

ՀԱՅԱՍՏԱՆԻ ԱԶԳՍՅԻՆ ԱԳՐԱՐԱՅԻՆ ՀԱՄԱԼՍԱՐԱՆ

ՍԱՐԳՍՅԱՆ ՍԱՄՎԵԼ ՖՐՈՒԼԶԵԻ

**ՊՏՂԱՏՈՒ ԱՅԳԻՆԵՐԻ ՄԻԶԲՆԱՅԻՆ ԵՎ ՄԵՐԶԲՆԱՅԻՆ
ՏԱՐԱԾՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՄՇԱԿՄԱՆ ՖՐԵԶԻ ՄՇԱԿՈՒՄ ԵՎ
ՊԱՐԱՄԵՏՐԵՐԻ ՀԻՄՆԱԿՈՐՈՒՄ**

**Ե.20.01- «Գյուղատնտեսական արտադրության մեքենայացում և
մեքենաներ» մասնագիտությամբ տեխնիկական
գիտությունների թեկնածուի գիտական աստիճանի
հայցման ատենախոսություն**

Ս Ե Ղ Մ Ա Գ Ի Ր

ԵՐԵՎԱՆ – 2017

НАЦИОНАЛЬНЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ АРМЕНИИ

САРГСЯН САМВЕЛ ФРУНЗЕЕВИЧ

**РАЗРАБОТКА И ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ФРЕЗЫ ДЛЯ
ОБРАБОТКИ МЕЖСТВОЛЬНОГО И ПРИСТВОЛЬНОГО УЧАСТКОВ
ПЛОДОВЫХ САДОВ**

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.20.01 – “Механизация сельскохозяйственного производства и машины”

ЕРЕВАН – 2017

Արեւախոսութեան թեման հաստատվել է Հայ աստանի ազգային
ազրարային համալսարանի գիտական խորհրդով

Գիտական ղեկավար՝

տգ.դ., ՀՀ ԳԱԱ ակադեմիկոս
Ա.Պ. ԹԱՐՎԵՐԴՅԱՆ

Պաշտոնական ընդդիմախոսներ՝
Ա.Ա.ԵՍՈՅԱՆ

տգ.դ., պրոֆեսոր

տգ.թ., դոցենտ Ս.ԽՊԱՊՅԱՆ

Առաջատար կազմակերպությունն է՝ ՀՀ Շահումյանի
"Ագրոսպասրկով" ԲԲԸ

Պաշտպանությունը կայանալու է 2017թ. դեկտեմբերի 18-ին
Ժամը 14⁰⁰-ին
Հայ աստանի ազգային ազրարային համալսարանի 033
մասնագիտական
խորհրդով: Հասցեն՝ 0009, ք. Երևան, Տերյան փ74:
Արեւախոսութեանը կարելի է ծանոթանալ ՀԱՍՀ-ի
գրադարանով:

Սեղմագիրն առաքված է 2017թ. նոյեմբերի 17-ին

Մասնագիտական խորհրդի գիտական
քարտուղար, տգ.դ., պրոֆեսոր
ԱՄԻՐՅԱՆ

Ա.Կ.

Тема диссертации утверждена на заседании ученого совета Национального
аграрного университета Армении

Научный руководитель:

д.т.н., академик НАН РА
А.П. ТАРВЕРДЯН

Официальные оппоненты:

д.т.н., проф. А.М. ЕСОЯН
к.т.н., доцент С.Х. ПАПЯН

Ведущая организация: ОАО Шаумянский «Агросервис» РА

Защита диссертации состоится 18 декабря 2017г. в 14⁰⁰ на заседании
специализированного совета 033 НАУА по адресу: 0009, г.Ереван, ул.Теряна 74.
С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке НАУ Армении.

Автореферат разослан 17 ноября 2017 г.

