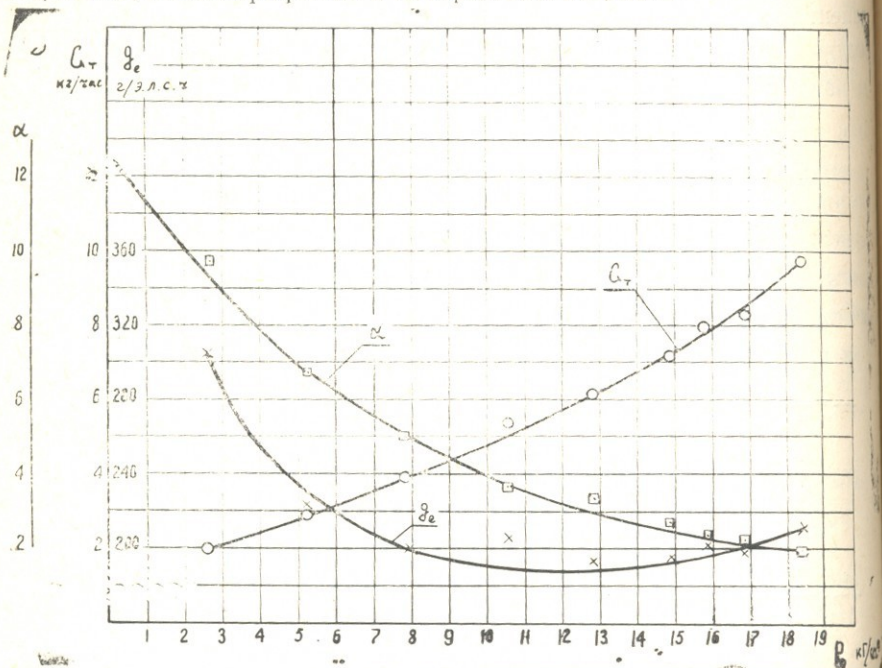
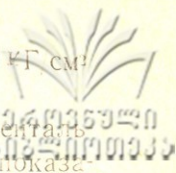


Рис. 2

Таблица 1

P_k кг/см ²	18,5	16,9	15,9	14,9	12,8	10,6	7,9	5,2	2,6	0
G_T кг/час	9,73	8,27	7,93	7,17	6,15	5,39	3,89	2,88	1,98	1,53
g_e г/э. л. с. ч.	212	198	202	194	193	205	200	222	305	∞
α	1,95	2,24	2,4	2,72	3,33	3,63	5,0	6,75	9,73	12,6

Таким образом, применение высокого наддува до $P_k = 4,0$ кг/см², в двигателе с пониженной до $\varepsilon = 8$ степенью сжатия, позволяет более чем в 3 раза увеличить эффективную мощность двигателя и улучшить топливную экономичность на 5–6%, при сохра-



нении максимальных давлений цикла на уровне $P_z = 95-100$ кг/см² [3].

Анализ нагрузочных характеристик снятых с экспериментального двигателя показал, что индикаторные и эффективные показатели двигателя с пониженной степенью сжатия значительно ухудшаются с уменьшением нагрузки. Однако с увеличением подогрева воздуха это ухудшение становится менее заметным.

Выводы

1. В дизеле с пониженной степенью сжатия при высоком наддуве можно достигнуть более чем трехкратного повышения литровой мощности с сохранением максимальных давлений цикла на допустимом уровне.
2. Экономические показатели дизеля с пониженной степенью сжатия при работе с высоким наддувом на средних и максимальных нагрузках сохраняются на уровне показателей базового двигателя, а в некоторых случаях даже несколько превышают их.
3. Некоторое ухудшение экономичности на долевых нагрузках и холостом ходе можно компенсировать подогревом подаваемого воздуха.

Литература

1. В. В. Махалдiani, И. Ф. Эджибия, А. М. Леонидзе. Двигатели внутреннего сгорания с автоматическим регулированием степени сжатия. «Мецниереба», Тб., 1973.
2. Доклады семинара по двигателям внутреннего сгорания с автоматическим регулированием степени сжатия. «Мецниереба», Тб., 1976.
3. В. А. Окропиридзе и др. Научный отчет. Груз. СХИ 1-42, 1977.





УДК 633.72:631.37

З. Г. ШХВАЦАБАЯ

ТЕНЗОМЕТРИРОВАНИЕ РУЧНОЙ САМОХОДНОЙ МАШИНЫ ДЛЯ БОКОВОЙ ПОДРЕЗКИ ШПАЛЕР ЧАЙНЫХ КУСТОВ

В целях ускорения механизации наиболее трудоемких процессов на тракторонедоступных и мелкоконтурных плантациях, а также облегчения труда чаеводов в тех совхозах и колхозах, где применение имеющей мобильной чайной техники невозможно или неэкономично, в нашей республике в настоящее время большое внимание уделяется вопросам малой механизации. В научно-исследовательских институтах ведутся работы по созданию комплекса машин малой механизации, пригодных в тракторонедоступных и на мелкоконтурных участках. Создаются маломощные, малогабаритные и ручные моторизованные машины. Для усовершенствования таких машин необходимо определение их энергетических и эксплуатационных показателей экспериментальным путем. Важное значение при этом имеет синхронизация регистрирующих параметров.

Наиболее универсальным способом является метод электротензометрирования, позволяющий одновременно записывать на осциллографную ленту следующие показатели: тяговое сопротивление машины, крутящие моменты на разных валах, время, число оборотов пути перемещения и т. д. Важное значение имеет также подбор тензодатчиков и схем для получения сигнала такой мощности, который не потребует усиления, ибо в таком случае отпадает необходимость в усилительной аппаратуре. Применение безусилительной аппаратуры при тензометрировании способствует более точному замеру исследуемых параметров. Общие вопросы тензометрирования подробно рассмотрены в специальной литературе, поэтому остановимся лишь на специфических вопросах тензометрирования разработанной нами ручной самоходной машины для боковой подрезки шпалер чайных кустов.

Для тензометрирования нужно определить места, где будут расположены тензодатчики и установлены токосъемники. С этой целью необходимо рассмотреть мощностной баланс наиболее типичной самоходной машины. Ее мощностной баланс выразится в уравнении, показывающем как расходуется во время работы развиваемая двигателем мощность. Так как она должна быть равна сумме мощностей, затрачиваемых на преодоление различных сопротивлений, возникающих в процессе работы машины, уравнения мощностного баланса выразится в следующей форме:

$$N_{e\gamma_3} = N_x + N_T + N_{xII} + N_{II} + N_z$$

где: N_e — эффективная мощность, развиваемая на валу двигателя;

N_x — мощность, затрачиваемая на холостую работу рабочих органов;

N_T — потребная мощность на выполнение технологического процесса;

N_{xII} — мощность, затрачиваемая на холостое передвижение машины;

N_{II} — мощность, затрачиваемая на передвижение машины во время работы;

N_z — мощность, затрачиваемая на преодоление подъема;

γ_3 — коэффициент загрузки двигателя;

Чтобы установить потребную мощность на отдельных валах машины, необходимо сперва определить в нужных точках величины крутящих моментов и угловых скоростей, а затем вычислить эту мощность по формуле:

$$N_{cp} = \frac{M_{cp} \cdot n_{cp}}{973,8} \quad \text{или кВт}$$

Для определения же общего мощностного баланса машины, необходимо установить величины крутящих моментов и угловых скоростей в следующих точках:

I. Приведенный крутящий момент и угловую скорость на валу двигателя, которые дают возможность определить мощность, необходимую для работы машины.

II. Крутящий момент и угловую скорость, переданные на двойную (центральную) звездочку, приводящую в движение режущие аппараты (рабочие органы), то есть можно определить мощность,

затрачиваемую на холостую работу режущих аппаратов и потребляемую на выполнение технологического процесса.

III. Крутящие моменты и угловые скорости, переданные на валы ведущих колес машины, позволяющие определить мощность, затрачиваемую на холостое и рабочее передвижение агрегата.

Все эти параметры нужно определить в процессе работы машины на различных скоростях и склонах (кинематическая схема машины с расположением тензозвеньев и токосъемников показана на рис. 1).

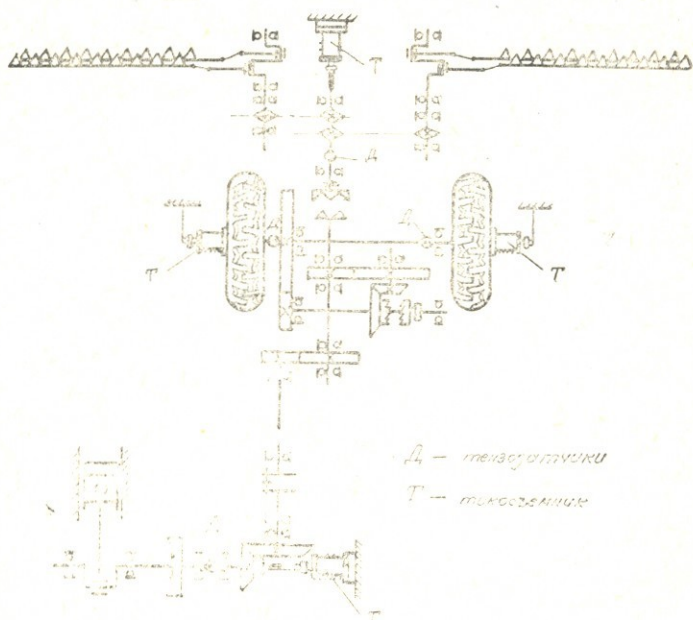


Рис. 1

Кинематическая схема ручной самоходной машины для боковой подрезки шпалер чайных кустов.

Для записи крутящих моментов, усилий и нагрузок широко применяются проволочные и фольговые тензодатчики омического сопротивления. Принцип работы этих датчиков основан на свойстве чувствительного элемента, изменять свое омическое сопротивление при упругой деформации детали, к которой он прикреплен. Для измерения крутящих моментов, тензодатчики наклеиваются на валах под углом 45° к продольной оси вала и под углом 90° к диаметрально противоположному тензорезистору.

Тензодатчики включаются по мостовой схеме, обеспечивающей температурную компенсацию и исключающей влияние дефор-

машины изгиба. Наклейка тензодатчиков производится по инструкции или по технологии, которая изложена в специальной литературе.

Электрическая связь датчиков, наклеенных на вращающихся валах с регистрирующей аппаратурой, осуществляется с помощью токосъемного устройства. Схема включения тензодатчиков для определения крутящих моментов показана на рис. 2.

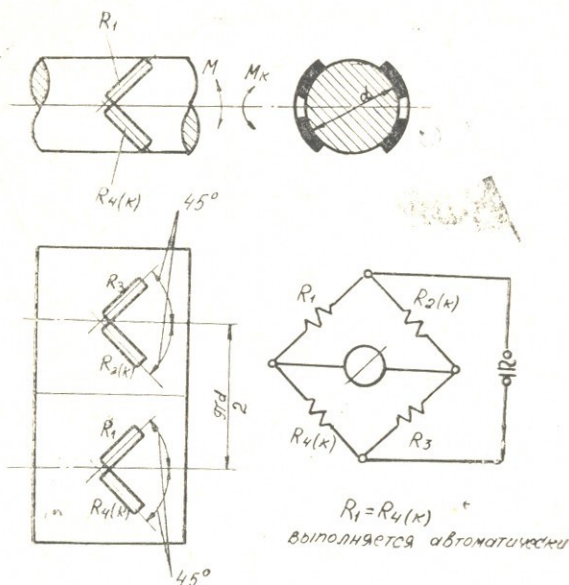


Рис. 2

Схема расположения тензодатчиков.

Число оборотов двигателя и режущего аппарата определяется с помощью индуктивных датчиков, в монтированных в токосъемники ТРАК-6. Для определения числа оборотов ведущих колес машины, проходящей за время опыта длину опытного участка, применяются контактные датчики прерывательного типа, которые прикреплены к специальным кронштейнам на заднем мосту. Прерывание контактов в процессе качения колеса производится штифтами, прикрепленными к дискам. Точность регистрации оборотов зависит от числа этих прерывов за один оборот, или это одно и то же, от количества штифтов на диске. При вращении колес происходит замыкание электрической цепи, в которую подключены электромагнитные отметчики (шлейфы осциллографа) и (параллельно) суммарные электроимпульсные счетчики оборотов СБ-1 м/100.



1000000000
202001010000

Прходимый машиной путь в течение опыта определяется дли-
вой участка. замеряемой двадцатиметровой землемерной лентой.

Длительность опыта измеряется секундомером, включение
выключение которого синхронизировано с другими измерительны-
ми приборами.

Расход топлива за опыт определяется по показателям шкалы
мерного бачка в начале и конце зачетного участка. Точность от-
чета 0,5 куб. см.

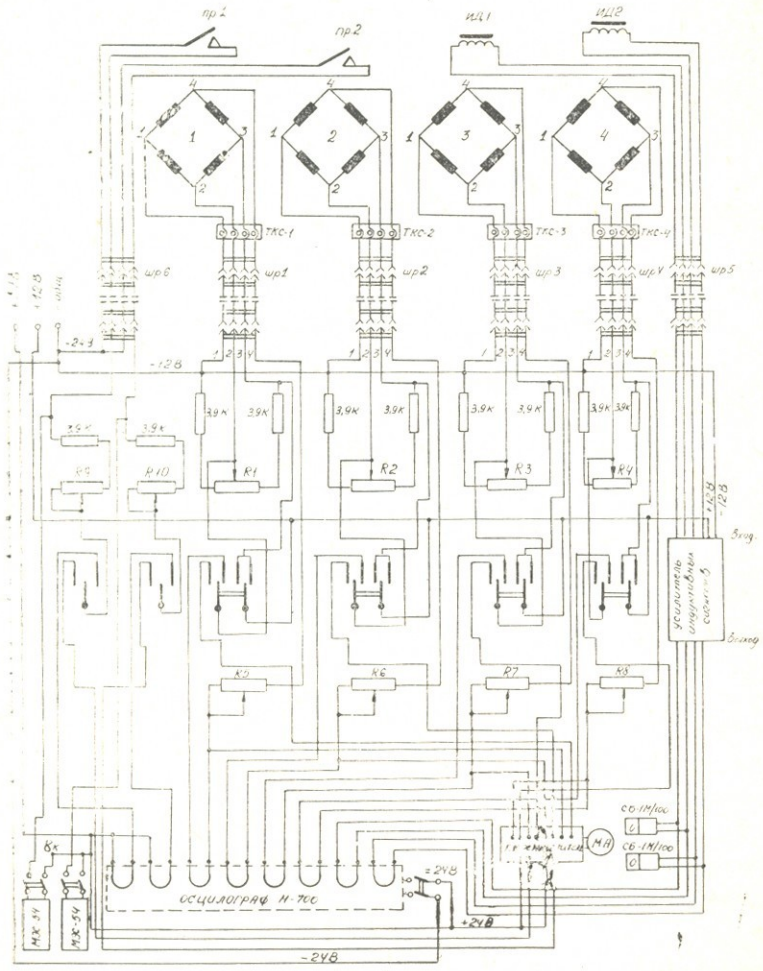


Рис. 3

Измерительная схема безусловного тензометрирования ручной са­моход-
ной машины для боковой подрезки шпалер чайных кустов.

Балансировка тензоузлов, регулировка сигнала и регистрация исследуемых параметров производится с помощью передвижной тензоблаборатории. Связь между машиной и тензоблабораторией осуществляется с помощью кабеля.

Измерительная схема безусилительного тензометрирования машины показана на рис. 3.

Представленная на рис. 3 измерительная схема безусилительного тензометрирования состоит из двух частей: 1 часть представляет схему тензоузлов, расположенных на испытуемой машине, а вторая — схему измерительной аппаратуры.

Тензомосты №1 и №2 расположены на полуосях ведущих колес машины. Тензомост №3 расположен на приводном валу режущего аппарата, а тензомост №4 — на валу двигателя. Для отсчета числа оборотов, применяем:

- а) для ведущих колес, прерыватели пр. 1 и пр. 2;
- б) для привода режущих аппаратов и двигателя индукционные датчики ИД-1 и ИД-2.

Питание тензомостов и отвод сигналов от них осуществляют через токосъемники ТРАК-4 (на ведущих колесах ТК-1, ТК-2), и ТРАК-6 с индуктивными датчиками (на валу привода режущих аппаратов и на валу двигателя).

Питание схемы осуществляется от двух двенадцативольтовых аккумуляторных батарей 6СТ-128. В тензомостах через питающую диагональ 1—3 подается стабилизированное напряжение 12 вт. Сигнал от измерительной диагонали 2—4 подается в пульт управления, где производится балансировка тензомоста, с помощью переменных сопротивлений R-1, R-2, R-3, R-4 и регулировка масштаба с помощью переменных сопротивлений R 5÷8 по показаниям микроамперметра М-24/18. Сигналы после балансировки тензомоста и регулировки масштаба подаются на шлейфы осциллографа Н-700.

Переменные сопротивления R-9 и R-10 служат для регулировки сигналов от контактных прерывателей пр-1 и пр-2. Регулировка производится по показаниям микроамперметра. Импульсы от контактных прерывателей, после регулировки, подаются на импульсные счетчики МЭС-54 и шлейфы осциллографа.

Сигналы от индуктивных датчиков, после усиления, подаются на импульсные счетчики СБ-1м/100 и шлейфы осциллографа.

Выключатели ВЫКЛ 1 ÷ 6 служат для переключения мостов и прерывателей на осциллограф или на микроамперметр визуального контроля.

ВНИИСССХ
307430010133

В тензомостах нами применяются бумажные тензодатчики ПБ-10 сопротивлением 100 ом. Сопротивление резисторов переменного сопротивления: R 1 ± 8 — 470 ом, а R 9 ± 10 — шп 1 ± 6 штепсельные разъемы.

Связь между тензоузлами и регистрирующим аппаратом (тензолабораторией) осуществляется с помощью 100-метрового кабеля.

Внешний вид ручной самоходной машинки для боковой подрезки шпалер чайных кустов показан на рис. 4.

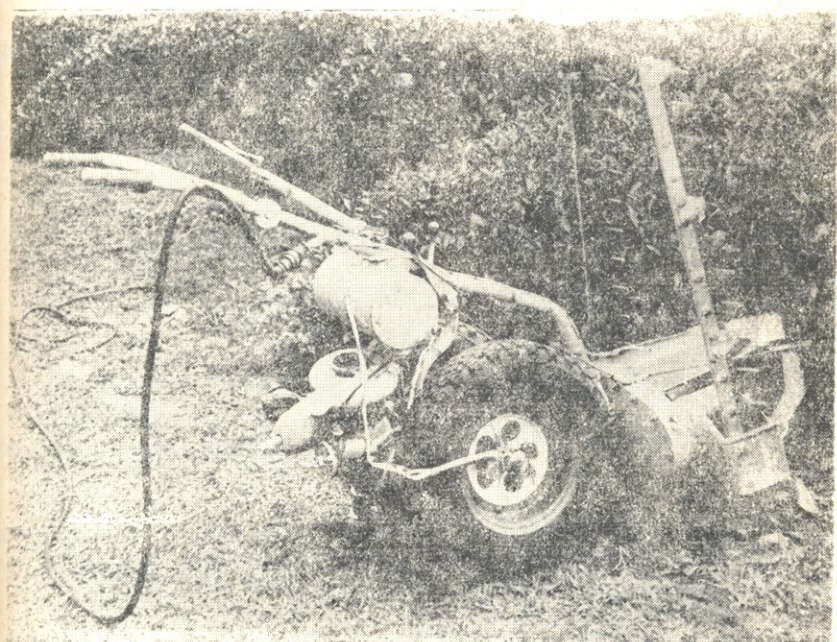


Рис. 4

Расчет тензозвеньев.

В данной схеме тензодатчики наклеены на вращающиеся валы таким образом, что на них действуют только деформации растяжения или сжатия, а другие виды деформации исключаются или компенсируются.

Расчет тензозвена для измерения крутящего момента заключается в увязке упругой деформации звена в плоскости наклейки тензорезистора с сигналом на выходе измерительного моста.

$$I_{на} = \frac{U_{II}}{2R} \quad (A)$$

Ток, проходящий в одном плече мостовой схемы равен:

где: $U_{\text{н}}$ — напряжение питания тензомоста,

R — сопротивление одного плеча тензомоста.

Напряжение в измерительной диагонали при деформации определяется зависимостью:

$$U_{\text{из}} = 2 \cdot I_{\text{пл}} \cdot \Delta R = U_{\text{н}} \cdot \frac{\Delta R}{R} \quad (V)$$

Величина тока, в измерительной диагонали, проходящей через гальванометр, определяется зависимостью:

$$I = \frac{U_{\text{н}}}{R + R_{\text{и}}} \cdot \frac{\Delta R}{R} \quad (A) \quad (\Delta R \approx 0,01R)$$

$R_{\text{и}}$ — сопротивление измерительной диагонали

$$R_{\text{и}} = R_{\text{Г}} + 2R_{\text{пров}} + R_{\text{доб}} \quad (\text{Ом})$$

$R_{\text{Г}}$ — сопротивление гальванометра,

$R_{\text{пров}}$ — сопротивление проводов,

$R_{\text{доб}}$ — величина добавочного сопротивления для балансировки.