ԱՇԽԱՏԱՆՔԻ ԸՆԴՀԱՆՈՒՐ ԲՆՈՒԹԱԳԻՐԸ

ԹԵՄԱՅԻ ԱՐԴԻԱԿԱՆՈՒԹՅԱՆ ՍԸ: Այ գեգործու թյ ու նը գյ ու ղատն տեսական արտադրու թյ ան կարևորագույն և եկամտաբեր ճյ ու ղերից է, որը միաժամանակ աչքի է ընկնում իր բարձր աշխատատարու թյ ամբ:

Այ գեգործու թյ ան մեջ կատարվող տեխնոլոգիական գործընթացների գերակշիռ մասը՝ այ գետու նկ, միջբնային և մերձբնային տարածու թյ ու նների մշակում, ոռոգման համակարգի ձևավորում, ծառերի էտ, բերքահավաք և այլն, դեռևս գտնվում են մեքենայացման բավականին ցածր մակարդակի վրա:

Նշված գործընթացներում առավել աշխատատար և տեխնիկական առումով համեմատաբար դժվար իրականացվողը, ծառերի միջբնային և մերձբնային տարածու թյ ու նների մշակումն է:

Չնայած այգիների միջբնային տարածու թյ ան մշակման բազմաթիվ հարմարանքների առկայու թյ անը, ՀՀ այ գեգործական գոտիների բնակլիմայական, ռելիեֆային պայմանները և պտղաբերող ծառերի անատոմիա-մորֆոլոգիական առանձնահատկու թյ ու նները, ինչպես նաև տեխնիկայի կառուցվածքային ու տեխնոլոգիական թերու թյ ու նները լուրջ խոչընդոտ են հանդիսանում դրանց ներդրմանը:

Թվարկված բացասական գործոնների պատճառով ներկայումս հանրապետու թյ ան այգիների վեգետացիայի ընթացքում, մերձբնային և միջբնային տարածու թյ ու նների 2-3 անգամ մշակման տեխնոլոգիական գործընթացը կամ չի կատարվում, կամ մասամբ կատարվում է ձեռքի աշխատանքով՝ ծախսելով 20-25 մարդ-օր/հա:

Շարտրվածը հիմք է տալիս ամրագրելու այգիներում մերձբնային և միջբնային տարածու թյ ու նների մշակման տեխնոլոգիական գործընթացի մեքենայացման խնդրի արդիականու թյ ու նը, իր կարևոր գիտական և արտադրական նշանակու թյ ամբ՝ ագրոտեխնիկական միջոցառումների ժամանակին և որակով կատարման անհրաժեշտու թյ ան առումով:

ԱՇԽԱՏԱՆՔԻ ՆՊԱՏԱԿԸ ԵՎ ՀԵՏԱԶՈՏՈՒԹՅԱՆ ԽՆԴԻՐՆԵՐԸ: Սույն ատենախոսական աշխատանքով նպատակ է դրված լուծելու պտղատու այգիների մերձբնային և միջբնային տարածու թյ ու նների մշակման աշխատանքների մեքենայացման խնդիրը՝ տեխնոլոգիական գործընթացների կատարման նոր սկզբունքի և այն իրականացնող մեքենայի մշակման ճանապարհով:

Պաշտպանու թյ ան են ներկայացվում ատենախոսու թյ ան հետևյալ հիմնական դրույթները.

- Պտղատու այգիներում հողի մշակման առավել աշխատատար և դժվար իրագործելի գործընթացի՝ մերձբնային և միջբնային տարածու թյ ու նների մշակման աշխատանքների ժամանակակից տեխնոլոգիաների և տեխնիկական միջոցների

զարգացման արդի մակարդակը, նշված ուղղությամբ իրականացված գիտահետազոտական աշխատանքների արդյունքների գիտական ընդհանրացումները և դրանց հիման վրա առաջարկված խնդրի լուծման հետազոտության ներքին ուղղվածության ներքին առաջարկումը:

- Պտղատու այգիների մերձբնային և միջբնային տարածության ներքին մշակման ժամանակակից տեխնիկական միջոցների տեխնոլոգիական և կառուցվածքային բացահայտված թերույնության ներքին հաշվի առնելով այգեգործության տարածքային առանձնահատկության ներքին ՅՅ երկրագործական գոտիներում և դրա հիման վրա հետազոտվող գործընթացի տեխնոլոգիայի և մեքենայացման տեխնիկական միջոցների կատարելագործման անհրաժեշտության հիմնավորումը:
- Պտղատու այգիների միջբնային և մերձբնային տարածության ներքին մշակման տեխնոլոգիայի կատարելագործումը և մշակվող մեքենայի հարմարանքի տեխնոլոգիական և կառուցվածքային սխեմայի մշակումը:
- Մշակվող տեխնիկական միջոցի տեխնոլոգիական և կառուցվածքային պարամետրերի հիմնավորման հաշվարկի տեսությունը:
- Մշակված տեխնիկական միջոցի գիտափորձնական հետազոտության ներքին իրականացման առանձնահատուկ մեթոդիկան:
- Գիտափորձնական հետազոտության ներքին արդյունքները, դրանց վերլուծության ներքին տեսական հետազոտության ներքին արդյունքների ճշգրտումը և արժանահավատ տվյալների հանձնումը նախազծակոնստրուկտիվական բաժնին՝ մշակելու մեքենայի արտադրության նախապատրաստման համար անհրաժեշտ տեխնիկական փաստաթղթերը:
- Պտղատու այգիների մերձբնային և միջբնային տարածության ներքին մշակման մեքենայի արտադրական փորձարկումներին և տեխնիկատեսակական արդյունավետության հիմնավորման արդյունքները:
ՅԵՏԱԶՈՏՈՒԹՅԱՆ ՕԲՅԵԿՏԸ ԵՎ ՆՅՈՒԹԸ: Հետազոտության օբյեկտն էլիս է հանդիսացել .
- Հ.Պետրոսյանի անվան հողագիտության, ագրոքիմիայի և մելիորացիայի գիտական կենտրոնի Երասխահունի փորձարարական տնտեսության ծիրանի այգիները:
- Պտղատու այգիների միջբնային և մերձբնային տարածության ներքին մշակման տեխնոլոգիական գործընթացները, դրանք իրականացնող մեքենաներն ու բանող օրգանները:
- Ծիրանենիներին անատոմա-ֆիզիոլոգիական հատկության ներքին, երկրաչափական պարամետրերը, այգու միջշարքային և միջբնային տարածության ներքին չափերի

տատանման մեծ ունեցող, ծառայությունների շեղումները շարքի ուղղագծությամբ ունից:

- Պտղատու այգիների միջբնային և մերձբնային տարածությամբ ունեցող մշակման ֆիզիկական մոդելը:
- Պտղատու այգիների միջբնային և մերձբնային տարածությամբ ունեցող մշակման մեքենայի փորձամուշը:
- Ծառայությունները շրջանցող մեխանիկական և բանող օրգանները շարժաբերող համակարգերը:
- Ագրեգատավորվող տրակտորները US2-82, S-544, համապատասխան կախոցի համակարգերով:

ՅԵՏԱԶՈՏՈՒԹՅԱՆ

ՄԵԹՈԴՆԵՐԸ:

Տեսական

հետազոտությունները իրականացվել են տեսական մեխանիկայի, նյութերի դիմադրության, բարձրագույն մաթեմատիկայի, սույն հետազոտությանն առնչվող բաժինների հիման վրա:

Գիտափորձնական հետազոտությունները իրականացվան ընթացքում օգտագործվել են ժամանակակից թվաանալոգային և անալոգաթվային փոխարկիչ „Zetlab” համակարգով՝ իր ուժեղարարով, համապատասխան չափման միջոցներ, սարքավորումներ և ստենդներ, մեքենայի և դրա կողմից իրականացվող տեխնոլոգիական գործընթացի բնութագրիչ ցուցանիշների չափման, հսկման և գրանցման համար:

Պտղատու այգիների հողերի ֆիզիկամեխանիկական և տեխնոլոգիական հատկությունները որոշվել են հանրահայտ եղանակներով:

Գիտափորձերի ծրագիրը կազմվել է գիտափորձերի պլանավորման եղանակով, արդյունքները մշակվել են մաթեմատիկական վիճակագրության մեթոդներով:

ԳԻՏԱԿԱՆ ՆՈՐՈՒՅԹԸ:

- Բացահայտված են ագրեգատի համընթաց և դանակի շրջագծային արագության ունեցող ազդեցությունը հողի կտրուկից, շարժաբերի վրա առաջացող դիմադրության մոմենտի փոփոխման օրինաչափությունների վրա:
- Յոդի մշակման ուղղածիզ առանցքով ֆրեզմեքենայի հաշվարկի տեսությունը:
- Յոդամշակ ֆրեզների դիմադրության մոմենտի չափման մեթոդիկան:
- Պտղատու այգիների միջբնային և մերձբնային տարածությամբ ունեցող մշակման ֆրեզի համալրումը բնապաշտպան օղագոտով, որով ապահովվում է 5-10 սմ տեխնոլոգիական բացակով մերձբնային տարածության անխարակ մշակում՝ բացառելով ձեռքի աշխատանքը:
- Մշակված է ուղղածիզ պտտման առանցքով ֆրեզի դանակով մոլ արտադրության բուսականության քաղիանման տեսությունը:
- Մշակված է այգիների միջբնային և մերձբնային տարածությամբ ունեցող մշակման մեքենայի նախագծա-տեխնոլոգիական սխեման (ՀՀ արտոնագիր № 2453A, 25.10.2010):