Величина отклонения луча в осцилографе или высота одринаты h при данной чувствительности гальванометра определяется током гальванометра

$$h = k \cdot I_{\text{Г}} \quad (\text{мм})$$

С учетом значения $I_{\text{Г}}$ величина отклонения луча в случае кручения:

$$h = \frac{U_{\text{н}} \cdot S \cdot \tau (1 + \mu) \cdot k}{(R + R_{\text{и}}) \cdot E} \cdot 1000 \quad (\text{мм})$$

где: τ — касательное напряжение;

$$\tau = \frac{M_{\text{кр}}}{W_{\text{р}}} \quad \text{кг/см}^2$$

μ — коэффициент Пуассона $\mu = 0,28$;

S — коэффициент тензочувствительности датчика мм/ма,

k — коэффициент чувствительности гальванометра.

W_p — момент сопротивления при кручении.

Расчет тензозвена по заданному отклонению луча производится по определению напряжения:

$$\sigma = \frac{10h(R+R_u)E}{k \cdot U_{\Pi} \cdot S} \quad \text{н/м}^2$$

$$\sigma = \tau(1+\mu) \quad \text{кг/см}^2$$

Величина диаметра вала в зоне наклейки тензодатчиков определяется:

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2d^3 \quad \text{см}^3$$

$$\tau_k \max \approx \frac{M_{кр}}{0,2d^3} \quad \text{кг/см}^2$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2[\tau]_k}} \quad \text{мм}$$

Сопротивление одного тензорезистора $R = 100$ ом.

Коэффициент тензочувствительности датчика $S = 1,8 \div 2,1$ мм/ма.

Величина тока в плече тензомоста

$$I_{\Pi.л} = \frac{U_{\Pi}}{2R} = \frac{12}{2 \cdot 100} = 0,06 \quad (A)$$

Напряжение в измерительной диагонали

$$U_{из} = U_{\Pi} \cdot \frac{\Delta R}{R} = 12 \cdot \frac{0,01 \cdot 100}{100} = \frac{12}{100} = 0,12 \quad (V)$$

Величина тока, проходящего через гальванометр для тензомостов ведущих колес и режущих аппаратов

$$I_{Г} = \frac{U_{\Pi}}{R+R_u} \cdot \frac{\Delta R}{R} = \frac{12}{(100+180) \cdot 100} = 0,43 \quad \text{ма}$$

Величина тока, проходящего через гальванометр для тензомоста вала двигателя

$$I_{Г} = \frac{U_{\Pi}}{R+R_u} \cdot \frac{\Delta R}{R} = \frac{12}{(50+120) \cdot 100} = 0,71 \quad \text{ма}$$

Результаты расчета тензоузлов приводятся в табл. 1.

Тензоузлы	Напряже- ние в измер- ительной ди- агонали U из (V)	Величина тока в из- мерительной диагонали I_r (M_A)	Максималь- ные расчетн ые значения крутящих моментов ГКМ	Диамет- ры валов d мм	σ_k кг/см ² касатель- ное нап- ряжение	Отклоне- ние луча h мм
Правое ко- лесо	0,12	0,43	10	25	326	45,5
Левое ко- лесо	0,12	0,43	10	25	326	45,5
Двигатель	0,12	0,71	0,56	16	67	22,5
Режущие аппараты	0,12	0,43	5,73	20	368	65,3

Л и т е р а т у р а

1. Ш. М. Алу кер. Электрические измерения. М., изд. «Колос», 1972.
2. А. А. Высоцкий. Динамометрирование сельскохозяйственных машин. Машиностроение, 1968.
3. В. С. Лихачев. Испытание тракторов. Машиностроение, 1974.
4. О. Хорна. Тензометрические мосты. М., Госэнергоиздат, 1962.



УДК 531.211

Г. Г. ЦУЛЕЙСКИРИ

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ АНАЛИЗА ПЛОСКИХ СТЕРЖНЕВЫХ СИСТЕМ

Под анализом плоских систем строительной механики мы подразумеваем попытку нахождения наиболее выгодного направления внешних единичных сил, действующих на узлы данной конструкции.

Прежде, чем приступить к сути вопроса анализа, следует уточнить ранее нами изложенные понятия, знакомство с которыми необходимо при рассмотрении данного вопроса.

Понятие о нуль-точке и нуль-прямой

Нуль-точкой данного стержня плоской системы будем называть точку пересечения направлений таких внешних сил, действующих на узлы данной системы, которые вызывают в данном стержне нулевые усилия. А под понятием нуль-прямой данного стержня рассматриваемой системы подразумевается такая прямая, проходящая через узел данной системы, по направлению которой действующая внешняя сила вызывает в этом стержне нулевое усилие. Иначе, это прямая, соединяющая нуль-точки определенного стержня со всеми узлами системы.

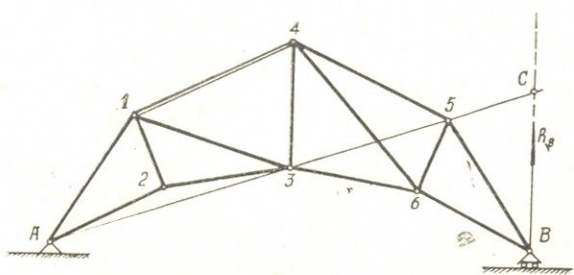


Рис. 1

Рассмотрим плоскую стержневую систему на двух опорах (черт. 1). Левая опора А — неподвижная, а правая В — подвижная. Рассмотрим пример нахождения нуль-точки для произвольного стержня, напр. для стержня 1—4. Тут следует говорить о нуль-точке при случае плоской системы на двух опорах (в отличие от консольной системы) нуль-точка меняет свое месторасположение в зависимости от того, на какой узел данной системы действует внешняя единичная сила.

Мысленно отбросим исследуемый стержень 1—4 из системы. Получим две полусистемы: полусистему А—1—2—3 и полусистему 3—4—5—6—В. Очевидно, что узел 3 является общим для обеих полусистем. В данной ситуации могут иметь место три случая:

1. Внешняя единичная сила действует в узле 1, или 2.

Нуль-точкой для стержня 1—4 будет точка А.

2. Внешняя единичная сила действует в узле 4, 5 или 6.

Нуль-точкой для стержня 1—4 будет точка С — пересечение направления А—3 с направлением реакции в подвижной опоре В.

3. Внешняя единичная сила действует в узле 3.

Нуль-точкой для стержня 1—4 может быть как точка А, так и точка С. Следует отметить некоторое различие при нахождении нуль-точек для раскосов или стоек. Рассмотрим пример нахождения нуль-точек для раскоса 4—6 (черт. 2). Произведем мысленное

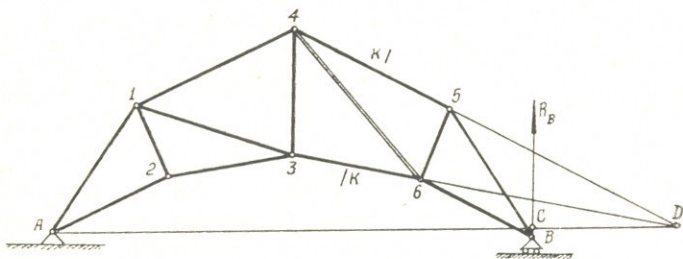


Рис. 2

сечение данной системы с участием стержня 4—6 и минимального количества остальных ее стержней (сечение К—К). В этом сечении помимо рассматриваемого стержня участвуют стержни 3—6 и 4—5. Исключая эти стержни из системы, получим две полусистемы: полусистему А—1—2—3—4 и полусистему 5—6—В. Рассмотрим случаи, изложенные выше, для данного примера.

1. Внешняя единичная сила действует в узле 1, 2 или 3.

Нуль-точкой для стержня 4—6 будет точка А.

2. Внешняя единичная сила действует в узле 4 или 6.

Нуль-точкой для стержня 4—6 будет точка D — пересечение направлений стержней 3—6 и 4—5, входящих в одно со стержнем 4—6 сечение К—К.

3. Внешняя единичная сила действует в узле 5.

Нуль-точкой стержня 4—6 будет точка С — пересечение прямой AD с направлением реакции в подвижной опоре В.

При сравнении рассматриваемых случаев очевидными становятся явная аналогия и факт, что первый пример является частным случаем второго.

Нахождение наиболее выгодного направления внешних сил для данной плоской стержневой системы

Дана плоская статически определимая система, состоящая из определенного количества стержней и узлов. Выделим из нее один из узлов, напр. узел 1 вместе с проходящими через него нуль-прямыми, т. е. прямыми, соединяющими этот узел со всеми нуль-точками данной системы. Рассмотрим основные случаи расположения этих прямых для данной системы.

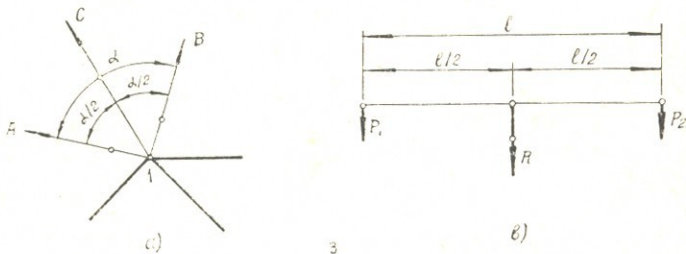


Рис. 3

1. Через узел 1 проходят две нуль-прямые (допустим, что требуется найти наиболее выгодное направление внешней силы для двух стержней системы). Значит (черт. 3а), для одного из рассматриваемых стержней наиболее выгодное направление внешней силы совпадает с одной нуль-прямой, а для второго — со второй. Разумеется, наиболее выгодное направление внешней силы для обеих стержней будет биссектрисса угла AIB, т. е. направление IC.

Для дальнейшего рассмотрения более сложных случаев предлагаем параллельно рассматривать случаи сложения параллельных сил (черт. 3в). В данном случае, когда P_1 и P_2 , точка приложения равнодействующей делит расстояние между точками приложения P_1 и P_2 пополам.

2. Через узел 1 проходят три нуль-прямые, две из которых совпадают (что очень часто встречается в практике построения нуль-прямых). Значит (черт. 4а), для двух каких-либо стержней данной системы наиболее выгодным направлением будет направление 1—А, а для третьего стержня наиболее выгодным направлением будет направление 1—В. Для нахождения среднего наиболее выгодного направления для всех трех стержней делим угол А1В на три равные части и совмещаем наиболее выгодное направление с лучом, делящим угол А1В на две части по пропорции 1:2. Причем одна треть угла прилагает к направлению, содержащему две нуль-прямые, а две трети — к направлению, содержащему одну нуль-прямую.

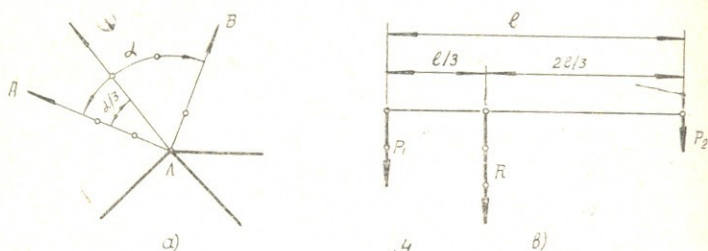


Рис. 4

При случае сложения параллельных сил (черт. 4б), когда $P_1 = 2P_2$, точка приложения равнодействующей делит расстояние между точками их приложения по пропорции 1:2 и расположена на одну треть этого расстояния от силы $P_1 = 2P_2$.

Аналогично можно найти наиболее выгодное направление внешней силы для n количества стержней, если их нуль-прямые совпадают с двумя направлениями.

3. Через узел 1 проходит n -ное количество нуль-прямых. Многие из них совпадают и располагаются по трем направлениям. Нахождение наиболее выгодного направления внешней силы осуществляется постепенно. Сначала находится наиболее выгодное для двух произвольных направлений, а далее — между полученным и третьим направлением. Для аналогии можно рассмотреть пример нахождения точки приложения равнодействующей для n -ного количества параллельных сил.

Найдя для узла 1 наиболее выгодное направление внешней силы можно, используя изложенный способ, найти аналогичные направления для всех неопорных узлов системы. Получим пять разных

направлений. Но мы знаем, что практически на узлы системы не могут действовать силы разного направления. В практике принято считать, что на узлы системы действуют наклонные параллельные силы, представляющие собой равнодействующие основных вертикальных и ветровых горизонтальных нагрузок. Поэтому среди наиболее выгодных направлений внешних сил для отдельных узлов следует выбрать среднее наиболее выгодное направление для всей системы. Например, дано пять наиболее выгодных направлений для узлов 1, 2, 3, 4 и 5. Отложим эти направления как равные векторы от точки O (черт. 5). Для определения наиболее выгодного направления внешних параллельных сил для всех узлов системы

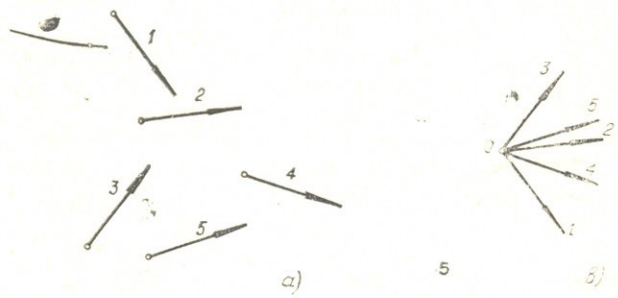


Рис. 5

следует найти направление равнодействующей равных векторов 1, 2, 3, 4 и 5.

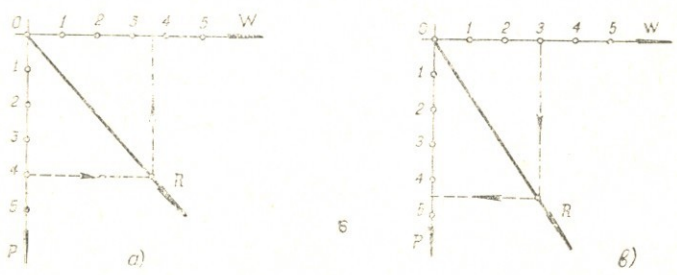
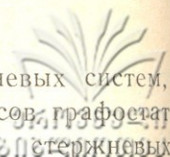


Рис. 6

Имея наиболее выгодное направление внешних параллельных сил для данной системы (черт. 6а). Можно определить отмерив на оси абсцисс в масштабе силу ветра, а на оси ординат — величину действующих вертикальных сил, какая величина горизонтальной силы ветра соответствует действующей на узлы вертикальной силе и наоборот, какая величина действующей на узлы вертикальной силы соответствует определенной силе ветра (черт. 6в).



Владея аппаратом анализа плоских стержневых систем, мы приближаемся к решению более сложных вопросов графостатики, а именно к вопросу анализа пространственных стержневых систем и синтеза плоских стержневых систем, т. е. для данного направления внешних сил построить очертание наиболее выгодной в отношении усилий в стержнях системы. Тут следует оговорить, что очертание стержневой конструкции устанавливается не только исходя из минимального усилия в стержнях и расхода металла. Существуют более важные факторы, принятие во внимание которых при конструировании стержневых систем обязательно.

Л и т е р а т у р а

1. А. А. Уманский. Статика и кинематика ферм. Госиздат технико-творческой л-ры М., 1957.
 2. К. С. Кипшидзе, М. И. Метревели. Графические методы построения поверхностей влияния усилий в стержнях пространственных конструкций. Труды Груз. СХИ, т. ХСVI, Тб., 1976.
 3. Г. Г. Цулейскири. Построение поверхности влияния для пространственных стержневых систем. Техн. инф. Строи- и арх., № 7, Тб., 1974.
-



УДК 627, 833

Б. М. ЧИКВАШВИЛИ, И. Д. МУЗАЕВ,
М. А. КОНДИУРИН

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТРАЕКТОРИИ ДВИЖЕНИЯ ЧАСТИЦ
ВЛЕКОМЫХ НАСОСОВ НА УЧАСТКЕ ПОДХОДА ПОТОКА К ЦЕЛЕВОМУ
ОТВЕРСТИЮ ДОННОЙ ОТВОДЯЩЕЙ ГАЛЕРЕИ

Поместим начало прямоугольной декартовой системы координат на дно канала рис. 1. Пусть в части пространства $0 < y < H$ течет вязкая несжимаемая жидкость (H —глубина потока). На участке дна $0 < x < L$ устроена отводящая галерея с шириной L для отвода наносов, влекомых потоком. Обозначим среднюю скорость течения жидкости в области $x < 0, y > 0$, через U , а скорость спускающегося в галерею потока через V . Будем считать, что течение жидкости стационарно и равномерно, т. е.

$$U = \text{const.} \quad V = \text{const}$$

Рассмотрим индивидуальную влекомую частицу с массой m . Обозначим скорость движения этой частицы в момент t через $\vec{V}(V_x, V_y)$,

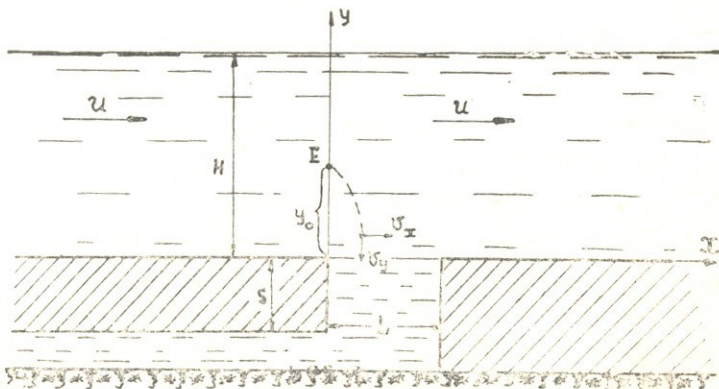


Рис. 1

где $V_x = V_x(t)$, $V_y = V_y(t)$ составляющие вектора скорости данной частицы соответственно на осях x и y . Назовем часть пространства ограниченную условиями $0 \leq x \leq L$, $0 \leq y \leq H$ областью А, а часть пространства ограниченную условиями $0 \leq x \leq L$, $-S \leq y \leq 0$ областью В.

Дифференциальные уравнения движения данной частицы в области А имеют вид:

$$m \frac{dV_x}{dt} = \lambda(U - V_x)^2 \quad (1)$$

$$m \frac{dV_y}{dt} = -\lambda(V - V_y)^2 - F \quad (2)$$

где $\lambda = \xi \frac{\gamma_2}{2g} Q_1$, ξ — коэффициент сопротивления движения частицы в жидкости, F — равнодействующая сила тяжести частицы и архимедовой выталкивающей силы. Q_1 — площадь миделево сечения; $F = Q(\gamma_1 - \gamma_2)$, Q — объем данной частицы, γ_1 — его удельный вес, γ_2 — удельный вес воды.

Движение данной индивидуальной частицы описывается системой уравнений (1—2) лишь в промежутке времени $0 \leq t \leq \tau$, где величина τ определяется из следующего равенства

$$V_y(\tau) = V.$$

При $t > \tau$ вместо уравнения (2) справедливо следующее уравнение

$$m \frac{dV_y}{dt} = \lambda(V_y - V)^2 - F \quad (2')$$

Поскольку часть жидкости уходит в галерею, то горизонтальная составляющая скорости в жидкости U в общем то не постоянна (она зависит от горизонтальной координаты x). Однако, с приемлемой для практики точностью, считаем, что $U = \text{const}$.

Для решения уравнения (1) перепишем его следующим образом



$$\frac{d(V_x - U)}{(V_x - U)^2} = \frac{\lambda}{m} dt$$

Интегрируя последнее выражение, получим

$$-\frac{1}{(V_x - U)} = \frac{\lambda}{m} t + C_1 \quad (3)$$

где C_1 — постоянная величина, определяемая из начального условия

$$V_x = V_x^0 \quad \text{при } t = 0 \quad (4)$$

где V_x^0 значение скорости V_x в точке Е.

Подставим (4) в (3) получим

$$C_1 = -\frac{1}{V_x^0 - U}$$

тогда выражение (3) переписется так

$$V_x = U - \frac{\lambda}{m} t - \frac{1}{V_x^0 - U} \quad (5)$$

Учитывая, что

$$V_x = \frac{dx}{dt},$$

выражение (5) запишется так

$$\frac{dx}{dt} = U - \frac{V_x^0 - U}{\frac{\lambda}{m} (V_x^0 - U)t - 1}$$

После разделения переменных, последнее выражение запишется так:

$$dx = U dt - \frac{(V_x^0 - U) dt}{\frac{\lambda}{m} (V_x^0 - U)t - 1}$$

Интегрируя последнее выражение получим

$$x = Ut - \frac{m}{\lambda} \ln \left| \frac{\lambda}{m} (V_x^0 - U)t - 1 \right| + C_2 \quad (6)$$

Постоянную C_2 определим из начального условия

$$x=0 \quad \text{при } t=0$$

Следовательно, $C_2=0$. Тогда выражение (6) окончательно запишется так

$$x=Ut - \frac{m}{\lambda} \ln \left| \frac{\lambda}{m} (Vx^0 - U)t - 1 \right| \quad (7)$$

Перейдем теперь к решению дифференциального уравнения (2). Запишем его следующим образом

$$\frac{d(V_y - V)}{(V_y - V)^2 + \frac{F}{\lambda}} = - \frac{\lambda}{m} dt ; \quad (8)$$

обозначим

$$(V_y - V)^2 = Z^2, \quad (9)$$

тогда выражение (8) запишется так

$$\frac{dZ}{Z^2 + \frac{F}{\lambda}} = - \frac{\lambda}{m} dt. \quad (10)$$

Интегрируя последнее выражение получим

$$\int \frac{dZ}{Z^2 + \frac{F}{\lambda}} = - \frac{\lambda}{m} t + C_1, \quad (11)$$

которое, после вычислений интеграла и с учетом (9) принимает вид

$$\sqrt{\frac{\lambda}{F}} \operatorname{arctg} \left[(V_y - V) \sqrt{\frac{\lambda}{F}} \right] = - \frac{\lambda}{m} t + C_1 \quad (12)$$

Постоянное C_1 определяется из начального условия

$$V_y = 0 \quad \text{при } t=0 \quad (13)$$

следовательно

$$C_1 = \sqrt{\frac{\lambda}{F}} \operatorname{arctg} \left(-V \sqrt{\frac{\lambda}{F}} \right); \quad (14)$$

из выражения (12) получаем

$$V_y = V + \sqrt{\frac{F}{\lambda}} \operatorname{tg} \left(\sqrt{\frac{F}{\lambda}} C_1 - \frac{\lambda}{m} \sqrt{\frac{F}{\lambda}} t \right) \quad (15)$$

с другой стороны учитывая, что

$$V_y = \frac{dy}{dt}$$



выражение (15) перепишется так

$$\frac{dy}{dt} = v + \sqrt{\frac{F}{\lambda}} \operatorname{tg} \left(\sqrt{\frac{F}{\lambda}} C_1 - \frac{\lambda}{m} \sqrt{\frac{F}{\lambda}} t \right) \quad (16)$$

Интегрируя выражение (16) получим

$$y = Vt + \frac{m}{\lambda} \ln \left| \frac{\cos \left(\frac{\lambda a}{m} t - a C_1 \right)}{\cos a C_1} \right| + C_2 \quad (17)$$

где

$$a = \sqrt{\frac{F}{\lambda}} \quad (18)$$

Постоянная C_2 определяется из начального условия

$$y = y_0 \text{ при } t = 0 \quad (19)$$

Следовательно, получим $C_2 = y_0$

Подставим значение C_2 в (17) получим

$$y = y_0 + Vt + \frac{m}{\lambda} \ln \left| \frac{\cos \left(\frac{\lambda a}{m} t - a C_1 \right)}{\cos a C_1} \right|$$

Значение величины τ определяется из (15)

$$\tau = \frac{m}{\lambda} C_1 = \frac{m}{\lambda a} \operatorname{arctg} \left(- \frac{V}{a} \right) \quad (20)$$

Итак, уравнение траектории данной частицы в области А в параметрическом виде имеет следующий вид

$$x = Ut - \frac{m}{\lambda} \ln \left| \frac{\lambda}{m} (V_x^0 - U t - 1) \right| \quad (21)$$

$$y = y_0 + Vt + \frac{m}{\lambda} \ln \left| \frac{\cos \left(\frac{\lambda a}{m} t - a C_1 \right)}{\cos a C_1} \right|, \quad (22)$$

где C_1 и a определяются по выражениям (14) и (18).

При $t > \tau$ уравнение (1) и соответственно его решение (21) остается в силе. Уравнение же (2) заменится уравнением

Для решения уравнения (21) перепишем его следующим образом.

$$\frac{d(V_y - V)}{(V_y - V)^2 - a^2} = \frac{\lambda}{m} dt \quad (23)$$

Вновь обозначая

$$V_y - V = Z, \quad (24)$$

выражение (23) запишется так

$$\frac{dZ}{Z^2 - a^2} = \frac{\lambda}{m} dt.$$

Интегрируя последнее выражение получим

$$\int \frac{dZ}{Z^2 - a^2} = \frac{\lambda}{m} t + C_1, \quad (25)$$

которое после вычисления интеграла и с учетом (24) принимает вид

$$\frac{V_y - V - a}{V_y - V + a} = C_1 e^{x}, \quad (26)$$

$$x = \frac{2\lambda}{m} \sqrt{\frac{F}{\lambda}}. \quad (26')$$

Постоянная C_1 определяется из начального условия

$$V_y = V_{y,1} = V \quad \text{при} \quad t = \tau, \quad (27)$$

где $V_{y,1} = V_y(\tau)$ и определяется из выражения (15) путем подстановки $t = \tau$. Следовательно

$$C_1 = \frac{\sqrt{\frac{F}{\lambda}} + V - V_{y,1}}{\sqrt{\frac{F}{\lambda}} - V + V_{y,1}} \quad (28)$$

из выражения (26) получается

$$V_y = V - \sqrt{\frac{F}{\lambda}} + \frac{2 \sqrt{\frac{F}{\lambda}}}{1 - C_1 e^{\alpha t}}$$

С другой стороны

$$V_y = \frac{dy}{dt}$$

и выражение (29) переписывается так:

$$\frac{dy}{dt} = V - \sqrt{\frac{F}{\lambda}} + \frac{2 \sqrt{\frac{F}{\lambda}}}{1 - C_1 e^{\alpha t}} \quad (30)$$

Интегрируя выражение (30) получим

$$y = \left(V - \sqrt{\frac{F}{\lambda}} \right) t + 2 \sqrt{\frac{F}{\lambda}} \int \frac{dt}{1 - C_1 e^{\alpha t}} + C_2 \quad (31)$$

Значение интеграла, входящее в (31) приведено в (5). Подставим это значение в (31), получим:

$$y = \left(V - \sqrt{\frac{F}{\lambda}} \right) t + 2 \sqrt{\frac{F}{\lambda}} \frac{1}{\alpha} \ln \left| \frac{C_1 e^{\alpha t}}{1 - C_1 e^{\alpha t}} \right| + C_2 \quad (32)$$

Постоянная C_2 определяется из начального условия

$$y = y_{0,1} \quad \text{при} \quad t = 0. \quad (32^1)$$

Следовательно, получим

$$C_2 = y_{0,1} - 2 \sqrt{\frac{F}{\lambda}} \frac{1}{\alpha} \ln \left| \frac{C_1}{1 - C_1} \right|. \quad (33)$$

Подставим значение C_1 и C_2 в (32), получим:

$$y = y_{0,1} + \left(V - \sqrt{\frac{F}{\lambda}} \right) t + \frac{m}{\lambda} \ln \left| \frac{(1+S)e^{\alpha t}}{1+S e^{\alpha t}} \right|, \quad (34)$$

где

$$S = \frac{V_{y,1} - V - \sqrt{\frac{F}{\lambda}}}{V_{y,1} - V + \sqrt{\frac{F}{\lambda}}}; \quad (35)$$

$$\alpha = \frac{2\lambda}{m} \sqrt{\frac{F}{\lambda}}$$



Момент времени t_0 , в которой частица попадет в траекторию, определяется из выражения (34) с учетом следующего положения

$$y = 0 \quad \text{при} \quad t = t_0 \quad (37)$$

Подставим (37) в (34) получим

$$y_{0,1} + \left(V - \sqrt{\frac{F}{\lambda}} \right) t_0 + \frac{2}{\alpha} \sqrt{\frac{F}{\lambda}} \ln \left| \frac{(1+S)e^{\alpha t_0}}{1+Se^{\alpha t_0}} \right| = 0 \quad (38)$$

К моменту времени $t=t_0$ путь проиленный частицей в горизонтальном направлении определяется из выражения (7)

$$x = x_0 \quad \text{при} \quad t = t_0:$$

Следовательно, имеем

$$x_0 = Ut_0 - \frac{m}{\lambda} \ln \left| \frac{\lambda}{m} (Vx_0 - U)t - 1 \right| \quad (39)$$

Окончательно уравнение траектории в области А в параметрическом виде имеет следующий вид

$$x = Ut - \frac{m}{\lambda} \ln \left| \frac{\lambda}{m} (Vx^0 - U)t - 1 \right| \quad (40)$$

$$y = Vt + \frac{m}{\lambda} \ln \left| \frac{\cos \left(\frac{\lambda a}{m} t - aC_1 \right)}{\cos aC_1} \right| \quad \text{при} \quad 0 \leq t \leq \tau \quad (41)$$

и

$$y = y_{0,1} + \left(V - \sqrt{\frac{F}{\lambda}} \right) t + \frac{m}{\lambda} \ln \left| \frac{(1+S)e^{\alpha t}}{1+Se^{\alpha t}} \right| \quad \text{при} \quad t \geq \tau, \quad (42)$$

где a , C_1 , $y_{0,1}$, τ , α , S определяются соответственно по выражениям (19), (14), (22), (20), (36), (35).

Поскольку в области В допускается, что

$$U = 0, \quad V = \text{const} \neq 0,$$

то в этой области дифференциальные уравнения движения частицы будут иметь следующий вид

$$m \frac{dV_x}{dt} = -\lambda V_x^2 \quad (43)$$

$$m \frac{dV_y}{dt} = \lambda(V_y - V_1)^2 - F \quad (44)$$

В уравнении (43) разделяя переменные и интегрируя

$$-\frac{1}{V_x} = -\frac{\lambda}{m}t + C_1 \quad (45)$$

Постоянную C_1 определим из начального условия

$$V_x = \bar{V}_x \quad \text{при} \quad t = t_0$$

где \bar{V}_x есть значение V_x при $t = t_0$, определяемое из выражения (40). Следовательно

$$C_1 = \frac{\lambda}{m} t_0 - \frac{1}{\bar{V}_x} \quad (46)$$

Подставим в (45) значение C_1 и из полученного выражения определим V_x

$$V_x = \frac{1}{\frac{\lambda}{m}(t-t_0) + \frac{1}{\bar{V}_x}} \quad (47)$$

Учитывая, что

$$V_x = \frac{dx}{dt},$$

выражение (47) запишется так

$$\frac{dx}{dt} = \frac{\bar{V}_x}{1 + \frac{\lambda \bar{V}_x}{m}(t-t_0)}$$

Интегрируя последнее выражение, получим

$$x = \frac{m}{\lambda} \ln \left[\frac{\lambda}{m}(t-t_0) + \frac{1}{\bar{V}_x} \right] + C_2 \quad (48)$$

Постоянную C_2 определим из начального условия

$$x = x_0 \quad \text{при} \quad t = t_0$$

где x_0 определяется из формулы (40). Следовательно, для C_2 получим

$$C_2 = \frac{m}{\lambda} \ln \bar{V}_x + x_0$$

Подставим значение C_2 в (48), получим

$$x = x_0 + \frac{m}{\lambda} \ln \left[\frac{\lambda \bar{V}_x}{m} (t - t_0) + 1 \right] \quad (49)$$

Последовательность решения дифференциального уравнения (44) идентична решению дифференциального уравнения (2¹) с той разницей, что вместо принятых начальных условий (27) и (32), соответственно будем иметь следующие начальные условия

$$\left. \begin{aligned} V_y = \bar{V}_y & \text{ при } t = t_0 \\ y = 0 & \text{ при } t = t_0 \end{aligned} \right\}, \quad (50)$$

где \bar{V}_y определяется из выражения (34) с учетом $t = t_0$. Окончательно решение уравнения (44) при условиях (50) имеет следующий вид

$$y = \left(V - \sqrt{\frac{F}{\lambda}} \right) (t - t_0) + \frac{2}{\alpha} \sqrt{\frac{F}{\lambda}} n \left| \frac{e^{\alpha(t-t_0)} + S_1 e^{\alpha t_0}}{1 + S_1 e^{\alpha t}} \right|$$

Уравнение траектории частицы в области В в параметрическом виде получили в следующем виде

$$x = \frac{m}{\lambda} \ln \left[\frac{\lambda}{m} \bar{V}_x (t - t_0) + 1 \right] + x_0 \quad (51)$$

$$y = \left(V - \sqrt{\frac{F}{\lambda}} \right) (t - t_0) + \frac{2}{\alpha} \sqrt{\frac{F}{\lambda}} \ln \left| \frac{e^{\alpha(t-t_0)} (1 + S_1 e^{\alpha t_0})}{1 + S_1 e^{\alpha t}} \right| \quad (52)$$

где принято следующее обозначение:

$$S_1 = - \frac{\bar{V}_y - V - \sqrt{\frac{F}{\lambda}}}{V_y - V + \sqrt{\frac{F}{\lambda}}}$$

В полученных выражениях величина λ определяется по формуле (1—3)

$$\lambda = \xi \frac{\gamma_2}{2g} Q_1$$

где ξ — коэффициент сопротивления твердого тела в воде. В (2—3) приведена зависимость коэффициента ξ от числа Re в логарифмических координатах. В области $Re < 2$ имеет место ламинарное обтекание, которому соответствует значение

$$\xi = \frac{24}{Re}$$

Для турбулентного течения в пределах $10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$ коэффициент сопротивления остается почти постоянным и равным приблизительно 0,4.

Для случая ламинарного обтекания влекаемой частицы уравнения (1—2) запишутся следующим образом,

$$m \frac{dV_x}{dt} = 3\pi d \nu \rho_2 (U - V_x)$$

$$m \frac{dV_y}{dt} = 3\pi d \nu \rho_2 (V_y - V) - F$$

Окончательно уравнение траектории запишется следующим образом:

$$x = Ut - \frac{U - V_x^0}{3\pi d \nu \rho_2} \left[1 - e \times P \left(- \frac{3\pi d \nu \rho_2}{m} t \right) \right]$$

$$y = y_0 + Vt + \frac{F}{3\pi d \nu \rho_2} \left[t - \frac{m}{3\pi d \nu \rho_2} \left(e \times P \left(\frac{3\pi d \nu \rho_2}{m} t \right) - 1 \right) \right] \quad (53)$$

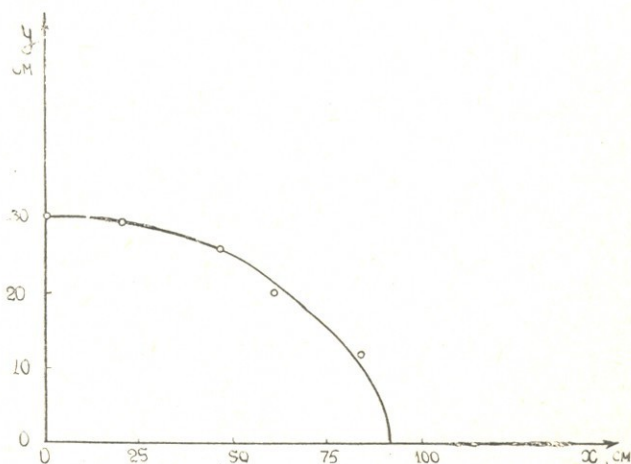


Рис. 2.

На рис. 2 приведен график траектории влекаемой частицы в области А при различных значениях параметров, входящих в (53). С

помощью этого рисунка заключаем, что ширина траншеи $L \approx 93$ см.
При всем этом, в расчетах приняты:

$$d = 2 \text{ мм}; \quad y_0 = 30 \text{ см}, \quad \nu = 0,01 \frac{\text{см}^2}{\text{сек}}, \quad \rho_1 = 2,7 \frac{\text{г}}{\text{см}^3}$$

$$U = 2 \frac{\text{м}}{\text{сек}}; \quad V = 0,5 \frac{\text{м}}{\text{сек}}; \quad \xi = 0,4 .$$

Литература

1. А. Н. Патрашев. Гидродинамика. М., Военмориздат, 1953.
 2. Л. И. Седов. Метод подобия и размерности в механике. М., Наука, 1967.
 3. И. Л. Повх. Техническая гидромеханика. Л., Машиностроение, 1976.
 4. К. В. Гришанин. Динамика русловых потоков. Л., 1969.
 5. М. Я. Выгодский. Справочник по высшей математике. М., 1961.
-



УДК 631.6.02

Г. Е. ТУГУШИ

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОТЕРЬ ВОДЫ В КАНАЛАХ И К. И. Д.

Фактические потери воды в оросительных каналах по опытным данным, обычно, определяют известной формулой (5, 6, 8, 9, 12, 13, 14), которую в сущности можно представить в следующем виде:

$$\bar{\sigma}_6 = \frac{Q_6 - Q_n}{Q_6 l} \cdot 100 \% \text{ от } Q_6 \text{ на } 1 \text{ км.} \quad (1)$$

где: Q_6 и Q_n — расходы воды брутто и нетто, в верхнем и нижнем створах канала соответственно; l — расстояние между этими створами; $\bar{\sigma}_6$ — средний процент потерь воды на 1 км длины канала в отношении расхода Q_6 .

В данном случае выражение к.и.д. определенное по $\bar{\sigma}_6$, имеет вид:

$$\bar{\eta}_1 = \bar{\eta}_{1,6} = \frac{Q_n}{Q_6} = 1 - \frac{\bar{\sigma}_6 l}{100} \quad (2)$$

а потери воды в абсолютных величинах —

$$S = S'(Q_6) = Q_6 - Q_n = Q \frac{\bar{\sigma}_6 l}{100} = Q_6' (1 - \bar{\eta}_{1,6}) \text{ м}^3/\text{сек} \quad (3)$$

Очевидно, что средний процент потерь воды на 1 км длины канала можно выразить и в отношении расхода Q_n . Тогда соответственно будем иметь:

$$\bar{\sigma}_n = \frac{Q_6 - Q_n}{Q_n l} \cdot 100 \% \text{ от } Q_n \text{ на } 1 \text{ км.} \quad (4)$$

$$\bar{\eta} = \bar{\eta}_H = \frac{1}{1 + \frac{\sigma_H l}{100}}$$



$$S = S' Q_H = Q_0 - Q_H = Q_0 \frac{\bar{\sigma}_0 l}{100} = Q_H \left(\frac{1}{\eta_H} - 1 \right)$$

М³/сек (6)

Из вышеприведенных зависимостей вытекает

$$\frac{\bar{\sigma}_0}{\sigma_H} = \frac{Q_H}{Q_0} = \eta, \quad \bar{\sigma}_0 Q_0 = \bar{\sigma}_H Q_H = A = const \quad (7)$$

Отсюда вытекает, что уравнение кривой $\bar{\sigma}(Q)$ имеет следующий общий вид: $\bar{\sigma} = \bar{\sigma}(Q) = \bar{\sigma}_0(Q_0) = \bar{\sigma}_H(Q_H) = \frac{A}{Q}$ % от Q на 1 км, (7)

которым определится как $\bar{\sigma}_0$, так и $\bar{\sigma}_H$. Например: допустим $Q_0 = 10$ м³/сек, $Q_H = 8$ м³/сек, $l = 5$ км, тогда будем иметь:

$$\bar{\sigma}_0 = \frac{10-8}{10 \cdot 5} \cdot 100 = 4\%, \quad \bar{\sigma}_H = \frac{10-8}{8 \cdot 5} \cdot 100 = 5\% \quad A = \bar{\sigma}_0 \cdot Q_0 = 4 \cdot 10 = 40$$

$= \bar{\sigma}_H Q_H = 5 \cdot 8 = 40$, а уравнение кривой $\bar{\sigma}(Q)$ по этим данным будет

$$\bar{\sigma} = \frac{40}{Q} \quad \%$$

Проверка: при $Q = Q_0 = 10$, $\bar{\sigma}_0 = \frac{40}{10} = 4\%$; при

$$Q = Q_H = 8, \quad \bar{\sigma}_H = \frac{40}{8} = 5\%$$

Однако, общеизвестно, что взаимосвязь между σ и Q выражается формулами вида

$$\sigma = \frac{A}{Q^m} \quad \text{где } 0 < m < 1, \quad m \neq 1 \quad (7^{11})$$

Попробуем по приведенным выше на примере данным определить параметры A и m установить взаимосвязь между $\bar{\sigma}$ и Q в виде (7¹¹), которая будет справедлива как для $\bar{\sigma}_0$, так и для $\bar{\sigma}_H$

Составляя систему уравнений:

$$\bar{\sigma}_0 = \frac{A}{Q_0^m} \quad \text{т. е.} \quad 4 = \frac{A}{10^m} \quad \text{а)}$$

$$\sum_{i=1}^N \lg \bar{\sigma}_{\sigma_i} = N \lg A_1 - m_1 \sum_{i=1}^N \lg Q_{\sigma_i} \quad (11)$$



Очевидно, что установленная указанным путем формула (8) справедливо применяется тогда, когда заранее заданы Q_{σ} и требуется определить $Q_{\Pi} \cdot \bar{\eta}$ и S по (2) и (3).

Не менее часто задаются не Q_{σ} а Q_{Π} и требуется определить $Q_{\sigma}, \bar{\eta}$ и S по (5) и (6). В таких случаях вместе (8) надо иметь зависимость вида

$$\bar{\sigma}_{\Pi} = \bar{\sigma}_{\Pi}(Q_{\Pi}) = \frac{A_2}{Q_{\Pi}^{m_2}} \quad \% \text{ от } Q_{\Pi} \text{ на } 1 \text{ км} \quad (12)$$

Такую зависимость можно непосредственно получить обработкой опытных данных по вышеприведенной методике, т. е. по опытным данным определяются $\bar{\sigma}_{\Pi i}$ ($= 1, 2, 3, \dots$) и в уравнениях (9) и (10) вместо ($\bar{\sigma}_{\sigma_i}, Q_{\sigma_i}, A_1, m_1$) подставляются ($\bar{\sigma}_{\Pi i}, Q_{\Pi i}, A_2, m_2$) и определяются A_2 и m_2 .