Տեսական հետազոտություններին հավաստիությունը հաստատվել է գիտափորձերի արդյունքներով:

ԱՇԽԱՏԱՆՔԻ ԳՈՐԾՆԱԿԱՆ ՆՇԱՆԱԿՈՒԹՅՈՒՆԸ ԵՎ ԱՐԴՅՈՒՆՔՆԵՐԻ ԻՐԱՏՈՒՄԸ: Աշխատանքի գործնական արժեքը, կատարված տեսական և գիտափորձնական հետազոտություններին արդյունքների օգտագործումն է, այգեմշակ մեքենայի պարամետրերի հաշվարկի և նախագծման համար:

Այգեմշակ մեքենան անցել է արտադրական փորձարկումները և երաշխավորված է ներդրվելու արտադրության մեջ: Մեքենան ներկայումս աշխատում է ֆերմերային տնտեսությունում:

Ատենախոսության առանձին բաժինները դասավանդվում են ՀԱԱՀ գյուղատնտեսության մեքենայացման մասնագիտության ուսանողներին և մագիստրանտներին:

ԱՇԽԱՏԱՆՔԻ ԱՊՐՈՒԲԱՑԻՎՆԸ: Ատենախոսության հիմնական դրույթները գեկուցվել և հավանության են արժանացել ՀԱԱՀ-ում կազմակերպված ամենամյա միջազգային գիտաժողովներում (2015-16թթ.), «Գյուղատնտեսական մեքենաների» ամբիոնի սեմինար խորհրդակցություններում (2013–2017թթ.) և նույն ամբիոնի ընդլայնված նիստում (2017թ.):

ԱՇԽԱՏԱՆՔԻ ԱՐԴՅՈՒՆՔՆԵՐԻ ՀՐԱՏԱՐԱԿՈՒՄԸ: Ատենախոսության հիմնական դրույթները հրատարակված են 4 գիտական աշխատություններում և 2 գյուղի վերաբերյալ ներկայացված ու հաստատված հայտերի նկարագրությունում:

ԱՇԽԱՏԱՆՔԻ ԿԱՌՈՒՑՎԱԾՔԸ ԵՎ ԾԱՎԱԼԸ: Ատենախոսությունը բաղկացած է ներածությունից, 5 գլխից, ընդհանուր եզրակացություններից և առաջարկություններից, օգտագործված գրականության ցանկից՝ 86 անվանումով, և հավելվածից: Այն շարադրված է համակարգչային տպագրության 138 էջի վրա, ընդգրկում է 38 նկար, 8 աղյուսակ:

ԱՇԽԱՏԱՆՔԻ ԲՈՎԱՆԴԱԿՈՒԹՅՈՒՆԸ

Ներածությունը ընդգրկում է ատենախոսության թեմայի արդիականությունը և պաշտպանության ներկայացված հիմնական դրույթները:

Առաջին գլուխը նվիրված է պտղատու այգիների միջբնային և մերձբնային տարածությունների մշակման ժամանակակից տեխնոլոգիաների և տեխնիկական միջոցների կառուցվածքային առանձնահատկություններին համեմատական վերլուծությանն ու գնահատմանը, ակտիվ գործողության բանող օրգանների պարամետրերի և աշխատանքային բանելակարգի օպտիմալացման ժամանակակից տնտեսություններին վերլուծությանը:

Վերեն հանված գոյություն ունեցող այգեփորմեքենաների տեխնոլոգիական և կառուցվածքային թերությունները, դրանց աշխատանքի ոչ բավարարորակի պատճառները, ՀՀ այգեգործության պայմաններում դրանց կիրառման աննպատակահարմարությունը: Հիմնավորված է պտղատու այգիներում հողի բարձր տեխնոլոգիական որակով