Определять $\bar{\sigma}_{\Pi}$ можно и другим путем, исходя из определенной формулы $\bar{\sigma}_{\sigma} = \bar{\sigma}_{\sigma}(Q_{\sigma})$. Согласно (5), (7) и (8) можно написать:

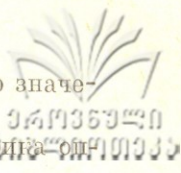
$$\bar{\sigma}_{\Pi} = \frac{\bar{\sigma}_{\sigma}}{\bar{\eta}} = \frac{A_1}{Q_{\sigma}^{m_1} \bar{\eta}} = \frac{A_1}{\left(\frac{Q_{\Pi}}{\bar{\eta}}\right)^{m_1} \bar{\eta}} = \frac{A_1}{Q_{\Pi}^{m_1}} \left(1 + \frac{\bar{\sigma}_{\Pi} l}{100}\right)^{1-m_1} \quad (13)$$

В это выражение вносим значение $l=1$ и перепишем в следующем виде:

$$\bar{\sigma}_{\Pi} = \left(\frac{1}{1+0,01\bar{\sigma}_{\Pi}}\right)^{1-m_1} = \frac{A_1}{Q_{\Pi}^{m_1}} \quad (14)$$

Из этого уравнения должно определяться $\bar{\sigma}_{\Pi}$. Однако это невозможно в явном виде. Определить $\bar{\sigma}_{\Pi}$ можно подбором или графоаналитическим способом, который заключается в следующем: обозначим левую часть уравнений (14) функцией $\Phi(\bar{\sigma}_{\Pi})$, т. е.

$$\Phi(\bar{\sigma}_{\Pi}) = \bar{\sigma}_{\Pi} \left(\frac{1}{1+0,01\bar{\sigma}_{\Pi}}\right)^{1-m_1} \quad (15)$$



и заранее построим график этой функции (рис. 1). Затем по значениям правой части уравнения $\frac{A_1}{Q_H^{m_1}}$, с помощью этого графика определяются $\bar{\sigma}_H$.

Для определения $\bar{\sigma}_H$ можно также принять метод интегрирования [4]. В правой части выражений (13) приближенно (нулевое приближение) примем:

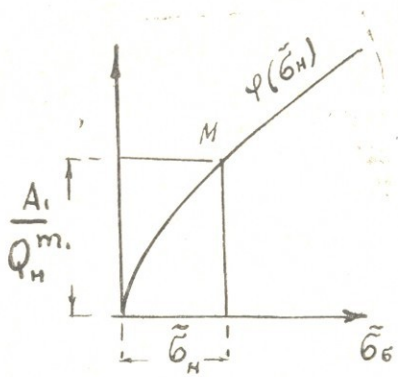


Рис-1

$$\bar{\sigma}_H = \bar{\sigma}_{H0} = \frac{A_1}{Q_H^{m_1}} \quad (16)$$

Тогда, с первым приближением (13) примет вид:

$$\bar{\sigma}_{H1} = \frac{A_1}{Q_H^{m_1}} \left(1 + \frac{A_1}{100 Q_H^{m_1}} \right)^{1-m_1} = \frac{A_1}{Q_H^{m_1}} \left(1 + 0.01 \bar{\sigma}_{H0} \right)^{1-m_1} \quad (17)$$

Со вторым приближением будем иметь:

$$\bar{\sigma}_{H2} = \frac{A_1}{Q_H^{m_1}} \cdot \left(1 + 0.01 \bar{\sigma}_{H1} \right)^{1-m_1} \quad (18)$$

а вообще, N-ым приближением —

$$\bar{\sigma}_{HN} = \frac{A_1}{Q_H^{m_1}} \cdot \left(1 + 0.01 \bar{\sigma}_{HN-1} \right)^{1-m_1} \quad (19)$$

Численные эксперименты показывают, что первое приближение (17) дает совершенно достаточную точность. Ошибка не превышает 1%.

Если по опытным данным определена формула $\bar{\sigma}_H = \bar{\sigma}_H(Q_H)$ в виде (12) и по нему хотим установить $\bar{\sigma}_6$, тогда будем иметь:

$$\bar{\sigma}_6 = \bar{\sigma}_H \cdot \bar{\eta} = \frac{A_2}{Q_6^{m_2}} \bar{\eta} = \frac{A_2 \bar{\eta}}{(Q_6 \bar{\eta})^{m_2}} = \frac{A_2}{Q_6^{m_2}} \bar{\eta}^{1-m_2} = \frac{A_2}{Q_6^{m_2}} \left(1 - \frac{\bar{\sigma}_6 - 1}{100}\right)^{1-m_2} \quad (20)$$

$$\frac{\bar{\sigma}_6}{(1 - 0.01 \bar{\sigma}_6)^{1-m_2}} = \frac{A_2}{Q_6^{m_2}} \quad (21)$$

откуда и определяется $\bar{\sigma}_6$ аналогично решениям уравнений (14). В частности, применением метода итерации аналогично предыдущему, в результате будем иметь:

$$\bar{\sigma}_{60} = \frac{A_2}{Q_6^{m_2}} \quad (22)$$

$$\bar{\sigma}_{61} = \frac{A_2}{Q_6^{m_2}} \left(1 - 0.01 \bar{\sigma}_{60}\right)^{1-m_2} \quad (23)$$

$$\bar{\sigma}_{6II} = \frac{A_2}{Q_6^{m_2}} \left(1 - 0.01 \bar{\sigma}_{61}\right)^{1-m_2} \quad (24)$$

$$\bar{\sigma}_{6N} = \frac{A_2}{Q_6^{m_2}} \left(1 - 0.01 \bar{\sigma}_{6N-1}\right)^{1-m_2} \quad (25)$$

II в этом случае первое приближение — (23) имеет совершенно достаточную точность.

Таким образом, для правильного определения потерь воды и к.п.д., должна быть учтена методика обработки экспериментальных данных, а именно, в отношении Q_6 или Q_H определены потери воды в процентах.

Однако, следует обратить внимание на то, что, как известно из теории [1, 5, 6], потери воды представляются формулой:

$$\sigma = \frac{q}{Q} \cdot 100 \cdot 1000 \quad \% \text{ от } Q \text{ на } 1 \text{ км}, \quad (26)$$

где: Q — расход воды в любом живом сечении по длине канала; q — потери воды в м³/сек на 1 продольный метр в том же сечении, т. е. потери воды на 1 продольный метр в любом сечении выражены в процентах в отношении расхода в том же сечении и эта величина, умноженная 1000 раз, условно принимается потерей на 1 км.

Считается также, что формулы вида (7¹¹), (8), (12) должны быть справедливыми не только для Q_5 или Q_H , а для всех значений Q

$$\sigma = \sigma(Q) = \frac{A}{Q^m} \quad \% \text{ от } Q \text{ на } 1 \text{ км, } (27),$$

т. е. в этой формуле параметры A и m должны быть подобраны так, чтобы удовлетворить указанное требование. Такая сущность лежит в основе известного [5, 6] дифференциального уравнения

$$dQ = -Q \frac{A}{Q^m} dx, \quad (28)$$

интегрированием которого получается

$$Q_6^m - Q_H^m = \frac{Aml}{100} \quad (29)$$

Понятно, что это решение должно быть исходным для определения действительных расчетных зависимостей и параметров A и m .

Выражения Q_H , η и S по заданному Q_6 будут:

$$Q_H = Q_6 \left(1 - \frac{Aml}{100 Q_6^m} \right)^{\frac{1}{m}} \quad (30)$$

$$\eta = \eta(Q_6) = \eta_6 = \frac{Q_H}{Q_6} = \left(1 - \frac{Aml}{100 Q_6^m} \right)^{\frac{1}{m}} \quad (31)$$

$$S = S(Q_6) = S_6 = Q_6 - Q_H = Q_6 \left[1 - \left(1 - \frac{Aml}{100 Q_6^m} \right)^{\frac{1}{m}} \right] \quad (32)$$

а по заданному Q_H соответственно будем иметь:

$$Q_6 = Q_H \left(1 + \frac{Aml}{100 Q_H^m} \right)^{\frac{1}{m}} \quad (33)$$

$$\eta = \eta(Q_H) = \eta = \frac{Q_H}{Q_6} = \left(1 + \frac{Aml}{100 Q_H^m} \right)^{-\frac{1}{m}} \quad (34)$$

$$S = S(Q_H) = S_H = Q_H \cdot \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) = Q_H \left[\left(1 + \frac{Aml}{100 Q_H^m} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] \quad (35)$$

Выражения S при $m=0,5$ принимают вид:

$$S = S_6 = Q_6 \frac{A}{Q_6^m} \cdot \frac{l}{100} \left(1 - \frac{Al}{400 Q_6^m} \right)$$

$$S = S_{II} = Q_{II} \frac{A}{Q_{II}^m} \cdot \frac{l}{100} \left(1 + \frac{Al}{400 Q_{II}^m} \right) \quad (37)$$

Сравнение полученных выражений S со следующими рекомендованными [6, 7, 9, 13], расчетными формулами:

$$\tilde{S} = \tilde{S}_6 = Q_6 \frac{A}{Q_6^m} \cdot \frac{l}{100} = 0,01 Q_6^{1-m} l, \quad (33)$$

$$\tilde{S} = \tilde{S}_{II} = Q_{II} \frac{A}{Q_{II}^m} \cdot \frac{l}{100} = 0,01 Q_{II}^{1-m} l \quad (39)$$

показывает, что эти приближенные формулы в первом случае — \tilde{S}_6 дают преувеличенные, а во втором — \tilde{S}_{II} преуменьшенные результаты, чем действительные. Анализ показывает, что когда величина $\frac{Al}{Q^m}$ не превышает 20%, тогда ошибки не больше 5÷7%, но дальнейшим увеличением указанной величины ошибки очень резко возрастают, что следует принять во внимание и ограничить справедливость применения приближенных расчетных формул.

Для определения параметров A и m , по опытным данным, можно предложить следующую методику. Замеряя фактические расходы Q_{6i} и соответствующую Q_{IIi} ($i=1, 2, 3, \dots, N$), а также расстояние между створами — l , исходя из (29) можно составить систему уравнений:

$$Q_{6i}^m - Q_{IIi}^m = \frac{Aml}{100}, \quad (i=1, 2, 3, \dots, N) \quad (40)$$

Эту систему разделяем на две равные части (N — четное число) и в отдельности суммируем:

$$\sum_{i=1}^{N/2} (Q_{6i}^m - Q_{IIi}^m) = \frac{N}{2} \cdot \frac{Aml}{100} \quad (41)$$

$$\sum_{i=N/2+1}^N (Q_{6i}^m - Q_{IIi}^m) = \frac{N}{2} \cdot \frac{Aml}{100} \quad (42)$$

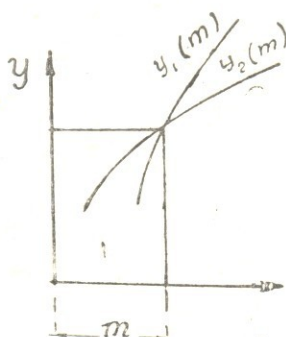
Исключением правой части этих уравнений получается:

$$\sum_{i=1}^{N/2} (Q_{\sigma_i}^m - Q_{n_i}^m) = \sum_{i=N/2+1}^N (Q_{\sigma_i}^m - Q_{n_i}^m) \quad (43)$$

Как левая, так и правая часть этого уравнения являются функцией m , поэтому вводим обозначения:

$$y_1(m) = \sum_{i=1}^{N/2} (Q_{\sigma_i}^m - Q_{n_i}^m) \quad \text{и} \quad y_2(m) = \sum_{i=N/2+1}^N (Q_{\sigma_i}^m - Q_{n_i}^m) \quad (44)$$

Задавая различные значения аргументу $m=0,2; 0,3; 0,4; 0,5; \dots$ можно построить графики функций $y_1(m)$ и $y_2(m)$. Пересечение этих графиков дает искомое значение параметра m (рис. 2). Найденное значение m вносим в уравнение (40) и суммируем их:



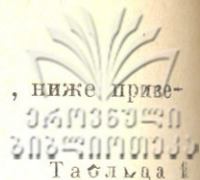
$$\sum_{i=1}^N (Q_{\sigma_i}^m - Q_{n_i}^m) = N \frac{AmI}{100} \quad (45)$$

Из этого уравнения легко определяется параметру A . Если заведомо будет принято значение $m=0,5$, тогда единственный искомый параметр A можно непосредственно определить из (45).

Выясняется, что определенные по такой методике значения σ тем значительнее отличаются от $\bar{\sigma}_\sigma$ и $\bar{\sigma}_n$, чем больше водопроницаемость почвы — A , длина канала — l и меньше расходы — Q . При этом всегда соблюдается неравенство:

$$\bar{\sigma}_\sigma < \sigma < \bar{\sigma}_n \quad (46)$$

Для иллюстрации различия между σ , $\bar{\sigma}_6$, $\bar{\sigma}_H$, ниже приве-
дены примеры (табл. 1).



$Q_6 = \frac{M^3}{\text{сек}}$	$\sigma = \frac{2}{VQ}$	l км	$\eta = \left(1 - \frac{Am l}{100 Q_6^m}\right)^{\frac{1}{m}}$	$Q_H = Q_6 \eta$	$S = Q_6 - Q_H$	$\bar{\sigma}_6 = \frac{S}{Q_6} \cdot 100$	$\bar{\sigma}_H = \frac{S}{Q_H} \cdot 100$
1	2	1	0,99	0,9801	0,0199	1,99	2,04
0,64	2,5	1	0,9875	0,6241	0,0159	2,48	2,54
0,25	4	1	0,9604	0,2401	0,0099	3,96	4,12
1	1	4	0,9604	3,8414	0,1586	0,991	1,03
0,64	2	4	0,9216	0,9216	0,0784	1,96	2,16
0,25	2,5	4	0,9025	0,5776	0,0624	2,43	2,70
	4	4	0,8464	0,2116	0,0384	3,84	4,53

Отсюда понятно, что аналитические выражения $\bar{\sigma}_6(Q_6)$ и $\bar{\sigma}_H(Q_H)$ дают достаточно точные результаты в тех условиях (Q_6 , Q_H , l), для которых они были установлены по опытным данным. Поэтому целесообразно установить зависимость $\sigma(Q)$, а не $\bar{\sigma}_6(Q_6)$ и $\bar{\sigma}_H(Q_H)$.

На практике обычно устанавливается зависимость $\bar{\sigma}_6(Q_6)$, которая принимается за зависимость $\sigma(Q)$, что обуславливает погрешность в расчетах к.п.д. Погрешность более существенна, если $\bar{\sigma}_6(Q_6)$ принимается за зависимость $\bar{\sigma}_H(Q_H)$.

Имеющиеся зависимости $\bar{\sigma}_6(Q_6)$ желательно перевести на зависимость $\sigma(Q)$. Самым верным путем этого является переработка опытных данных по вышеприведенной методике.

Можно предложить более простой и достаточно точный, следующий способ установления зависимости $\sigma(Q)$. По опытным данным определяем средний процент потерь σ_1 в отношении среднего расхода $\bar{Q}_1 = \frac{Q_{61} - Q_{H1}}{2}$. Затем значения σ_1 и \bar{Q}_1 внесем в уравне-

ния (10) и определим искомые параметры. Установленная таким путем зависимость $\bar{\sigma}(Q)$ с приемлемой точностью можно считать за $\sigma(Q)$.

Зная зависимость $\sigma = \sigma(Q)$, можно определить к.п.д. по действительным формулам (34) и (35). Для облегчения расчета можно предварительно составить таблицы или графики (рис. 3), с помощью которых по значению $\sigma l = \frac{A}{Q^m} \cdot l$ ($Q = Q_0$) или ($Q = Q_{II}$) определяются к.п.д. Такие таблицы и графики составлены для значений $m=0,3$; $m=0,4$; $m=0,5$.

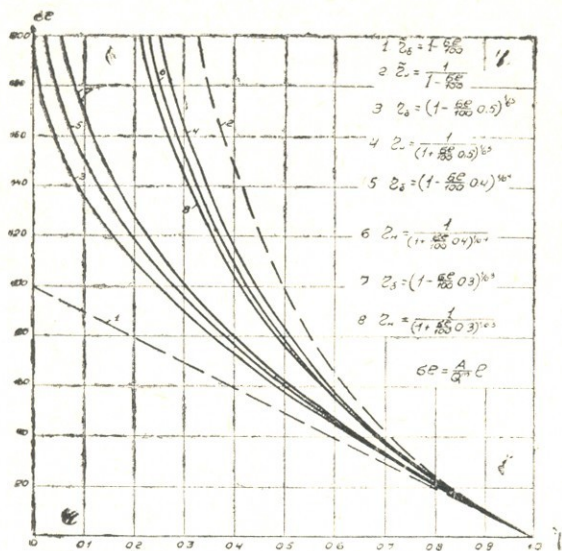


Рис. 3. Графики для определения к.п.д.

Рис. 3.

Из приведенных материалов видно, что когда $\sigma l < 10\%$, тогда к.п.д., определенные как по точным (31), (35), так и приближенным формулам —

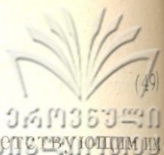
$$\tilde{\eta}_0 = \tilde{\eta}(Q_0) = 1 - \frac{\sigma l}{100} \quad \text{и} \quad (47)$$

$$\tilde{\eta}_{II} = \tilde{\eta}(Q_{II}) = \frac{1}{1 + 0,04 \sigma l} \quad (48)$$

почти одинаковые, но когда $\sigma l \geq 20\%$, разница между точными и приближенными значениями к.п.д. достигает достаточно больших величин, что непременно должно быть учтено.

Видно также, что при заданной σl всегда соблюдается соотношение:

$$\tilde{\eta}_n > \eta_n > \tilde{\eta}_b > \tilde{\eta}_b$$



При действительных значениях Q_b и Q_n и соответствующих им $\frac{Al}{Q_b^m}$ и $\frac{Al}{Q_n^m}$, очевидно будем иметь: $\eta_n = \eta_b$ т. е.

$$\tilde{\eta}_n > \eta_n = \eta_b > \tilde{\eta}_b \quad (50)$$

Это означает, что когда к. п. д. определяются по приближенным формулам (47) и (48), тогда при данных Q_n получаются преувеличенные, а при данных Q_b — преуменьшенные результаты по сравнению с действительными значениями к. п. д.

В заключение можно сделать следующие выводы:

1. По экспериментальным данным обычно определяется средний процент потерь воды на 1 км длины канала в отношении расхода брутто. Его можно определить и в отношении расхода нетто. Однако зависимости $\bar{\sigma}_b(Q_b)$ и $\bar{\sigma}_n(Q_n)$ отличаются друг от друга.

2. Для установления зависимостей $\bar{\sigma}_b(Q_b)$ и $\bar{\sigma}_n(Q_n)$ целесообразно применить т. н. метод средних.

3. Для определения к. п. д., при заданных Q_b справедливо применить зависимость $\bar{\sigma}_b(Q_b)$, а при заданных Q_n зависимость $\bar{\sigma}_n(Q_n)$.

4. Предложены способы для определения значений $\bar{\sigma}_n$ по установленной зависимости $\bar{\sigma}_b(Q_b)$ и, наоборот.

5. Исходя из теории следует определить не средний процент потерь, а удельные потери в процентах на единицу длины канала в виде зависимости $\sigma = \sigma(Q)$, которая будет справедлива для всех значений расхода Q .

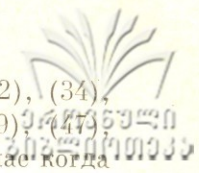
6. Предложены способы установления зависимости $\sigma = \sigma(Q)$ по опытным данным.

7. Выясняется, что всегда имеет место неравенство:

$$\bar{\sigma}_b < \sigma < \bar{\sigma}_n$$

8. Для расчета к. п. д. по установленной формуле $\sigma = \sigma(Q)$ целесообразно предварительно составить таблицы или графики в виде зависимости между значениями $\sigma l = \frac{A}{Q^m}$ и η .

9. Выясняется, что когда значение $\sigma l < 10\%$, тогда потери воды



и к. п. д., определенные как по точным формулам (31), (32), (34), (35), так и по приближенным формулам — (38), (39), (47), (48), практически результаты почти одинаковы, но в случае когда указанная величина превышает 20% разница между точными и приближенными значениями резко возрастает и достигает довольно больших величин, что следует учитывать.

Л и т е р а т у р а

1. С. Ф. А в е р ь я н о в. Вопросы установления величины фильтрационных потерь в системе оросительных каналов. «Гидротехника и мелиорация», № 9, 1950.
2. Б. П. Д е м и д о в и ч, И. А. М а р о в, Э. З. Ш у в а л о в а. Численные методы анализа. «Наука», М. 1967.
3. М. М. К а б а к о в. Производственные исследования на оросительных системах. Изд. АН Киргизской ССР, Фрунзе, 1961.
4. Т. К о р н и Т. К о р н. Справочник по математике «Наука». М., 1970.
5. А. Н. К о с т я к о в. Избранные труды. Сельхозгиз, М., 1961.
6. А. Н. К о с т я к о в. Основы мелиорации. Сельхозгиз, М. 1960.
7. С. Л. М и р к и н. Таблицы для определения потерь воды в каналах. М. 1941.
8. М. Ф. Н а т а л ь ч у к. О коэффициентах полезного действия ОС. «Гидротехника и мелиорация», № 5, 1952.
9. С. Р. О ф ф е н г е н д е н, А. Д. П а н а д и а д и, С. П. П р о м б а ч е в, М. И. Я р у ш и н, Н. Д. К р е м е н е ц к и й, Г. С. К а г а н, И. Т. Н и к о л а с е в, Е. Т. Т у б а ч а в а. Эксплуатация гидромелиоративных систем. Сельхозгиз, М., 1956.
10. В. Я. П о п о в а, А. А. Ч е р н ы х. Потери воды на фильтрацию из каналов и к. п. д. оросительных систем в центрально-черноземных областях. Гидротехника и мелиорация, № 6, 1950.
11. П. С. С и ч и н а в а. Коэффициент полезного действия внутриколхозной оросительной сети в условиях Горийского района. Труды Груз. СХИ, т. XII, Тб. 1954.
12. П. А. Ч х е н к е л и. Сельскохозяйственная мелиорация. «Ганат-леба», Тб. 1970.
13. П. А. Ш а р о в. Эксплуатация гидромелиоративных систем. Сельхозгиз, М. 1959.
14. В. А. Ш а у м я н. Основы эксплуатации оросительных и осушительных систем. Сельхозгиз, М. 1956.



УДК 627.833

З. К. ЭРИСТАВИ, Э. Д. РУСИЯ

**К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ГЛУБИНЫ МЕСТНОГО РАЗМЫВА ЗА
КРЕПЛЕНИЯМИ ГИДРОСООРУЖЕНИИ ПРИ УСТАНОВИВШЕМСЯ
НЕРАВНОМЕРНОМ ДВИЖЕНИИ ПОТОКА**

При проектировании гидротехнических сооружений важную роль играет оптимальное назначение размеров флютбета, в основном зависящего от предполагаемых русловых деформаций, в частности от локальных размывов за сооружением, возникших при пропуске бытовых и паводковых расходов.

В связи с этим, вопросу изучения процесса местного размыва с давних времен уделяется должное внимание, однако существующие зависимости не всегда отвечают запросам практики; они большей частью выведены на основе полуэмпирических и эмпирических критериев соотношений, исходящих из соображений размерностей с использованием морфометрических данных; при выводе теоретических формул часто пользуются составлением системы дифференциальных уравнений, в которой в качестве исходных зависимостей используются уравнения динамики для однофазного равномерного потока; имеются работы, где учитывается неравномерность, но игнорируется наличие твердой фазы, что несомненно снижает достоверность рекомендуемых расчетных зависимостей.

С целью получения усовершенствованной расчетной методики для определения глубины местного размыва за горизонтальными креплениями гидросооружений при установившемся неравномерном потоке воспользуемся общим дифференциальным уравнением одномерного движения наносонесущего турбулентного водного руслового потока с переменным расходом вдоль пути [3], которое для рассматриваемого случая при отсутствии скольжения между фазами и с уче-

том постоянства давления и концентрации на свободной поверхности потока имеет вид:

$$\frac{\alpha V}{g\omega} q + \frac{\alpha V}{g} \frac{\partial V}{\partial x} + \left[\frac{\alpha V^2 \sigma}{g(1 + \sigma S_{cp})} + \frac{\sigma v}{w(1 + \sigma S_{cp})} \right] \frac{\partial z}{\partial x} + \frac{1}{1 + \sigma S_{cp}} \frac{\partial H}{\partial x} - \frac{\partial H}{\partial x} = 0, \quad (1)$$

где приняты те же обозначения, что и в работе [3].

В уравнении (1) неизвестных величин пять — V ; ω ; q ; H ; S_{cp} меняющихся по длине потока — x .

Для замыкания этого уравнения (1) необходимы дополнительные уравнения, в качестве которых применяем общеизвестные уравнения баланса [2]:

$$q = Q_B \frac{\partial S_{cp}}{\partial x}; \quad \frac{\partial Q_T}{\partial x} = q; \quad Q_T = Q_B S_{cp}. \quad (2)$$

$$\text{Из условия} \quad Q = \omega V, \quad V\omega = Q_B + Q_T = Q_B(1 + S_{cp})$$

$$V = \frac{Q_B(1 + S_{cp})}{\omega} \quad (3)$$

Учитывая коэффициент турбулентного обмена по формуле [2].

$$v = \frac{gVH}{2mC} \quad (4)$$

и зависимости (2, 4) получаем

$$\frac{\alpha Q_B^2(1 + S_{cp})}{g\omega^2} \frac{\partial S_{cp}}{\partial x} + \frac{\alpha Q_B^2(1 + S_{cp})}{g\omega} \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{(1 + S_{cp})}{\omega} \right] + \left[\frac{\alpha \sigma Q_B^2(1 + S_{cp})^2}{g\omega^2(1 + \sigma S_{cp})} + \frac{\sigma gVH}{2mCw(1 + \sigma S_{cp})} \right] \frac{\partial S_{cp}}{\partial x} + \frac{1}{1 + \sigma S_{cp}} \frac{\partial H}{\partial x} - \frac{\partial H}{\partial x} = 0. \quad (5)$$

После соответствующих преобразований и математических выкладок выводится формула для определения измененной площади живого сечения в рассматриваемом створе.

$$\omega = \sqrt{\frac{\omega_0^2 \alpha Q_B w m C B (1 + \sigma S_{cp})^2 (1 + S_{нач})^4}{\alpha Q_B w m C B (1 + \sigma S_{cp})^2 (1 + S_{нач}) - \omega_0^2 \sigma g^2 (S_{cp} - S_{нач})}} \quad (6)$$



Изменение живого сечения в рассматриваемом створе определяется по формуле

$$\Delta\omega = \omega - \omega_0,$$

где ω_0 — площадь живого сечения до деформации.

В первом приближении допускается (о чем свидетельствуют лабораторные и натурные наблюдения), что возникшие воронки местных размывов в поперечном сечении имеют форму треугольника, откосы которых зависят от характера размываемого материала.

$$\Delta\omega = \omega - \omega_0 = H^2 \operatorname{ctg} \varphi \quad (8)$$

где H — высота треугольника, являющая максимальной глубиной размыва;

φ — угол естественного откоса.

Из равенства (6, 8) предлагается расчетная формула для прогнозирования наибольшей глубины местного размыва.

$$h_m = \sqrt{\omega_0 \left[\sqrt{\frac{\alpha Q_B W m C B (1 + \sigma S_{cp})^2 (1 + S_{нач})^4}{\alpha Q_B W m C B (1 + \sigma S_{cp})^2 (1 + S_{нач})^4 - \omega_0 \sigma g^2 (S_{cp} - S_{нач})}} - 1 \right] \operatorname{ctg} \varphi} \quad (9)$$

где m — коэффициент Базена-Буссинеска ($m = 22 + 24$);

C — коэффициент Шези;

B — ширина русла.

$S_{нач}$ — концентрация потока в начальном сечении;

S_{cp} — средняя концентрация потока, определяемая по работам [2,3]

Сопоставление полученных расчетных величин с данными лабораторных и натуральных наблюдений указывают на необходимость введения поправочного коэффициента зависящего от числа Фруда, требующего дальнейших уточнений.

Зависимость (9) применима как для несвязных, так и для связных грунтов, поскольку при определении средней концентрации потока критическую скорость рекомендуем определить по формулам [1], которые основаны на условии предельной устойчивости частиц несвязного грунта и агрегатов-отдельностей связного грунта на дне водотока.

Л и т е р а т у р а

1. Ц. Е. Мирцхулава. Размыв русел и методика оценки их устойчивости. Изд. «Колос», М., 1967.
2. А. В. Караушев. Речная гидравлика. Гидрометеорологическое изд., — Л., 1969.
3. О. Г. Натишвили. Перенос твердых взвешенных частиц турбулентным, русловым потоком. Труды Груз. НИИГиМ,



УДК 627.833

А. Л. САХВАДЗЕ

ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ САПРОПЕЛЯ И ВОЗМОЖНОСТЬ ЕГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ

В комплексе мероприятий, направленных на повышение плодородия земель, особое значение приобретает использование местных органо-минеральных удобрений, к которым можно отнести сапропель — «гниющая грязь» или «гниющий ил».

Основная масса сапропеля образуется из органической и минеральной частей.

Органическая — представлена в виде отмерших живых и растительных организмов. Минеральная часть представляет собой продукт вторичных осадочных пород, являющийся результатом разрушения магматических пород, при длительном воздействии на них различных атмосферных агентов и водной среды.

Сапропель содержит в значительном количестве азот, фосфор, гумус, а также другие подвижные элементы, которые характеризуют его как высококачественное органо-минеральное удобрение, необходимое для питания растений. Весьма хорошие результаты дает использование сапропеля в качестве кормов скота. В отдельных случаях его успешно применяют в ветеринарии и медицине.

Поэтому, для рационального использования и назначения сфер его использования весьма важным является изучение основных свойств сапропеля.

Наша страна располагает огромными запасами сапропелевых отложений. По данным М. И. Нейштадта [1] в СССР в настоящее время обнаружены запасы сапропеля в более 1000 озерах, количеством 42820000 тыс. м³.

Впервые А. В. Смирнов начал исследование, добычу и использование сапропеля в качестве удобрения для близко расположенных

земель [2]. В настоящее время необходимо, чтобы сапропель был использован за пределами месторождения.

В нашей республике находится значительная залежь сапропеля (оз. Палиастоми) — более 1 млрд. м³.

Как уже было отмечено, в состав сапропеля входят все элементы для питания растений. Состав сапропеля зависит от места и глубины залегания, а также расстояния от берега.

В таблице 1 показан химический состав сапропелей оз. Палиастоми (ГССР).

Таблица 1

Химический анализ сапропеля оз. Палиастоми.

Место взятия пробы сапропеля	Содержание в %						РН
	золы	гуму- са	азота	каль- ция	калия	фос- фора	
От берега 250—300 м на глуб. 3,5 м	65—80	7—11	0,2—0,5	5,36	0,1—0,15	0,01—0,1	7
От берега 150—200 м на глуб. 4 м	70—88	7—10	0,3—0,6	5,93	0,1—0,15	0,01—0,1	7
От берега 50 м на глуб. 2 м	85	10—12	0,4—0,6	нет	0,05	0,05—0,1	4
От берега 50—100 м на глуб. 3 м	39	37	0,4—0,6	нет	0,05	0,01—0,05	4

Использование сапропеля в комплексе с другими агротехническими мероприятиями дает в результате повышение производительности продукции сельского хозяйства.

Опытами установлено, что внесением озерного ила в качестве удобрения под картофель, лук, кукурузу и другие культуры на гектар 40—60 т урожай повышается на 30—100% и более [3].

Сапропель можно отнести к категории илистых грунтов, содержащих в своем составе пылеватые фракции (табл. 2).

Сапропели оз. Палиастоми по морфологическому составу встречаются разных видов. Ниже приведены результаты петрографического анализа образцов.

Механический состав сапропелей оз. Палиастоми

Диаметр частиц (мм)	1—0,25	0,25— —0,05	0,05—0,01	0,01— —0,005	0,005— —0,001	
От берега 250—300 м на глуб. 0—3,5 м	0,60	0,78	25,50	13,54	31,76	27,82
От берега 150—200 м на глуб. 0—4 м	0,23	5,36	34,23	10,33	25,27	24,58
От берега 50 м на глуб. 0—2 м	19,80	17,61	29,83	11,23	13,88	7,65
От берега 50—100 м на глуб. 0—3 м	61,61	21,19	7,54	1,87	2,02	5,77

Сапропель состоит из минералов алевритовой глины (тяжелый суглинок), алевро-пелитовой и пылевой глины. Строение пористое сложно-агрегатное. Порода сложена из тонкочешуйчатого, тонко-зернистого и полуморфного материала, полевого шпата и обломков горных пород. Наблюдаются выделения рудного минерала, часто покрытого пленкой гидроокислов железа. В нем содержатся разложившиеся обрывки растительности.

Участками гидроокислы железа образуют отдельные стяжения, придающие породе пятнистую окраску. Кальцит встречается в виде землистых скоплений или же рассеян по всей породе в виде тонких точечных выделений. Глинисто-пылеватый материал представлен в виде остроугольных зерен кварца с плагиказом ($d = 0,023—0,045$ мм), иногда ($d = 0,1$ мм), агрегирован в двух порядках: более крупными ($1,6 \times 1,40$ мм) или ($2,00 \times 1,00$ мм) и более мелкими агрегатами диам. $0,23—0,28$ мм. Порода неоднородна и характеризуется изменчивой пористостью, величина которой на отдельных участках достигает 25%. Размер пор изменяется $d = 0,28—0,5$ мм. Стяжения представлены правильной формы участками гидроокислами железа, которые в отдельном случае имеют $d = 0,23$ и $0,60 \times 0,33$ мм.

Сапропели имеют большую зольность от 5 до 85%.

При содержании в сапропелях более 85% минеральных частиц они теряют свои характерные свойства [4].

По лабораторным данным коллоидальные частицы сапропеля твердеют тогда, когда его влажность равна 60%, при влажности 90% — практически теряет несущую способность и переходит в жидкое состояние.

Эффект использования сапропеля намного зависит от способов разработки месторождений и методов транспортировки. Самым приемлемым и рациональным является гидравлическая разработка и сушка. Из-за специфических свойств сапропеля, обладающей способностью интенсивного водопоглощения и удержания в длительное время большого количества воды, необходимо наметить пути и способы его обезвоживания.

Для сапропелей оз. Палиастами некоторые физические характеристики меняются в следующих диапазонах: удельный вес 1,90—2,5 г/см³, объемный вес: при влажном состоянии 1,1—1,3 г/см³, при сухом — 0,55—0,65 г/см³. пористость — 60—75%.

Сапропель имеет свойства усадки и набухания.

Величина усадки сапропеловых торфов находится в пределах 60%, для известковых сапропелей 35% [2].

Особое внимание надо уделять вопросу набухания. Величина набухания для некоторых образцов сапропелей оз. Палиастами достигает 200%, поэтому обязательно, чтобы эти явления были учтены при разработке технологии добычи сапропеля, его транспортировки и использования как удобрения [5].

Изменчивость свойств в большом диапазоне вызывает необходимость разработки методов по установлению расчетных характеристик, в целях надежного определения количественных показателей.

Наряду с этим, сапропель как многокомпонентная дисперсионная система требует разностороннего изучения определяющих характеристик, на базе привлечения современных методов физико-химической механики и поверхностно-молекулярных явлений.

Л и т е р а т у р а

1. П. Ф. Солдатенко. Действие сапропеля на физиологические процессы в животном организме. Изд. «Наука», Л., 1976.
2. Журн. «Гидротехника и мелиорация», № 7, 1956.
3. Применение гидромеханизации в сельском хозяйстве. Труды ВНИИГиМ. Т. XXXVI, 1961.
4. Е. Д. Томи н, А. И. Фоми н. Сапропель, его добыча и использование в сельском хозяйстве. Ярославль, 1964.
5. А. Л. Сахв адзе. Исследование процесса набухания высокодисперсных минерально-органических систем. Тезисы докладов научной сессии, посвященной 60-летию Великой Октябрьской социалистической революции, Тб., 1977.



УДК 631.6.02

Г. Е. ТУГУШИ

**К МЕТОДИКЕ ПОЛЕВО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ
ПО ТЕХНИКЕ ПОВЕРХНОСТНОГО ПОЛИВА**

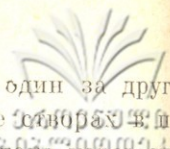
При проведении полевых опытов по изучению техники поверхностного полива, первоначальной задачей является установление зависимости между временем — t и пройденной струей пути — l , при данных расходах, т. к. она является исходной точкой для определения других важных искомых закономерностей — зависимость поливной нормы от времени и от длины поливных борозд и полос, а также показателей, характеризующих водопроницаемые свойства почв — параметры, входящие в формулу впитывания воды в почву (K_1 , K_0 , α).

С этой целью надо выбрать среднехарактеризующую для данного орошаемого массива поливную площадку, однообразную по уклону, почвы и их обработки, состояние поливных борозд или полос и прочих характеристик.

Для проведения опыта надо выбрать 3 или 5 поливных борозд или полос). В середине (1 или 3) находятся контрольные, а по краям — защитные.

В голове контрольных борозд поставляются водомеры (водослив Томсона или др.), с помощью которых следует давать строго нормированные одинаковые постоянные расходы. В крайних бороздах расходы не нормируются, а подаются с таким расчетом, чтобы фронт струи во всех бороздах одинаково двигался вперед. Очевидно, на крайних бороздах придется подавать больше воды, чтобы нарыть свободное просачивание в почву на боковой неполиваемой стороне.

Перед началом опыта следует произвести продольное нивелирование по трассе контрольных борозд и заснять поперечные сече-



ния на определенных расстояниях $10 \div 50$ метров один за другим, а также определить влажность почвы. В этих же процессах в процессе полива следует замерять живые сечения потока воды на определенном промежутке времени ($20 \div 40$ мин) не менее четырех раз. Это необходимо для получения нужных информации о деформации русла, изменения коэффициента шероховатости в процессе полива и установления допустимых скоростей и расходов. Очевидно, чем больше будет количество намеченных створов и замеров, тем данные будут более полные, но это затрудняется в связи с большой трудоемкостью работы.

С пуском воды в голову борозд начинаются замеры пройденного пути по времени. Желательно, чтобы за первый час наблюдения замеры производить чаще, скажем, через 1—2 минуты, или через 1—2 м пройденного пути. Далее промежутки между замерами можно постепенно увеличивать до 5—10 мин или 5—10 метров и более. Целесообразно по трассе борозд, через определенный промежуток предварительно забить колы с надписью расстояния от головного створа, а потом как только вода подойдет к этим колам, производить запись времени. Когда до конца борозды останется примерно 10—15 м, подача воды в голове прекращается и замеряется пройденный путь струей после прекращения подачи воды и продолжительность стока, а также количество сброшенной воды водомером, поставленным в конечном створе. Если контрольными являются три борозды, тогда следует определить среднеарифметические данные наблюдений.

Целесообразно проводить опыты при различных постоянных расходах в пределах одной поливной площадки, т. е. по соседству с расположенными бороздами. Желательно расходы подобрать определенными интервалами, например, 0,5; 1,0 и 1,5 л/сек или 1,2 и 3,3 л/сек. При этом следует предусмотреть, что при слабоводопроницаемых почвах и больших уклонах, расходы должны быть меньшими, чем в сильноводопроницаемых почвах и малых уклонах.

После проведения полевых опытов приступаем к камеральной обработке данных. В первую очередь, можем построить график зависимости между t и l , функции $l=l(t)$. Так как в нормальных условиях движение лба струи, несомненно, должно быть замедленным в связи с уменьшением расхода вдоль пути, очевидно, что указанная зависимость будет выражена с монотонно возрастающей непрерывной кривой, выпуклостью вверх. Гораздо интереснее и важнее построить график зависимости между $\lg t$ и $\lg l$. В этом случае довольно часто можно обнаружить, что указанные зависимости вы-

ражаются отрезками прямых линий или кривых, тогда как исходя из широко известной теории акад. А. Н. Костякова [3], она должна выражаться одной прямой линией, в связи с чем, понятие следователи нередко стремились аппроксимировать опытные данные непременно с одной прямой линией, игнорируя при этом значительное отклонение точек, считая их погрешностью опыта. Но, естественно, обнаруженные ярко выраженные опытные факты, не находящиеся в объяснении в рамках существующих теорий, стали поводом для поиска новых теорий [2, 4, 5, 6]. Однако, выясняется, что предложенная нами теория, изложенная в работах [7, 8, 9, 10], сохраняющая общие научные концепции теории акад. А. Н. Костякова, позволяет глубже познать процессы, протекающие в более широком кругу явлений и объясняет почти все накопившиеся опытные факты, включая и такие, которые не находят объяснения в рамках имеющихся других теорий.

Согласно этой теории, в процессе полива различаются физически вполне явные две фазы. В первой фазе — от начала полива до критического момента головной расход воды больше, чем расход воды, просачивающийся в почву. С критического момента — когда эти расходы станут равными между собой, начинается вторая фаза, при которой движение фронта струи вперед обусловлено уменьшением скорости впитывания воды в почву по длине потока.

Когда скорость впитывания воды в почву выражается формулой акад. А. Н. Костякова, имеем следующие расчетные зависимости:

$$l(t) = \frac{qt^{\alpha}}{K_0 D_{\text{пр}}} n_1(t) \quad \text{когда} \quad t \leq t_{\text{кр}} \quad (1)$$

$$n_1(t) = 1 - \left[1 - \left(\frac{t}{t_{\text{кр}}} \right)^{1-\alpha} \right]^2 \quad \text{при} \quad t \leq t_{\text{кр}} \quad (2)$$

$$l(t) = \frac{qt^{\alpha}}{K_0 D_{\text{пр}}} \quad \text{когда} \quad t \geq t_{\text{кр}} \quad (3)$$

$$t_{\text{кр}} = \left(\frac{2q}{K_0 D_{\text{пр}}} \right)^{\frac{1}{1-\alpha}} \quad (4)$$

$$\rho D = h + 2v^2 \frac{3}{3} \sqrt{1 + \varphi^2} \quad (5)$$

где: h , v и q — глубина воды, скорость движения и расход в головном створе K_0 и α — параметры, входящие в известную формулу

средней скорости впитывания; D — функция взаимосвязи между средней скоростью впитывания в данном створе и по длине потока, изменяющаяся в узком пределе $D=0,78 \div 0,84$, а в среднем можно принять 0,80; $t_{кр}$ — критическое время; $p_1(t)$ — функция, которая связывается с т. н. поправочным коэффициентом по теории акад. А. Н. Костякова зависимостью $p_1(t) = 1:p$; ρ_p — расчетный активный смоченный периметр, b — ширина дна борозды, φ — коэффициент заложения откоса, γ — поправочный коэффициент на боковое канальное поглощение воды. Активный смоченный периметр в головном створе — ρ_0 , измеряемый при опыте, связывается с расчетной зависимостью

$$\rho_p = b + (\rho_0 - b) \frac{2}{3}, \quad (6)$$

а фактическое значение коэффициента γ будет

$$\gamma = \frac{\rho_0 - b}{\chi - b} \quad (7)$$

где: χ — смоченный периметр в гидравлическом смысле.