մշակման նոր՝ էներգախնայող, հուսալի և գնային առումով գյուղացիական տնտեսությանը ունենեցնող հասանելի տեխնիկական միջոցների մշակման անհրաժեշտությունը:

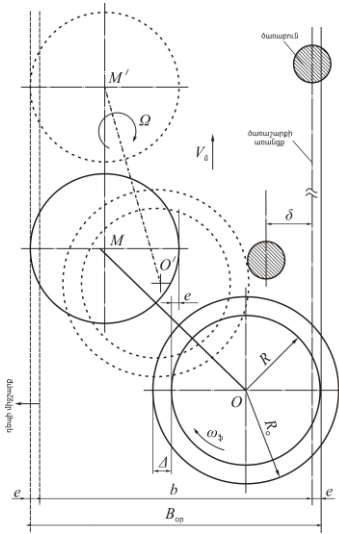
Մշակված գրական ակնարկի արդյունքները ներկայացված են եզրակացություններով, որոնց հիման վրա ճշգրտված և ձևավորված են հետազոտության նպատակն ու հիմնական խնդիրները:

Երկրորդ գլուխը նվիրված է հիմնախնդրի լուծման տեսական հետազոտություններին, որտեղ նախագծվող մեքենային ներկայացվող ազդող տեխնիկական, տեխնոլոգիական և տեխնիկատնտեսական պահանջների համաձայն վերլուծվել է ուղղաձիգ պտտման առանցքով ֆրեզի բանող օրգանների և բնապաշտպան հանգույցի տեխնոլոգիական, կառուցվածքային առանձնահատկությունները և հիմնավորվել է ֆրեզի կինեմատիկական պարամետրերն ու աշխատանքային բանելակարգը:

Բանող օրգանների ընդգրկման մեծությունը, քանակն ու տրամագծերը որոշվել են, հաշվի առնելով ֆրեզմեքենայի աշխատանքի իրագործումը ուժեղաճ և ցածրաճ, նաև լայնասաղարթ այգիներում: Հաշվարկների հիմքում դրվել է միջբնային տարածությունների մշակման գոտու այնպիսի ընտրությունը, որպեսզի այգիների միջշարքային տարածությունների մշակման հետագագործընթացն իրագործվի ազրեզատի նվազագույն անցումների ապահովմամբ: Համաձայն նկ.1-ում պատկերված սխեմայի միջբնային մշակման մեքենայի ընդգրկման լայնության որոշման համար ստացվել է հետևյալ բանաձևը.

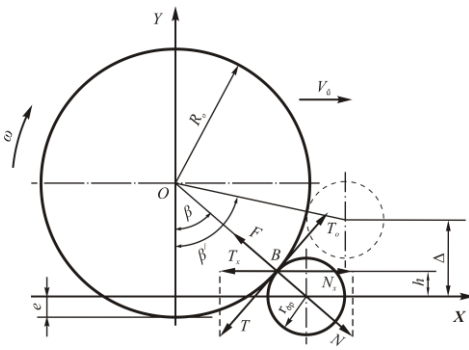
$$B_{\Sigma} = ne + b, \quad (1)$$

որտեղ B_{Σ} -ն միջբնային և մերձբնային տարածությունների մշակման մեքենայի բանող օրգանների գումարային ընդգրկման լայնությունն է, b -ն՝ բնապաշտպան գոտու լայնությունը շարքի մի կողմից, e -ն՝ վերածածկի մեծությունը, n -ը՝ վերածածկերի քանակը:



Նկ. 1. Բանող օրգանների գումարային ընդգրկման և այնուհետև հիմնավորման սխեմա:

Նշված պահանջներին համապատասխան ընտրվել են՝ $b = 150$ սմ, $e = 150$ սմ, $n = 3$, ռոտացիոն մեքենայի ընդգրկման և այնուհետև ստացվել է $B_0 = 165$ սմ: Նպատակահարմար ենք գտնում միջբնային տարածության մշակության մեքենայի արտաշարժ հատվածամասերը համալրել երկու հատ, $D = 80$ սմ տրամագծով ուղղահիգ պտտման առանցքով ֆրեզներով:



Նկ. 2. Բնապաշտպան օղագոտու 2 առավելի թույլ ատրելի մեծության որոշման սխեմա:

Ֆրեզի տրամագիծը հիմնավորվել է նաև բնապաշտպան օղագոտու տրամագծի մեծության որի դեպքում բանող օրգանի շրջալորումը ծառայի վրայով կբավարարի գլորման ճեղքի մով շարժման պայմանին՝ $\frac{N}{T} > tg\beta$,

նվազագույնի հասցնելով բնակեղևի քերումը:

Համաձայն Նկ. 2 հաշվարկային սխեմայի, բնապաշտպան օղագոտու տրամագծի որոշման համար ստացվել է հետևյալ հաշվարկային բանաձևը:

$$R_0 = \frac{r_{\beta F} \cos \arctg \frac{1}{\mu} + e}{1 - \cos \arctg \frac{1}{\mu}}, \quad (2)$$

որտեղ $r_{\beta F}$ -ծառաբևի շառավիղն է, β -ն՝ կառչման անկյունը, e -ն՝ վերածածկի և տեխնոլոգիական բացակի մեծությունը, μ -ն՝ շփման գործակիցը ռետինապատ բնապաշտպան օղագոտու և ծառաբևի միջև:

Ընդունելով $r_{\beta F} = 10$ սմ, $e = 5$ սմ, $\mu = 0,6 - 0,8$, ծառաբևի շրջազվորում ապահովելու համար օղագոտու նվազագույն թույլատրելի շառավղի համար ստացվել է $R_0 \geq 43$ սմ պայմանը: Չափի առնելով ֆրեզի տրամագծի ընտրված արժեքը՝ $D = 80$ սմ, ստացվել է $D_0 = D + 2e + 90$ սմ > 86 սմ:

Ուղղահիգ պտտման առանցքով ֆրեզի կինեմատիկան և աշխատանքային բանեղակարգի հիմնավորումը:

Պտղատու այգիների միջբնային տարածությունների մշակման տրակտորային ագրեգատների կինեմատիկական կայունությունը՝ համակարգի ունակությունը հետևելու շարժման առաջադրված ուղղությունը և դինամիկական կայունությունը, կախված են բանող օրգանների կինեմատիկայից և հողի հետ դրանց փոխազդեցության լարված ադեզիոմացիոն վիճակից:

Բանող օրգանի աշխատանքային մակերևույթի վրա ազդող համագոր ուժի կիրառման կետի կոորդինատները, ուղղությունը և բանող օրգանի տեղակայման կոորդինատները տրակտորի վրա, որոշվում են համակարգի կինեմատիկական հետազոտություններից ստացված արդյունքներով:

Ուղղահիգ առանցքով ֆրեզի դանակի շարժման հետագիծն իրենից ներկայացնում է երկարացված ցիկլոիդ, որի հավասարումներն ունեն հետևյալ հայտնի տեսքը (ԱԿ. 3).

$$\begin{cases} x = V_{\omega} t + R \sin \omega t, \\ y = R(1 + \cos \omega t), \end{cases} \quad (3)$$

որտեղ V_{ω} -ը մեքենայի համընթաց շարժման արագությունն է, ω -ն՝ դանակի պտտման անկյունը, ω -ն՝ ֆրեզի անկյուննային արագությունը, R -ը՝ դանակի ծայրակետի պտտման շառավիղը:

Մեր հետազոտության ու նկերով բացահայտվել է, որ պտտման ակնթարթային կենտրոնին՝ O' կետին, և ցիկլոիդի B կետին, որտեղ արագության V_x բաղադրիչը՝ $\frac{dx}{dy} = 0$, օրդինատներն իրար հավասար են: Բերված հավասարության ունից $(x = 0)$, ուստի $V + \omega r \cos(90 + \alpha_1) = 0$, որտեղից.

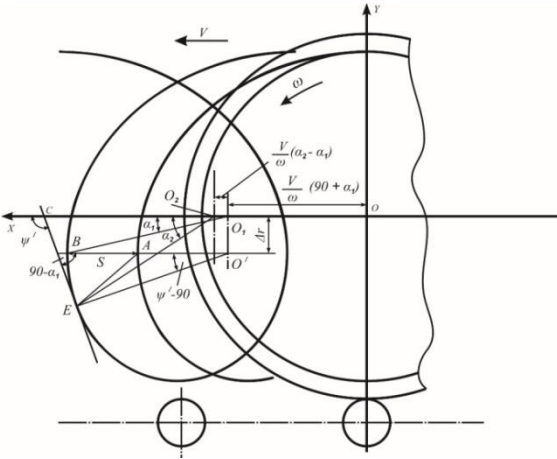
$$\sin \alpha_1 = \frac{V}{\omega r} = \frac{1}{\lambda} \quad (4)$$