За расчетный активный смоченный периметр можно также принять среднее значение активных смоченных периметров, замеренных в различных створах по длине борозд.

Выясняется, что функция $p_1(t)$ довольно хорошо аппроксимируется со степенной функцией —

$$p_1(t) \approx \left(\frac{t}{t_{кр}} \right)^{\delta}, \quad \delta < 1 \quad (8)$$

а особенно, если опытные данные за первые 10—15 минут наблюдения будем игнорировать.

Если теперь введем обозначения:

$$\frac{q}{\rho_p K_0 D} = \lambda_1 \quad (9)$$

$$\left(\frac{1}{t_{кр}} \right)^{\delta} = \lambda_2 \quad (10)$$

$$\alpha + \delta = \alpha_1 \quad (11)$$

$$\lambda_1 \cdot \lambda_2 = I_1 \quad (12)$$

№ опыта	Место проведения опытов	Технические характеристики и результаты																
		i—уклон	q—расход в сек	lg i	z ₁	lg λ ₁	λ ₁ м/мин	z	z = a ₁ z	lg λ _{вр}	λ _{вр}	lg t _{вр}	t _{вр} мин	ω—живое сечение см ²	z—активный смоченный периметр, см	Мин	Мин	Мин
1	Тиринговская ОС	0,011	0,5	0,72	0,566	0,87	7,40	0,45	0,108	1,48	30,3	1,34	21,8	81,63	19,65	0,0258	5,24	3,68
2	Село Каралети	—	1,0	0,80	0,632	1,12	13,20	0,414	0,208	1,42	41,5	1,20	15,8	104,14	20,26	0,0282	6,31	4,76
		—	1,5	0,77	0,808	1,20	16,00	0,500	0,308	1,50	79,5	1,40	25,2	68,40	15,73	0,0445	5,88	13,10
4	Мухранская ОС	0,006	1,0	0,74	0,772	1,42	26,40	0,344	0,423	1,96	91,0	1,58	38,0	150,1	42,1	0,0068	5,49	4,00
5	с Дзалиси	—	2,0	0,70	0,915	1,60	39,81	0,350	0,565	2,18	152,0	1,62	41,6	230,3	54,3	0,00698	5,01	5,22
6		—	3,0	0,65	0,970	1,69	48,98	0,360	0,610	2,31	204,2	1,70	59,1	302,1	61,7	0,00735	4,46	5,96
7	Мухранская ОС	0,006	1,0	0,71	0,664	0,92	8,31	0,46	0,204	1,48	30,0	1,68	14,7	152,1	42,5	0,0212	5,13	3,95
8	с Ксоврисе	—	0,82	0,370	0,399	—	5,80	0,46	0,10	1,71	52,1	1,56	36,4	413,9	73,2	0,0210	6,60	2,92
9		—	2,0	0,82	0,570	0,99	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
10	Мухранская ОС	0,001	1,0	0,70	0,618	0,73	5,35	0,585	0,033	1,38	24,0	1,10	12,6	134,36	38,00	0,0368	5,01	4,47
11	учхоз	—	1,5	0,74	0,18	0,78	6,00	0,585	0,033	1,50	31,6	1,30	20,0	204,40	41,54	0,0450	5,49	4,39
12		—	2,0	0,77	0,618	0,83	6,78	0,585	0,033	1,70	50,0	1,50	31,6	238,11	48,38	0,0458	5,88	5,05
13	Тут же, ранние опыты	—	0,34	0,28	0,716	0,69	4,90	0,454	0,222	1,70	50	2,04	111	—	—	—	—	1,90
14		—	0,50	0,26	0,858	0,89	7,75	0,504	0,354	1,70	50	1,75	57	—	—	—	—	1,82
15		—	1,00	0,62	0,834	0,96	9,10	0,528	0,306	1,70	50	1,38	24	—	—	—	—	4,16
16		—	1,50	0,83	0,71	1,10	12,60	0,528	0,167	1,70	50	1,14	14	—	—	—	—	6,76
17	Мухранская ОС	0,010	0,5	0,73	0,845	1,77	59,0	0,346	0,529	2,44	276	2,02	105	84,0	28,0	0,00672	5,37	3,56
18	с Дзалиси	—	1,0	0,72	0,875	1,47	29,5	0,560	0,315	2,55	356	2,06	115	126,0	38,0	0,00228	5,62	4,76

то тогда выражения (1) и (3) примут вид

$$l(t) \approx l_1 t^{\alpha_1} \quad , \quad \text{когда} \quad t \leq t_{кр} \quad (15)$$

$$l(t) = \lambda_1 t^{\alpha} \quad , \quad \text{когда} \quad t \geq t_{кр} \quad (16)$$

логарифмируя эти функции, получаем:

$$\lg l \approx \lg l_1 + \alpha_1 \lg t \quad , \quad \text{когда} \quad \lg t \leq \lg t_{кр} \quad (15)$$

$$\lg l = \lg \lambda_1 + \alpha \lg t \quad , \quad \text{когда} \quad \lg t \geq \lg t_{кр} \quad (16)$$

Таким образом, зависимость между $\lg t$ и $\lg l$ может быть выражена двумя прямыми линиями, пересекающимися при $\lg t = \lg t_{кр}$. Очевидно, α_1 и α — угловые коэффициенты этих прямых линий, а $\lg l_1$ и $\lg \lambda_1$ — отрезки на оси ординат, пересекаемые этими прямыми, соответственно (рис. 1).

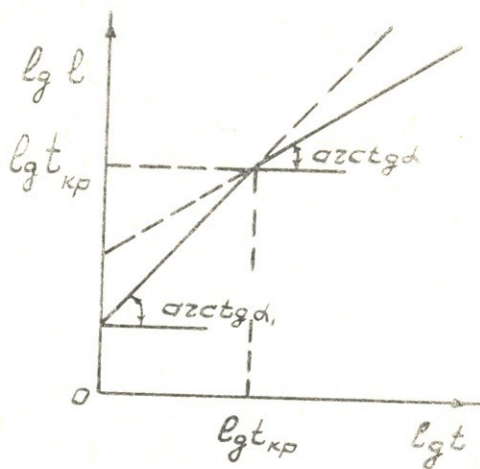


Рис. 1

Нанося опытные точки на логарифмическую систему координат, визуально проводим указанные прямые линии и определяем параметры: $\lg l_1$, l_1 , α_1 , $\lg \lambda_1$, λ_1 , α , δ , $\lg t_{кр}$, $t_{кр}$, $l_{кр}$, $t_{кр}$.

Параметр K_0 можно определить, исходя из выражения (9):

$$K_0 = \frac{0,06 q}{\rho D \lambda_1} \quad \text{м/мин}, \quad (17)$$

где q — в л/сек, λ_1 — в м/мин, а ρ — в м. Если хотим K_0 выразить размерностью в м/час, полученное выше значение надо умножить на $60^{1-\alpha}$.

Нами и другими сотрудниками [11] кафедры с.-х. мелиорации в течение ряда лет (1952—1976 гг.) проведены многочисленные полевые опыты по изучению техники поверхностного полива в различных почвенно-рельефных условиях. Данные некоторых из этих опытов, наиболее характерные и познавательные, приведены на рис. 2 и 3 и в табл. 1.

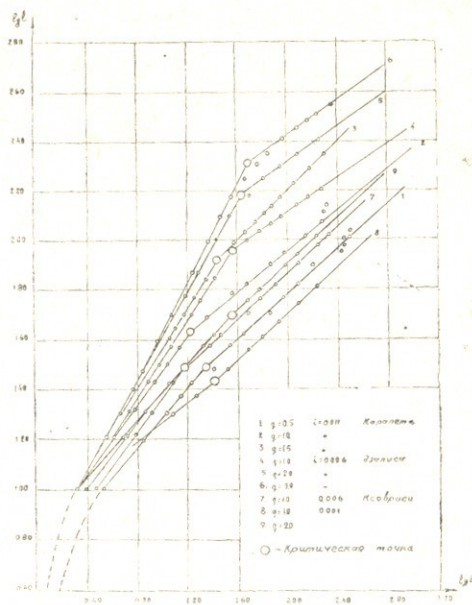


Рис. 2

Анализ приведенных данных показывает нижеследующее:

1) Вообще при слабо- и средневодопроницаемых почвах и малых уклонах перелом или перегиб кривых менее заметен (опыты 7, 8, 9, 10, 11, 12).

2) При слабопроницаемых почвах и больших уклонах (опыты 17 и 18) в первой фазе полива кривые большей частью почти прямо апроксимируются прямыми линиями и если борозды недостаточно длинные (менее 400—500 м), то может быть перегиб или перелом кривых даже и не будет обнаружен. В таких случаях, по-видимому, довольно часто может случиться, что повышенное значение z_1 , ошибочно можно принять за значение параметра

3) По-видимому, вышесказанным можно объяснить и то, что при проведении опытов на слабопроницаемых почвах у иссле-

дователей [2, 5] получены повышенные значения α до 0,80. По нашим опытам α колеблется в более узких пределах = 0,30 - 0,60

4) Если игнорировать опытные данные за первые 10-20 мин

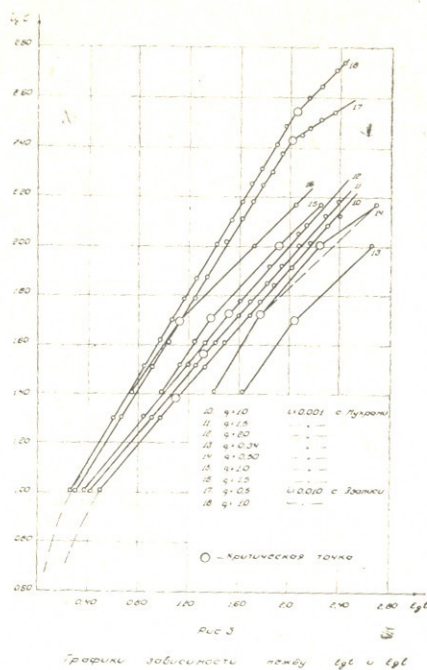


Рис. 3

нут ($lgt = 1,0 \div 1,30$), тогда в большинстве случаев, особенно при слабо- и средневодопроницаемых почвах (опыты: 1, 2, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 15, 16), а также при слабопроницаемых почвах (опыты: 17, 18), если продолжительность наблюдений недостаточная, зависимость между lgt и glt может быть выражена одной прямой линией, с определенной погрешностью.

5) Очевидно, все графики должны стремиться в окрестности к началу координатной системы, а это, как наглядно видно из графиков, невозможно без значительного искривления в начальной части.

Значение параметра I_1 , очевидно, выражает пройденный путь струей за первую минуту при аппроксимации прямой линией, а

$V = \frac{60q}{\omega}$ м/мин, действительно пройденный путь (целесообразнее при проведении опытов непосредственно определить этот параметр).

Разница между I_1 и v показывает погрешность аппроксимации при $t=1$ мин. Как видно из таблицы 1, I_1 в большинстве случаев гораздо больше, чем v , а это еще раз доказывает, что в части графики являются более крутыми и, следовательно, будем игнорировать начальные данные за первые 2-4 минуты ($lgt = 0,3 \div 0,6$) или в начальном отрезке борозды на 5-10 м ($lgt = 0,7 \div 1,0$) параметр α окажется более большим. Однако, указанные начальные опытные данные, очевидно, практически малозначные, при аппроксимации целесообразно не принять во внимание. Это оправдано и тем, что основными искомыми параметрами являются α , k_0 , $t_{кр}$, $l_{кр}$, ρ_p , ω которые почти не зависят от игнорируемых начальных данных и по значениям которых, согласно выражениям (1) - (4) можно отражать целый процесс от начала полива.

6) Выражается тенденция, что с увеличением расхода (опыты: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 17, 18,) и уклона (опыты: 7, 8) значение параметра α_1 увеличивается.

7) При даших почвенных условиях параметр α_1 является менее изменчивым (опыты: 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16,). Интересно отметить, что опыты 10, 11, 12, были проведены в 1973 году, а опыты 13, 14, 15, 16 в том же месте на 15 лет раньше, в 1958 году, другими исследователями в других целях (поэтому нет полных данных). Однако, наглядно видно, что в верхней части графика почти все линии параллельны между собой. Это указывает на более постоянство α .

8) Опыт 17, 18 были проведены в одних и тех же условиях почти одновременно. Однако, в опыте 18, где расход был в два раза больше, чем в 17, α оказался гораздо больше $\alpha = 0,56$, против $\alpha = 0,346$. Сомнение вызывало и то, что значение $l_{кр} t_{кр}$ в обоих опытах были одинаковые - 2,02 и 2,06. Поэтому приняли, как более достоверное, данные опыта 17 : $\alpha = 0,346$ и $K_0 = 0,00672$ м/мин. Затем подставили эти значения в формулы (1) и (4) при $q = 2$ л/сек, $\rho_p = 38,0$ м и $v = 0,76$ м/мин, согласно данных опыта 18 и оказалось: $t_{кр} = 240$ мин. $l_{кр} = 535$ м. $lgt_{кр} = 2,33$, $lgl_{кр} = 2,7$, т. е. координаты действительной критической точки гораздо больше, чем точки пересечения аппроксимирующих прямых линий. Это означает также, что проведенные наблюдения полностью охватывали лишь первую фазу движения, а во второй нет достаточных данных, а то, по-видимому, α оказался бы близко к 0,35.

9) Из вышесказанного вытекает также, что действительные критические точки, по сравнению с графически определенными, сдвинуты направо и являются крайней точкой переходящего, слабо выраженного, криволинейного участка графиков (опыты: 4, 5, 17, 18).

10) Только в одном случае (опыт 8) при хорошо водопроницаемой почве, малом уклоне и расходе было обнаружено, что $\alpha_1 < \alpha_2$. Это означает, что скорость движения лба струи в первой фазе меньше, чем во второй, что физически трудно объяснить. Думаем, что графически определенная критическая точка не является действительной. По-видимому она где-то поближе к началу координатной системы, а отклонение опытных точек от единой прямой линии в середине графика можно объяснить или погрешностью опыта, или изменением уклона или шероховатости русла по длине борозды.

11) Опыты 1, 2, 3, были проведены на смежных площадках. Однако, в опыте 3, в отличие от других, после предыдущего полива не была проведена культивация и русло борозды было более гладкое. Это отражено и в опыте. Несмотря на то, что расход больше, живое сечение и смоченный периметр меньше, чем в сравниваемых опытах. Повышенное значение $\alpha = 0,50$, в данном случае можно объяснить более высушенностью почвы.

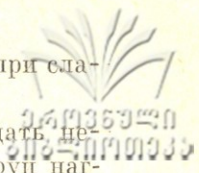
12) Из вышесказанного вытекает, что важно определить влажность почвы перед опытом и изменение коэффициента шероховатости в процессе полива.

В зафиксированных створах, в процессе полива несколько раз, через определенный промежуток времени нужно замерить гидравлические элементы потока, на основе которых коэффициенты шероховатости можно определять, исходя из формулы А. Н. Костякова

$$\gamma = \frac{V}{87RV^2t} \quad (18)$$

Очевидно, γ будет уменьшаться в процессе полива и, следовательно, зависимость между t и γ будет выражаться убывающей непрерывной кривой — экстраполяцией, которой можно установить значение γ в начальный момент при соприкосновении воды с сухим ложом борозды. Такое преувеличенное значение γ следует принять за расчетную при определении элементов техники полива.

13) Желательно, длины поливных борозд и полос иметь следующие: при сильноводопроницаемых почвах не менее 100—150 м,



при средневодопроницаемых почвах не менее 200—300 м, а при слабоводопроницаемых почвах не менее 400 ÷ 600 м.

14) Наступление критического момента можно наблюдать непосредственно на поле, т. к. скорость движения фронта струй наглядно замедляется, высота дба почти незаметна, на фронте появляется силовый слой пены. После наступления этого момента желательно наблюдения продолжать еще 1—2 часа. Это необходимо для определения действительных значений параметров K_0 и α .

Л и т е р а т у р а

1. Д. И. Губеладзе. Результаты изучения техники полива в условиях Мухранской долины. Труды Груз. СХИ, т. IX, 1960.
2. К. А. Жарова. Техника полива по бороздам на больших уклонах Чуйской долины. Фрунзе, 1961.
3. А. Н. Костяков. Основы мелиорации. Сельхозгиз, М., 1960.
4. С. М. Кривовяз. Расчет полива по бороздам. Гидротехника и мелиорация, № 1, 1961.
5. Н. Т. Лактаев. Проект методических указаний для проведения полевых опытов по изучению техники бороздowego полива, камеральной обработки результатов и обоснование этих указаний. Изд. «Наука», Узб. ССР, Ташкент, 1965.
6. А. Н. Ляпин. К вопросу исследований режима орошения и техники полива по бороздам. Сб. «Вопросы гидротехники», вып. 28, изд. «Наука», Ташкент, 1965.
7. Г. Е. Тугуши. Новые исследования по теории наземного полива. Труды Груз. СХИ, т. LXXXII—LXXXIII, Тб., 1972.
8. Г. Е. Тугуши. К теории самотечного полива. Труды Груз. СХИ, т. XC, Тб., 1974.
9. Г. Е. Тугуши. Теория самотечного полива, исходя из геометрических интерпретаций процесса. Труды Груз. СХИ, т. XC, 1974.
10. Г. Е. Тугуши, Д. И. Губеладзе. К вопросу мелиоративного обслуживания хозяйства Груз. СХИ, т. xc, Тб., 1974.
11. Тугуши. Тирипонская оросительная система и перспективы ее дальнейшего использования. Автореферат канд. дисс. Груз. СХИ, Тб., 1955.



УДК 536.2.01

Г. С. ЧИЧУА, И. С. ГАПРИНДАШВИЛИ,
Г. А. ЭСИАШВИЛИ, Н. Ф. НАДИБАИДЗЕ

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РАСТЕНИЙ НА ТЕПЛОВОЙ И
ВЛАЖНОСТНЫЙ РЕЖИМЫ ПОЧВЫ И ПРИЗЕМНОГО ВОЗДУХА
ПО ЗАДАЧЕ КОШИ**

Из анализа литературных данных следует, что наиболее слабым звеном в проблеме влияния культурных растений на тепловой и влажностный режимы почвы и приземного воздуха является отсутствие теоретических подходов при формулировании и трактовке этой проблемы, слабое освещение с точки зрения физики тех изменений в энергетической картине на полях, которые вызваны ростом и развитием данной культуры и наконец недостаточное применение математического аппарата необходимого для количественного учета этих изменений.

Температурное поле в почве и в воздухе и влажностное поле в приземном воздухе будем искать решая следующую систему уравнений в частных производных:

а) молекулярной теплопроводности почвы

$$C(z) \cdot \frac{\partial T(z,t)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z} \left[\lambda(z) \cdot \frac{\partial T(z,t)}{\partial z} \right] \quad z \leq 0 \quad (1)$$

б) турбулентной теплопроводности воздуха

$$\frac{\partial T(z,t)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z} \left[k(z) \cdot \frac{\partial T(z,t)}{\partial z} \right] \quad z \geq 0 \quad (2)$$

в) турбулентной влагопроводности воздуха

$$\frac{\partial q(z,t)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z} \left[k(z) \cdot \frac{\partial q(z,t)}{\partial z} \right] \quad z \geq 0 \quad (3)$$

Где $c(z)$ — объемная теплоемкость почвы, $\lambda(z)$ — коэффициент теплопроводности почвы, $k(z)$ — коэффициент турбулентности воздуха. Координата z отсчитывается от поверхности почвы $z=0$ вверх, что отражено тем, что для почвы $z \leq 0$, а для воздуха $z \geq 0$. Характер изменения c , λ , k от z определяется на основе опытных данных. В настоящей работе они являются линейными функциями координат.

В качестве граничных условий запишем условие ограниченности температуры на большой глубине в почве $z=-h$, на которой температура приобретает постоянное значение T_h . На поверхности $z=z_0$ дается температура и поток тепла, т. е. оба условия первого и второго рода. Такие же величины даются для влажности воздуха, т. е. граничные условия задачи есть:

$$T(-h, t) = T_h \quad (4)$$

$$T(z, t) \Big|_{z=z_0} = \varphi(t) \quad (5)$$

$$q(z, t) \Big|_{z=z_0} = f_0 q_m [\varphi(t)] \quad (6)$$

$$-C_p \rho k_1 \frac{z}{z_1} \frac{\partial T(z, t)}{\partial z} \Big|_{z=z_0} = P(t) \quad (7)$$

$$-L_0 k_1 \frac{z}{z_1} \frac{\partial q(z, t)}{\partial z} \Big|_{z=z_0} = LE(t) \quad (8)$$

Где f_0 — относительная влажность воздуха у поверхности почвы, $P(t)$ и $LE(t)$ соответственно турбулентный поток и поток тепла на испарение.

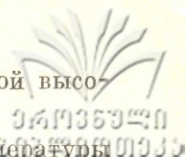
Для решения данной задачи требуется следующая совокупность исходных данных:

1. Теплофизические характеристики почвы (коэффициент теплопроводности или температуропроводности a и теплоемкости c ее C а в случае учета их изменения с глубиной — величину темпа этого изменения — m).

2. Температура почвы T_h на глубине постоянных температур — h .

3. Относительная влажность воздуха у поверхности f_0 (среднесуточное значение).

4. Суточный ход радиационного баланса.



5. Коэффициент турбулентности в воздухе на некоторой высоте z_1 .

Граничное условие (4) означает ограниченность температуры почвы на большой глубине, условия (5), (6), — непрерывность температуры и влажности между поверхностью почвы и воздуха на уровне шероховатости. Условия (7) и (8) означают задание потоков на том-же уровне. Условия (5), (6), (7) и (8) являются соответственно условиями первого и второго рода, т. е. на одном и том-же уровне даются величины и их производные, и получается задача типа Коши, которая насколько нам известно в агрометеорологии не решалась.

Как видно из структуры граничных условий, они учитывают влияние растительности на энергетические режимы почвы и приземного воздуха. Искомые величины $T(z, t)$ и $q(z_1, t)$ разлагаем по рядам Фурье

$$T(z, t) = T_0(z) + \sum_{j=1}^{\infty} \left[T_j(z) \cos \omega j t + \bar{T}_j(z) \sin \omega j t \right] \quad (9)$$

$$q(z, t) = q_0(z) + \sum_{j=1}^{\infty} \left[q_j(z) \cos \omega j t + \bar{q}_j(z) \sin \omega j t \right] \quad (10)$$

и определим их коэффициенты.

Решение уравнения (1) при граничном условии (4) известно из [1]; По форме (9) Фурье-коэффициенты которого имеют вид:

$$T_0(z) = \varphi_0 - \varphi_0 - T_h) \frac{\ln(1 - mz)}{\ln(1 + mh)} \quad (11)$$

$$\left. \begin{aligned} T_j(z) &= \varphi_j \bar{A}_j - \bar{\varphi}_j A_j(z) \\ \bar{T}_j(z) &= \varphi_j A_j + \bar{\varphi}_j \bar{A}_j(z) \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Где

$$A_j^*(z) = A_j(z) + i \bar{A}_j(z) = \frac{1}{\sqrt{1 - mz}} l^{\frac{z}{a}} \sqrt{-ij\omega} \left[1 - \frac{a^2 mz}{8(1 - mz) \sqrt{-ij\omega}} \right] \quad (13)$$

Решение уравнения (2) при граничных условиях (5) и (7) и уравнения (3) при граничных условиях (6) и (8), которые ввиду громоздкости мы здесь опускаем, имеют вид:

$$T_0(z) = \Phi_0 - \frac{z_1}{c_p \rho k_1} P_0 \ln \frac{z}{z_0} \quad (14)$$

$$T_j(z) = \varphi_j D_j(z) - \bar{\varphi}_j \bar{D}_j(z) - \frac{2z_1}{c_p \rho k_1} \left[P_j M_j(z) - \bar{P}_j \bar{M}_j(z) \right] \quad (15)$$

$$\bar{T}_j(z) = \bar{\varphi}_j D_j(z) + \varphi_j \bar{D}_j(z) - \frac{2z_1}{c_p \rho k_1} \left[P_j \bar{M}_j(z) + \bar{P}_j M_j(z) \right] \quad (16)$$

$$q_0(z) = f_0 q_m(\Phi_0) - \frac{l_0}{L_0 k_1} \ln \frac{z}{z_0} \quad (17)$$

$$q_j(z) = f_0 q_0 \left[\varphi_j D_j(z) - \bar{\varphi}_j \bar{D}_j(z) \right] - \frac{2z_1}{L_0 k_1} \left[l_j M_j(z) - \bar{l}_j \bar{M}_j(z) \right] \quad (18)$$

$$\bar{q}_j(z) = f_0 q_0 \left[\bar{\varphi}_j D_j(z) + \varphi_j \bar{D}_j(z) \right] - \frac{2z_1}{L_0 k_1} \left[l_j \bar{M}_j(z) + \bar{l}_j M_j(z) \right] \quad (19)$$

где

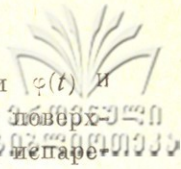
$$M_j^*(z) = M_j + i \bar{M}_j = K_0(\varepsilon_0 \sqrt{-ij}) I_0 \left(\varepsilon_0 \sqrt{-ij} \frac{z}{z_0} \right) - I_0(\varepsilon_0 \sqrt{-ij}) K_0 \left(\varepsilon_0 \sqrt{-ij} \frac{z}{z_0} \right) \quad (20)$$

$$D_j^*(z) = D_j + i \bar{D}_j = \varepsilon_0 \sqrt{-ij} \left[K_1(\varepsilon_0 \sqrt{-ij}) I_0 \left(\varepsilon_0 \sqrt{-ij} \frac{z}{z_0} \right) + I_1(\varepsilon_0 \sqrt{-ij}) K_0 \left(\varepsilon_0 \sqrt{-ij} \frac{z}{z_0} \right) \right] \quad (21)$$

Здесь I_0 , K_0 , I_1 , являются функциями Бесселя от чисто мнимого аргумента. Приближенно можно написать:

$$\left. \begin{aligned} D_j(z) &\simeq 1 \\ \bar{D}_j(z) &\simeq - \frac{\varepsilon_0^2 j}{4} \left(\frac{z}{z_0} - \ln \frac{z}{z_0} - 1 \right) \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

$$\left. \begin{aligned} M_j(z) &\simeq \frac{1}{2} \ln \frac{z}{z_0} \\ \bar{M}_j(z) &\simeq - \frac{\varepsilon_0^2 j}{4} \frac{z}{z_0} \left(\frac{1}{2} \ln \frac{z}{z_0} - 1 \right) \end{aligned} \right\} \quad (23)$$



Таким образом, при задании температуры поверхности $\varphi(t)$ и почвы на большой глубине, относительной влажности f_0 у поверхности, турбулентного потока тепла $P(t)$ и потока тепла на испарение $LE(t)$, температура почвы и воздуха и удельная влажность воздуха при растительности может быть рассчитана на ряду Фурье (9) и (10), где коэффициенты Фурье вычисляются по формулам (9) — (17).

Итак, общая схема расчета профилей температуры и влажности, в случае поверхности покрытой растениями состоит в следующем.

По заданной температуре поверхности почвы $\varphi(t)$ и теплофизическим характеристикам рассчитывается тепловой поток в почву $B(t)$ по общеизвестному закону

$$B(t) = \lambda(z) \frac{\partial T(-0, t)}{\partial z}$$

По заданному радиационному балансу $R(t)$ и затрате тепла на испарение $LE(t)$ (или при заданном турбулентном потоке) из известного уравнения теплового баланса

$$R(t) = B(t) + P(t) + LE(t)$$

определяется турбулентный поток тепла $P(t)$ [или затрата тепла на испарение $LE(t)$].

После того, как известны все составные части теплового баланса, тепловой режим, а также влажность воздуха могут быть рассчитаны по полученным выше решениям.

Л и т е р а т у р а

1. И. С. Гаприндашвили. Определение температуры почвы под растительным покровом с учетом изменения теплофизических характеристик по глубине. Труды Груз. СХИ, т. LXXVI—LXXVII, 1969.



УДК 536.2.01

И. С. ГАПРИНДАШВИЛИ

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО И ВЛАЖНОСТНОГО ПОЛЯ
ВОЗДУХА В САДУ С УЧЕТОМ ВРЕМЕННЫХ ИЗМЕНЕНИЙ
МЕТЕОРОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ

При растительности задача определения температуры и влажности воздуха сводится к совместному решению системы дифференциальных уравнений тепло- и влагопроводности в саду и над ним, а именно:

$$\frac{\partial T(z,t)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z} \left[k(z,t) \frac{\partial T(z,t)}{\partial z} \right] + d^{(T)}(t) \delta(z-H) \quad (1)$$

$$\frac{\partial q(z,t)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z} \left[k'(z,t) \frac{\partial q(z,t)}{\partial z} \right] + d^{(q)}(t) \delta(z-H) \quad (2)$$

где $T(z, t)$ и $q(z, t)$ температура и влажность воздуха в саду и над ним, $k(z, t)$ — коэффициент турбулентности, зависящий от времени и определяемой формулой

$$k(z,t) = k_1(t) \frac{z}{z_0} \quad (3)$$

$d^{(T)}(t)$ и $d^{(q)}(t)$ — дополнительные источники тепла и влаги на высоте сада $z = H$, $\delta(z - H)$ — нормированная «дельта» функция Дирака. z_0 — параметр шероховатости.

Граничные условия задачи есть:

а) задание температуры и влажности на поверхности почвы:

$$T(z,t) \Big|_{z=z_0} = \varphi'(t) \quad (4)$$

$$q(z,t) \Big|_{z=z_0} = f_0 q_m(\varphi'(t)) \quad (5)$$

где $\varphi(t)$ температура поверхности почвы, t_0 — относительная влажность воздуха у земли, $q_m(\varphi(t))$ — максимальная удельная влажность при температуре поверхности.

б) условия ограниченности на большой высоте над садом:

$$T(z, t) \neq \infty \text{ при } z \rightarrow \infty \quad (6)$$

$$q(z, t) \neq \infty \text{ при } z \rightarrow \infty \quad (7)$$

в) задание теплового баланса на уровне почвы и на высоте сада ($z=H$)

$$\begin{aligned} \overline{\lambda_0(z, t)} \frac{\partial T(z, t)}{\partial z} \Big|_{z=0} - C_p \overline{k(z, t)} \frac{\partial T(z, t)}{\partial z} \Big|_{z=z_0} - \\ - L_p \overline{k(z, t)} \frac{\partial q(z, t)}{\partial z} \Big|_{z=z_0} = R^{(n)}(t) \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} C_p \overline{k(z, t)} \frac{\partial T(z, t)}{\partial z} \Big|_{z=H-0} - C_p \overline{k(z, t)} \frac{\partial T(z, t)}{\partial z} \Big|_{z=H+0} + \\ + L_p \overline{k(z, t)} \frac{\partial q(z, t)}{\partial z} \Big|_{z=H-0} - L_p \overline{k(z, t)} \frac{\partial q(z, t)}{\partial z} \Big|_{z=H+0} = R^{(n)}(t) \end{aligned} \quad (9)$$

Где $R(t)$ радиационный баланс при отсутствии сада, $R^{(n)}(t)$ — доля этой радиации, достигаемой земли, а $R^{(n)}(t)$ — оставшийся на уровне высоты сада $z=H$, причем, отношение $m_c = \frac{R^{(n)}(t)}{R^{(n)}(t)}$ есть величина характеризующей густоту сада.

В формуле (8) $\overline{\lambda_0(z, t)}$ есть коэффициент теплопроводности почвы, которую мы здесь полагаем независимой от глубины и меняющейся со временем также как и коэффициент температуропроводности, т. е. полагаем

$$\overline{\lambda_0(z, t)} = \frac{\lambda_0}{1 + a(t)} \quad (10)$$

$$\overline{k(z, t)} = \frac{k(z)}{1 + k(t)}$$

С учетом (10) уравнения (1) и (2) и граничные условия (8) и (9) можно написать в виде:

$$\left[1 + \tilde{k}(t)\right] \frac{\partial T(z, t)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z} k(z) \frac{\partial T(z, t)}{\partial z} + d^{(T)}(t) \left[1 + \tilde{k}(t)\right] \delta(z-H) \quad (11)$$

$$\left[1 + \tilde{k}(t)\right] \frac{\partial q(z, t)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z} k(z) \frac{\partial q(z, t)}{\partial z} + d^{(q)}(t) \left[1 + \tilde{k}(t)\right] \delta(z-H) \quad (12)$$

$$\begin{aligned} & \frac{[1 + \tilde{k}(t)]}{[1 + \tilde{a}(t)]} \lambda_0 \frac{\partial T(z, t)}{\partial z} \Big|_{z=0} - C_{p0} k(z) \frac{\partial T(z, t)}{\partial z} \Big|_{z=z_0} - \\ & - L_p k(z) \frac{\partial q(z, t)}{\partial z} \Big|_{z=z_0} = \left[1 + \tilde{k}(t)\right] R^{(n)}(t) \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} C_{p0} k(z) \frac{\partial T(z, t)}{\partial z} \Big|_{z=H-0} = - C_{p0} k(z) \frac{\partial T(z, t)}{\partial z} \Big|_{z=H+0} + \\ + L_p k(z) \frac{\partial q(z, t)}{\partial z} \Big|_{z=H-0} - L_p k(z) \frac{\partial q(z, t)}{\partial z} \Big|_{z=H+0} = \\ = \left[1 + \tilde{k}(t)\right] R^{(n)}(t) \end{aligned} \quad (14)$$

Общая схема решения остается такой же, как в [1].

Как в (2), искомую температуру $T(z, t)$, а также влажность $q(z, t)$ и функции источников представляем в виде суммы:

$$z(t) = \Phi^{(0)}(t) + \Phi^{(1)}(t) \quad (15)$$

$$T(z, t) = T^{(0)}(z, t) + T^{(1)}(z, t) \quad (15^1)$$

$$q(z, t) = q^{(0)}(z, t) + q^{(1)}(z, t) \quad (16)$$

$$d^{(T)}(t) = d^{(0, T)}(t) + d^{(1, T)}(t) \quad (17)$$

$$d^{(q)}(t) = d^{(0, q)}(t) + d^{(1, q)}(t) \quad (18)$$

Подставляя (15) и (15¹), (16) и (17) в уравнения (11), (12), и граничные условия (4)—(7) и учитывая основное решение без учета временных изменений метеопараметров граничными условиями и опуская члены выше второго порядка малости, получим:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T^{(1)}(z, t)}{\partial t} = - \frac{\sigma}{\partial z} k(z) \frac{\partial T^{(1)}(z, t)}{\partial z} + d^{(T)}(t) \delta(z-H) + \\ + \tilde{k}(t) \left\{ d^{(0, T)}(t) \delta(z-H) - \frac{\partial T^{(0)}(z, t)}{\partial t} \right\} \end{aligned} \quad (19)$$

$$\frac{\partial q^{(1)}(z, t)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z} k(z) \frac{\partial q^{(1)}(z, t)}{\partial z} + d_1^{(0)}(t) \delta(z-H) +$$

$$+ \tilde{k}(t) \left\{ d_0^{(0)}(t) \delta(z-H) - \frac{\partial q^{(0)}(z, t)}{\partial t} \right\}$$

$$\lambda_0 \left. \frac{\partial T^{(1)}(z, t)}{\partial z} \right|_{z=-0} - \left(1 + \frac{L}{C_p} f_0 g_0 \right) C_p \rho k(z) \left. \frac{\partial T^{(1)}(z, t)}{\partial t} \right|_{z_0} =$$

$$= \tilde{k}(t) R^{(0)}(t) - \left[\tilde{k}(t) - a(t) \right] \lambda_0 \left. \frac{\partial T^{(0)}(z, t)}{\partial z} \right|_{z=-0} \quad (21)$$

$$\left(1 + \frac{L}{C_p} f_0 g_0 \right) C_p \rho k(z) \left. \frac{\partial T^{(1)}(z, t)}{\partial z} \right|_{H-0} -$$

$$- \left(1 + \frac{L}{C_p} f_0 g_0 \right) C_p \rho k(z) \left. \frac{\partial T^{(1)}(z, t)}{\partial z} \right|_{H+0} = \tilde{k}(t) R^{(0)}(t) \quad (22)$$

Представим $d^{(1)}(t) = d_1^{(r)}(t)$ и $d^{(0)}(t) = d_0^{(r)}(t)$ рядами Фурье

$$d^{(0)}(t) = d_0^{(0)} + \sum_{j=1}^{\infty} \left[d_j^{(0)} \cos \omega_j t + \bar{d}_j^{(0)} \sin \omega_j t \right] \quad (23)$$

$$d^{(1)}(t) = d_0^{(1)} = \sum_{j=1}^{\infty} \left[d_j^{(1)} \cos \omega_j t + \bar{d}_j^{(1)} \sin \omega_j t \right] \quad (24)$$

и функция $k(t)$ с одной гармоникой

$$k(t) = \tilde{k}_1 \cos \omega t + \tilde{m}_1 \sin \omega t \quad (25)$$

Подставляя Фурье разложения $T(z, t)$ и (23), (24) в (19) и приравнивая свободные члены и члены при одинаковых \sin и \cos , получим:

$$\frac{d}{dz} k(z) \frac{dT_0^{(1)}(z)}{dz} = \frac{\omega}{2} \left[\tilde{k}_1 \tilde{T}_1^{(0)}(z) - \tilde{m}_1 T_1^{(0)}(z) \right] -$$

$$- \left[d_0^{(1)} + \frac{1}{2} \tilde{k}_1 d_1^{(0)} + \frac{1}{2} \tilde{m}_1 d_1^{(0)} \right] \delta(z-H) \quad (26)$$

$$\frac{d}{dz} k(z) \frac{dT_1^{(1)}(z)}{dz} - \omega \tilde{T}_1^{(1)}(z) = \omega \left[\tilde{k}_1 \tilde{T}_2^{(0)}(z) - \tilde{m}_1 T_2^{(0)}(z) \right] -$$

$$-\left[d_1^{(1)} + \tilde{k}_1 d_0^{(0)} + \frac{1}{2} \tilde{k}_1 d_2^{(0)} + \frac{1}{2} \tilde{m}_1 d_2^{(0)} \right] \delta(z-H) \quad (27)$$

$$\frac{d}{dz} k(z) \frac{d\bar{T}_1^{(1)}(z)}{dz} + \omega T_1^{(1)}(z) = -\omega \left[\tilde{k}_1 T_2^{(0)}(z) + \tilde{m}_1 \bar{T}_2^{(0)}(z) \right]$$

$$-\left[\bar{d}_1^{(1)} + \bar{m}_1 d_0^{(0)} + \frac{1}{2} k_1 \bar{d}_2^{(0)} - \frac{1}{2} \tilde{m}_1 d_2^{(0)} \right] \delta(z-H) \quad (28)$$

$$\frac{d}{dz} k(z) \frac{dT_2^{(1)}(z)}{dz} - 2\omega \bar{T}_1^{(1)}(z) = \frac{\omega}{2} \left[k_1 \tilde{T}_1^{(0)}(z) + \tilde{m}_1 T_1^{(0)}(z) \right] -$$

$$-\left[d_2^{(1)} + \frac{1}{2} \tilde{k}_1 d_1^{(0)} - \frac{1}{2} \tilde{m}_1 \bar{d}_1^{(0)} \right] \delta(z-H) \quad (29)$$

$$\frac{d}{dz} (kz) \frac{d\bar{T}_2^{(1)}(z)}{dz} + 2\omega T_2^{(1)}(z) = -\frac{\omega}{2} \left[\tilde{k}_1 T_1^{(0)}(z) - \tilde{m}_1 T_1^{(0)}(z) \right] -$$

$$-\left[\bar{d}_2^{(1)} + \frac{1}{2} \tilde{k}_1 \tilde{d}_1^{(0)} + \frac{1}{2} \tilde{m}_1 d_1^{(0)} \right] \delta(z-H) \quad (30)$$

Соотношения (26)—(30) есть система из пяти неоднородных дифференциальных уравнений для пяти неизвестных функций $T_0^{(1)}$, $T_j^{(1)}(z)$ и $\bar{T}_j^{(1)}(z)$ ($j=1,2$) Граничными условиями:

$$T_0^{(1)}(z) \Big|_{z_0} = \varphi_0^{(1)} \quad (31)$$

$$T_0^{(1)}(z) \neq \infty \text{ при } z \rightarrow \infty \quad (32)$$

$$\left. \begin{aligned} T_j^{(1)}(z) \Big|_{z_0} &= \varphi_j^{(1)} \\ \bar{T}_j^{(1)}(z) \Big|_{z_0} &= \bar{\varphi}_j^{(1)} \end{aligned} \right\} j=1,2 \quad (33)$$

$$\left. \begin{aligned} T_j^{(1)}(z) &\neq \infty \\ T_j^{(1)}(z) &\neq \infty \end{aligned} \right\} \begin{aligned} &\text{при } z \rightarrow \infty \\ &(j=1,2) \end{aligned} \quad (34)$$

Решая систему (26)—(30), при граничных условиях (31)—(34), после сложных и довольно длинных преобразований, получим:

$$T_0^{(1)}(z) = \varphi_0^{(1)} + \frac{1}{2} \tilde{k}_1 \left[T_1^{(0)}(z) - \varphi_1^{(0)} \right] + \frac{1}{2} \tilde{m}_1 \left[\bar{T}_1^{(0)}(z) - \bar{\varphi}_1^{(0)} \right] +$$

$$+ \begin{cases} \frac{d_0^{(1)} z_1}{k_1} \ln \frac{z}{z_0} & \text{при } z_0 \leq z < H \\ \frac{d_0^{(1)} z_1}{k_1} \ln \frac{H}{z_0} & \text{при } z > H \end{cases}$$

$$\left. \begin{aligned} T_1^{(1)}(z) &= L_1(z) + \widetilde{k}_1 \overline{T}_2^{(0)}(z) + \widetilde{m}_1 \overline{T}_2^{(0)}(z) \\ \overline{T}_1^{(1)}(z) &= \overline{L}_1(z) + \widehat{k}_1 \overline{T}_2^{(0)}(z) - \widetilde{m}_1 \overline{T}_2^{(0)}(z) \end{aligned} \right\} \quad (36)$$

$$\left. \begin{aligned} T_2^{(1)}(z) &= L_2(z) - \frac{1}{2} \widetilde{k}_1 \overline{T}_1^{(0)}(z) + \frac{1}{2} \overline{m}_1 \overline{T}_1^{(0)}(z) \\ \overline{T}_2^{(1)}(z) &= \overline{L}_2(z) - \frac{1}{2} k_1 \overline{T}_1^{(0)}(z) - \frac{1}{2} \widetilde{m}_1 \overline{T}_1^{(0)}(z) \end{aligned} \right\} \quad (37)$$