Համաձայն կատարված հետազոտության ու նկերի հաստատված է, որ տաշեղի առավելագույն հաստության $\delta = \overline{AE}$ -ի, E կետը գտնվում է Ֆրեզի պտտման ակնթարթային կենտրոնից՝ O' , ցիկլոիդի շոշափողին՝ EC տարված ուղղահայացի հետ հատման E կետում ($O'E \perp EC$), համաձայն որի ստացվել է.

$$\delta = \frac{2\pi r}{\lambda^2 z} \sqrt{\lambda^2 - 1}; \quad (5)$$

Համագործի կիրառման կոորդինատները.

$$\left. \begin{aligned} y_E &= \frac{r}{\lambda} \sqrt{\lambda^2 - \left(1 + \frac{2\pi r}{\lambda^2 z} \sqrt{\lambda^2 - 1}\right)^2}, \\ x_E &= \frac{r}{\lambda} \left(1 + \frac{2\pi r}{\lambda^2 z} \sqrt{\lambda^2 - 1} + \frac{\pi}{2} + \alpha_2\right); \end{aligned} \right\} \quad (6)$$



Նկ. 3. Ուղղահայաց պտտման առանցքով Ֆրեզի կինեմատիկական պարամետրերի հաշվարկային սխեմա:

Ֆրեզի կինեմատիկական-երկրաչափական պարամետրերի հաշվարկում կարևորվում է դանակի տեղակայման անկյան (γ) մեծությանը, որով պայմանավորվում է նրա դիրքը հետագծի շոշափողի նկատմամբ:

Համաձայն նկ. 4, առում ներկայացված սխեմայի, ունենք հետևյալ պայմանը. $\gamma + \varepsilon_{\min} + \Delta\varepsilon = 90^\circ$, իսկ ըստ տեխնոլոգիական պահանջների՝ $\varepsilon_{\min} \geq 10 \dots 15^\circ$, $\Delta\varepsilon_{\max} = \arctg \frac{1}{\sqrt{\lambda^2 - 1}} = 20^\circ$:

Այս պիտուով, դանակի տեղակայման անկյան համար կստանանք $\gamma = 90 - 15 - 20 = 55^\circ$:

Այգեփորի տեխնոլոգիական պահանջներին բավարարելու համար մշակված է ֆրեզի դանակի յուրահատուկ կառուցվածք, որը բաղկացած է սրագր հողափորիչ կանգնակից և քաղհանող պտտական գործողության դանակից:

Դիտարկենք ֆրեզի համակցված բանող օրգանի դանակների կինեմատիկան: Փորիչ դանակի գործողությամբ տեխնոլոգիական որակի ապահովման կարևոր պայման է տաքեղի հարաբերական շարժման ապահովումը, որը արտահայտվում է դանակի դրվածքի անկյան մեծությամբ (նկ. 4, ա).

$$\beta = \varepsilon + i \leq 90 - \varphi \quad (7)$$

Բերված արտահայտության $\varepsilon + i$ գումարային անդամի օպտիմալ արժեքը հիմնավորվում է երեք պահանջներով:

Չամաձայն առաջին պայմանի, β անկյան մեծությունը պետք է ապահովի դանակի՝ որպես սեպի, առավելագույն օգտակար գործողության գործակից: $\beta = 25 \dots 28^\circ$ սահմաններում առավելագույն ՕԳԳ-ն ստացվում է 0,4:

Երկրորդ պայմանով այդ անկյան գումարային մեծությունը պետք է լինի այնքան, որ ապահովվի ֆրեզի դինամիկական կայունությունը՝ աշխատանքն առանց տատանումների: Չամաձայն Գ.Ն. Սինեոկովի, անհրաժեշտ է ապահովել (7) բանաձևի բաղադրիչներին հետևյալ արժեքները. դանակի սրման անկյունը՝ $i = 15 \dots 20^\circ$, $\varepsilon_{\min} \geq 10 \dots 15^\circ$: Այսինքն ստացվում է $\beta = i_{\min} + \varepsilon_{\min} = 25^\circ$, որով ապահովվում է նաև առավելագույն ՕԳԳ ($\eta_{\max} = 0,4$):