где $L(z)$ функции содержат Беселевы функции число мнимого аргумента, зависящие от исходных данных.

$$\begin{aligned} L_1(z) &= (\varphi_1^{(1)} - \widetilde{\omega}_1) G_j(z) - (\overline{\varphi}_1^{(1)} - \widetilde{\omega}_2) \overline{G}_1(z) + \\ &+ \begin{cases} \frac{2z_1}{k_1} \left(d_1^{(1)} + \widetilde{g}_1 \right) \left[\overline{F}_1(z) - \left(\overline{d}_1^{(1)} + \widetilde{g}_2 \right) \overline{F}_1(z) \right] & \text{при } z \leq H \\ \frac{2z_1}{k_1} \left(d_1^{(1)} + g_1 \right) \Pi_1(z) - \left(d_1^{(1)} + \widetilde{g}_2 \right) \overline{\Pi}_1(z) & \text{при } z > H \end{cases} \end{aligned} \quad (38)$$

$$\begin{aligned} \overline{L}_1(z) &= (\varphi_1^{(1)} + \widetilde{\omega}_1) \overline{G}_1(z) + (\overline{\varphi}_1^{(1)} - \widetilde{\omega}_2) G_1(z) + \\ &+ \begin{cases} \frac{2z_1}{k_1} \left[\left(d_1^{(1)} + \widetilde{g}_1 \right) \overline{f}_1(z) - \left(\overline{d}_1^{(1)} + \widetilde{g}_2 \right) f_1(z) \right] & \text{при } z \leq H \\ \frac{2z_1}{k_1} \left[\left(d_1^{(1)} + \widetilde{g}_1 \right) \Pi_1(z) + \left(\overline{d}_1^{(1)} + \widetilde{g}_2 \right) \overline{\Pi}_1(z) \right] & \text{при } z > H \end{cases} \end{aligned} \quad (39)$$

$$\begin{aligned} L_2(z) &= \left(\varphi_2^{(1)} + \frac{1}{2} \widetilde{\delta}_1 \right) G_2(z) - \left(\overline{\varphi}_2^{(1)} + \frac{1}{2} \widetilde{\delta}_2 \right) \overline{G}_2(z) + \\ &+ \begin{cases} \frac{2z_1}{k_1} \left[\left(d_2^{(1)} + \widetilde{t}_1 \right) F_2(z) - \left(\overline{d}_2^{(1)} + \widetilde{t}_2 \right) \overline{F}_2(z) \right] & \text{при } z \leq H \\ \frac{2z_1}{k_1} \left[\left(d_2^{(1)} + \widetilde{t}_1 \right) \Pi_2(z) - \left(\overline{d}_2^{(1)} + \widetilde{t}_2 \right) \overline{\Pi}_2(z) \right] & \text{при } z > H \end{cases} \end{aligned} \quad (40)$$

$$\overline{L}_2(z) = \left(\varphi_2^{(1)} + \frac{1}{2} \widetilde{\delta}_1 \right) \overline{G}_2(z) + \left(\overline{\varphi}_2^{(1)} + \frac{1}{2} \widetilde{\delta}_2 \right) G_2(z) +$$

$$\begin{aligned}
 & \left| \frac{2z_1}{k_1} \left| \left(d_{2(1)} + \bar{t}_1 \right) \bar{F}_2(z) + \left(\bar{d}_{1(1)} + \bar{t}_1 \right) F_2(z) \right| \right. \text{ при } z \leq H \\
 + & \left. \left| \frac{2z_1}{k_1} \left(d_{2(1)} + \bar{t}_1 \right) \bar{\Pi}_2(z) - \left(d_{2(1)} + \bar{t}_2 \right) \Pi_2(z) \right| \right. \text{ при } z > H
 \end{aligned}$$

Таким образом, Формулы (35), (36), (37) позволяют вычислять коэффициенты ряда Фурье $T_0^{(1)}$, $T_j^{(1)}(z)$ и $T_j^{(1)}(z)$ при $j=1,2$ и найти поправку $T_1^{(1)}(z,t)$ на температуру воздуха.

Аналогичная формула получается для влажности, где коэффициенты Фурье получаются простым умножением $T(z, t)$ на $f_0 g_0$, значение которого указано в [2].

Л и т е р а т у р а

1. И. С. Гаприндашвили, Расчет температурного поля почвы в саду с учетом изменения коэффициента температуропроводности по времени. Труды Груз. СХИ, т. ХСVI, 1977.
2. А. Ф. Чудновский, И. С. Гаприндашвили. Количественная теория влияния динамики развития растения на процессы тепло-и влагообмена на сельскохозяйственном поле. Сб. тр. АФИ, вып. 30, Гидрометеониздат, 1971.



УДК 633.72:631.37

РЕЗУЛЬТАТЫ ШИРОКОГО ПРИМЕНЕНИЯ РУЧНЫХ МОТОРИЗОВАННЫХ ЧАЕСБОРОЧНЫХ МАШИН В РЕСПУБЛИКЕ ГРУЗИЯ ЗА 1977 г. Г. Я. Шхвацабая. Труды Груз. СХИ, т. 107, 1978, Тбилиси, стр. 3—11.

Рассматриваются результаты широкого применения в чайных совхозах и колхозах республики ручных моторизованных чаесборочных машин. Приводятся данные применения этих машин в отдельных совхозах и колхозах, перечисляются рекордные показатели передовиков-чаеводов.

Излагается экономическая эффективность и агротехническая оценка малой механизации в чаеводстве, что позволяет значительно повысить производительность процессов сборки и подрезки чая.

УДК 631.312.352

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ФРЕЗЕРОВАНИЯ ПОЧВЫ МЕТОДОМ СКОРОСТНОЙ КИНОСЪЕМКИ. М. М. Гугушвили, Д. Я. Зангаладзе. Труды Груз. СХИ, т. 107, 1978, Тбилиси, стр. 13—19.

Приведены результаты исследования быстротекущих технологических процессов при фрезеровании почвы. Экспериментально, методом скоростной киносъемки изучены: характер воздействия ножей на почву, траектория и скорость движения частиц стружки. библ. — 5.

ВЛИЯНИЕ КОНТРОЛЯ КАЛИБРАМИ НА ТОЧНОСТЬ ДЕФЕКТОВКИ И СОРТИРОВКИ ИЗНОШЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ. А. Г. Кечухашвили. Труды Груз. СХИ, т. 107, 1978, Тбилиси, стр. 21—30.

Рассматриваются основные недостатки дефектовки и сортировки изношенных деталей однопредельными калибрами. Илл. — 3, библ. — 5.

УДК 631.3 (23)

РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СТУПЕНЧАТЫХ ТЕРРАС. Г. А. Шаламберидзе, В. Ш. Чипашвили. Труды Груз. СХИ, т. 107, 1978, Тбилиси, стр. 31—36.

Предлагается расчет ширины полотна террасы — B , в функциональной зависимости от крутизны склона — α , глубины выемки почвы по выемочному откосу — h , (который должен происходить с учетом толщины гумусного слоя почвы), угла выемочного откоса — β , угла наклона полотна террасы — γ и угла насыпной части террасы — φ .

На основе полученного материала расчета, разработаны программы предназначенные для определения различных параметров террас.

УДК 631.316:632.935.11 (088.8)

КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТЫ ГОРЕЛКИ ТЕРМИЧЕСКОГО КУЛЬТИВАТОРА. Л. У. Копалиани. Труды Груз. СХИ, т. 107, 1978, Тбилиси, стр. 37—48.

Рассматривается термический культиватор, сконструированный для борьбы с сорными растениями. Горелка термического культиватора и термический культиватор новой конструкции, созданные в Груз. СХИ прошли лабораторные, полевые и ведомственные испытания и получили положительную оценку.

УДК 621.354.2.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ УБОРКИ КОЛОСОВЫХ КУЛЬТУР В ГОРНЫХ УСЛОВИЯХ. М. С. Ошоридзе. Труды Груз. СХИ, т. 107, 1978, Тбилиси, стр. 49—56.

Показано, что при уборке колосовых культур на склонах потери зерна доходят до 19—23,8%, половина теряется почти полностью и увеличиваются общие энергозатраты. В горных условиях для уборки зерновых колосовых необходимо применять другой способ уборки, аналогичный трехфазной уборки и разработать соответствующий комплекс машины. Библ. — 4.

УДК 059.88

ПРИМЕНЕНИЕ МОДЕЛИ СЕТЕВОГО ПЛАНИРОВАНИЯ В ДИПЛОМНОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ. А. А. Гудушаури, Г. Г. Цулейскири. Труды Груз. СХИ, т. 107, 1978, Тбилиси, стр. 57—63.


Рассматривается математический метод сетевого планирования позволяющий учебные планы представлять в виде сетевых графиков с последующим их математическим расчетом. Осуществлена первая попытка применения сетевого планирования в дипломном проектировании по специальности «Ремонт сельскохозяйственных машин». Илл. — 3, табл. — 3, библ. — 3.

УДК 633.72:631.37

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ МОТОВИЛА ЧАЕСБОРОЧНОЙ МАШИНЫ ЧА-900. О. М. Тецорадзе. Труды Груз. СХИ, т. 107, 1978, Тбилиси, стр. 65—74.

Излагается теоретический анализ работы мотовила чаесборочной машины ЧА-900.

УДК 631.351:633.72:531.3:621.830

ДИНАМИКА УСТАНОВИВШЕГОСЯ ДВИЖЕНИЯ РУЧНЫХ
ЧАЕСБОРОЧНЫХ И ЧАЕПОДРЕЗОЧНЫХ АППАРАТОВ. 
Махароблидзе, О. А. Кечхуашвили. Труды Груз. СХИ,
т. 107, 1978, Тбилиси, стр. 75—86.

Исследована динамика установившегося движения ручных чаесборочных и подрезочных аппаратов.

На основании анализа эквивалентной расчетной схемы, введены расчетные формулы упругих моментов и усилий. В работе даны рекомендации по выбору оптимальных параметров изучаемых аппаратов. Илл. — 3, библи. — 3.

УДК 631.354.2

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ СДВОЕННЫМИ КОЛЕСАМИ В ГОРНЫХ УСЛОВИЯХ. Г. И. Мосашвили, О. В. Квистаури. Труды Груз. СХИ, т. 107, 1978, Тбилиси, стр. 87—95.

Приведены результаты испытаний зерноуборочных комбайнов сдвоенными колесами в горных условиях. Экспериментально изучены вопросы влияния уклона на устойчивость движения курса комбайна и варианты их улучшения. Илл. — 2, график — 2, библи — 5.

УДК 629.113/115

АНАЛИТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВЛИЯНИЯ МАКСИМАЛЬНОЙ ЭФФЕКТИВНОЙ МОЩНОСТИ И ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ ТРАНСМИССИИ И НА ДИНАМИКУ АВТОМОБИЛЯ ГАЗ-21Р. Н. А. Абесадзе, К. И. Петриашвили. Труды Груз. СХИ, т. 107, 1978, Тбилиси, стр. 97—108.

Приводятся результаты аналитического расчета тяговых и динамических свойств автомобиля ГАЗ-21Р в зависимости от эффективной мощности двигателя, а также передаточных чисел коробки передач и главной передачи. Илл. — 8, табл. — 8.

УДК 621.436:621.515.5. (088.8)

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ С Пониженной степенью сжатия и высоким наддувом. А. Я. Эсакия. Труды Груз. СХИ т. 107, 1978, Тбилиси, стр. 109—113.

Рассматриваются исследования вопросов пуска и работы дизеля с пониженной степенью сжатия и высоким наддувом на одноцилиндровой установке осуществленной на базе дизеля Д-20. Илл. — 2, табл. — 1, библи. — 3.

УДК 633.72:631.37

ТЕНЗОМЕТРИРОВАНИЕ РУЧНОЙ САМОХОДНОЙ МАШИНЫ
ДЛЯ БОКОВОЙ ПОДРЕЗКИ ШПАЛЕР ЧАЙНЫХ КУСТОВ.
З. Г. Шхвацабая. Труды Груз. СХИ, т. 107, 1978, Тбилиси,
стр. 115—124.

Рассматриваются специфические вопросы тензометрирования ручной самоходной машины для боковой подрезки шпалер чайных кустов. Рассчитаны тензозвенья для исследования энергетики, дается электрическая схема безусилительного тензометрирования машины и метод обработки осциллограмм. Илл. — 3, табл. — 1, библи. — 4.

УДК 531.241.

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ АНАЛИЗА ПЛОСКИХ СТЕРЖНЕ-
ВЫХ СИСТЕМ. Г. Г. Цулейскири. Труды Груз. СХИ; т. 107,
1978, Тбилиси, стр. 125—130.

Дается анализ плоских и пространственных стропильных конструкций. Автором применен принцип существования для каждой плоской конструкции т. н. нуль-точек и нуль-направлений, который дает возможность найти для произвольной, статически определимой плоской системы наиболее выгодное расположение внешних сил, действующих на ее узлы. Илл. — 6, библи. — 2.

УДК 627.833

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТРАЕКТОРИИ ДВИЖЕНИЯ
ЧАСТИЦ ВЛЕКОМЫХ НАНОСОВ НА УЧАСТКЕ ПОДХОДА ПО-
ТОКА К ЩЕЛЕВОМУ ОТВЕРСТИЮ ДОННОЙ ОТВОДЯЩЕЙ
ГАЛЛЕРЕИ. Б. М. Чиквашвили, И. Д. Музаев, М. А. Кон-
дюриш. Труды Груз. СХИ, т. 107, 1978, Тбилиси, стр. 131—142.

Рассматривается метод расчета определения траектории движения частиц влекомых наносов на участке подхода потока к щелевому отверстию донной отводящей галлерей. Илл. — 2, библи. — 3.

УДК 631.6.02

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОТЕРЬ ВОДЫ В КАНАЛАХ И
К.П.Д. Г. Е. Тугуши. Труды Груз. СХИ, т. 107, 1978, Тбилиси,
стр. 143—155.

Предложена усовершенствованная методика определения параметров расчетных формул, которые являются справедливыми в общем случае для всех значений расходов. Предложены способы обобщения частных формул и новые расчетные зависимости для определения к.п.д. по заданным длинам участка и расходов брутто



или нетто. Для упрощения расчетов построены соответствующие программы.

УДК 627.833

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ГЛУБИНЫ МЕСТНОГО РАЗМЫВА ЗА КРЕПЛЕНИЯМИ ГИДРОСООРУЖЕНИЙ ПРИ УСТАНОВИВШЕМСЯ НЕРАВНОМЕРНОМ ДВИЖЕНИИ ПОТОКА. Э. Д. Русия, З. К. Эристави. Труды Груз. СХИ, т. 107, 1978, Тбилиси, стр. 157—159.

Дается вывод расчетной зависимости для прогнозирования глубины местного размыва при установившемся неравномерном режиме движения потока. Зависимость получена из общего дифференциального уравнения одномерного движения наносонесущего потока с переменным расходом вдоль пути и уравнения баланса. Библи. — 3.

УДК 627.833

ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ САПРОПЕЛЯ И ВОЗМОЖНОСТЬ ЕГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ. А. Л. Сахвадзе. Труды Груз. СХИ, т. 107, 1978, Тбилиси, стр. 161—164.

Рассматриваются основные специфические свойства сапропеля, высококачественного природного минерально-органического вещества пригодного для повышения плодородия земель.

Дается минерологическая характеристика и установлены соответствующие классификационные признаки, уточнен физико-механический состав сапропеля. Библи. — 5.

УДК 631.6.02

К МЕТОДИКЕ ПОЛЕВО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПО ТЕХНИКЕ ПОВЕРХНОСТНОГО ПОЛИВА. Г. Е. Тутуши. Труды Груз. СХИ, т. 107, 1978, Тбилиси, стр. 165—175.

Дается усовершенствованная методика проведения полевых опытов и установления расчетных параметров, путем математической обработки экспериментальных данных на основе развитой классической теории поверхностного полива.

УДК 536.2.01

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РАСТЕНИЙ НА ТЕПЛОВОЙ И ВЛАЖНОСТНЫЙ РЕЖИМЫ ПОЧВЫ И ПРИЗЕМНОГО ВОЗДУХА ПО ЗАДАЧЕ КОШИ. И. С. Гаприндашвили, Г. С. Чичуа, Г. А. Эсиашвили, Н. Ф. Надибайдзе. Труды Груз. СХИ, т. 107, 1978, Тбилиси, стр. 177—182.



Исследуется задача нахождения температуры в приземном воздухе, а также влажность воздуха на участке с произрастающей растительности. Решаются дифференциальные уравнения тепло- и влагопроводности при заданной постоянной температуре почвы, температуре и влажности воздуха, а также при потоке тепла и влаги на деятельной поверхности. Получены рекуррентные формулы для определения температуры и влажности. Библ. — 2.

УДК 536.2.01

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО И ВЛАЖНОСТНОГО ПОЛЯ ВОЗДУХА В САДУ С УЧЕТОМ ВРЕМЕННЫХ ИЗМЕНЕНИЙ МЕТЕОРОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ. И. С. Гаприндашвили. Труды Груз. СХИ, т. 107, 1978, Тбилиси, стр. 183—189.

Решаются дифференциальные уравнения турбулентной тепло- и влагопроводности воздуха с учетом временных изменений метеорологических параметров при заданной температуре и влажности на поверхности почвы, тепловой баланс на поверхности почвы и на высоте сада и условий ограниченности температуры и влажности на большой высоте над садом. Растения являются источниками тепла и влаги, выраженные с помощью функции Дирака. Получены рекуррентные формулы. Библ. — 2.

ს ა რ ჩ ი ვ ა — О Г Л А В Л Е Н И Е

გ. შხვაცაბაია — მცირე მექანიზაციის (ხელის მოტორიზებული ჩაის საკრეფი და სასხლავი მანქანები) გამოყენების შედეგები რესპუბლიკის ჩაის პლანტაციებში 1977 წ. და მისი განვითარების პერსპექტივა	3
მ. გუგუშვილი, ჯ. ზანგალაძე — ნიადაგის ფრეზირების ჩქაროსნული კინოგადაღებით კვლევის შედეგები	13
ა. კეჩუაშვილი — კალიბრებით კონტროლის გავლენა სარემონტო დეტალების წუნდებისა და დაზარისხების სიზუსტეზე	21
Г. А. Шаламберидзе, В. Ш. Чипашвили — Расчет основных параметров ступенчатых террас	31
ლ. კობალიანი — თერმული კულტივატორის სანთურის კონსტრუქცია და გაანგარიშება	37
მ. ხშორიძე — მთიან პირობებში მარცვლეული კულტურების აღების თავისებურებათა გამოკვლევის შედეგები	49
ა. ლუღუშაური, გ. წულეისკირი — ქსელური დაგეგმვის მოდელის გამოყენება სადიპლომო გეგმარებაში	57
თ. თედორაძე — ჩაის საკრეფი მანქანა ЧА-900-ის ტარაბლას მუშაობის თეორიული გამოკვლევა	65
Р. М. Махароблидзе, О. А. Кечхуашвили — Динамика установившегося движения ручных чаесборочных и подрезочных аппаратов	75
Г. И. Мосашвили, О. В. Кистаури — Результаты испытания зерноуборочных комбайнов сдвоенными колесами в горных условиях	87
Н. А. Абесадзе, К. И. Петриашвили — Аналитический расчет влияния максимальной эффективной мощности и передаточных чисел трансмиссии на динамику автомобиля ГАЗ-21Р	97
А. Я. Эсакия — Исследование рабочего процесса дизеля с пониженной степенью сжатия и высоким наддувом	109
З. Г. Шхвацабая — Тензометрирование ручной самоходной машины для боковой подрезки шпалер чайных кустов	115
Г. Г. Цулейскири — Некоторые вопросы анализа плоских стержневых систем	125
Б. М. Чиквашвили, И. Д. Музаев, М. А. Кондюрин — Теоретическое определение траектории движения частиц влекомых наносов на участке подхода потока к щелевому отверстию донных отводящих галерей	131
Г. Е. Тугуши — К вопросу определения потерь воды в каналах и К.П.Д.	143
З. К. Эристави, Э. Д. Русия — К определению глубины местного размыва за креплениями гидросооружений при установившемся неравномерном движении потока	157
А. Л. Сахвадзе — Основные характеристики сапропеля и возможность его использования в сельском хозяйстве	161
Г. Е. Тугуши — К методике полево-экспериментальных исследований по технике поверхностного полива	165
Г. С. Чичуа, И. С. Гаприндашвили, Г. А. Эсиашвили, Н. Ф. Надибаидзе — Исследование влияния растений на тепловой и влажностный режимы почвы и приземного воздуха по задаче Коши	177
И. С. Гаприндашвили — Исследование температурного и влажностного поля воздуха в саду с учетом временных изменений метеорологических параметров	183

სარედაქციო-საგამომცემლო განყოფილების
რედაქტორები: ე. ხარაზიშვილი, რ. ვაჩნაძე.
მ. დოლიძე, მ. თორელაშვილი.

შეკვ. 1315

უე.12820

ტ.500

გადაეცა წარმოებას 16/X—78. ხელმოწერილია დასაბეჭდად 26/XII-78
ანაწყოების ზომა 6,5×10,5. სასტამბო თაბახი 12,5 სააღრ.-საგამომც. თაბახი 12,0.

ფასი 1 მან. 83 კაპ.

სსსი სტამბა, თბილისი—31, დილომა.

Типография Груз. СХИ, Тбилиси-31, Дилома.

ფასი 1 ლა6. 83 კაპ.

2.3.2/59