Երրորդ պայմանով, համաձայն Ա.Պ. Թարվերոյանի տեսական-գիտափորձնական հետազոտությունների, փորիչ դանակի հանգիստ և առանց տատանումների գործողության խնդրի միակ լուծումը նվազագույն քարշային դիմադրության ապահովումն է. $\beta = 22^\circ$ մնում է հաստատուն հողի և բանող օրգանի միջև շփման անկյան $10 \dots 28^\circ$ փոփոխման սահմաններում:

Ֆրեզի պտտման ընթացքում դանակի կտրման անկյունը՝ β , անընդհատ փոփոխվում է, որով պայմանավորված փոփոխվում է նաև նրա ε բաղադրիչը:

Չամաձայն նկ.4,ա-ի, ստացել ենք,

$$\varepsilon = 20^\circ - \arctg \frac{\cos \alpha}{\lambda - \sin \alpha} \quad (8)$$

Կատարված հաշվարկներով ռոտացիոն մեքենայի կինեմատիկական պարամետրի $\lambda \approx 5$ արժեքի դեպքում և դանակի պտտման $\alpha = (0 - 180)^\circ$ միջակայքում ε անկյան մեծությունը փոփոխվում է մոտ $(8,6 \dots 31)^\circ$ տիրույթում:

քաղհանման սլաքածն թաթիկների փռվածքի անկյունը ընդունվում է $2\gamma_n = 60^\circ$, կաշունն հողերում աշխատելու համար: Այսինքն, ծանր հողային պայմանների համար $\varepsilon = \gamma_n = 30^\circ$: Հիշատակվածը փաստում է, որ ցանկալի է փռվածքի անկյունն ընտրել ոչ պակաս, քան 30° , քանի որ մատուցման առաջադրված հաստատուն մեծություն (S) դեպքում դանակի երկարությունը՝ $l = \frac{S}{\sin \gamma_n}$: Այսինքն, անհրաժեշտ է ֆրեզի պարամետրերն ընտրել այնպես, որ մոլախոտը կտրվի սահումով և քաղհանման գոտու մեծ մասն ընկնի $\varepsilon = 20 - 30^\circ$ տիրույթում:

Մեր կողմից կատարված նախնական հաշվարկներով, անհրաժեշտ է դանակի տեղակայման անկյունն ընտրել $\gamma = 55 - 60^\circ$ սահմաններում:

Պտառու այգիների միջբնային և մերձբնային տարածությունների մշակման ուղղաձիգ պտտման առանցքով ֆրեզի դինամիկան

Օգտվելով մեր կողմից հիմնավորված այգեգործական ֆրեզի կինեմատիկական պարամետրերից, ներկայացնենք պտոառու այգիների միջբնային մշակման ուղղաձիգ առանցքով ֆրեզի դինամիկան:

Ֆրեզի և մշակվող միջավայրի փոխազդեցության հայտնի կինեմատիկական-դինամիկական տեսությունը վերաբերում է հորիզոնական առանցքով պտտման ֆրեզների: Ի տարբերություն հորիզոնական պտտման առանցքով ֆրեզների, ուղղաձիգ պտտման առանցքով ռոտացիոն մեքենաների բանող օրգանները մշտապես գործում են հողային զանգվածում:

Հողամշակման մեքենաների քառային դիմադրության որոշման նպատակով, հիմնականում օգտվում են Վ.Պ. Գորյաչ կինի կողմից առաջարկված ռացիոնալ բանաձևից.

$$P = P_{կտ} + P_{շփ} + P_{շալ}$$

որտեղ $P_{կտ}$ -ն տաշեղի կտրման և փխրեցման դիմադրությունն է, $P_{շփ}$ -ն՝ հողի և դանակի միջև առաջացած շփման դիմադրությունը, $P_{շալ}$ -ն՝ տաշեղին կինետիկ էներգիա հաղորդելու վրածախաված դիմադրությունը:

Ուղղաձիգ առանցքով ֆրեզի ուղղաձիգ և հորիզոնական սայրերով ունիվերսալ դանակով կատարվում է երկու գործողություն՝ հողի փխրեցում և մոլախոտերի արմատացողունային համակարգի կտրում, ուստի $P_{շալ} = 0$:

Ուղղաձիգ պտտման առանցքով ֆրեզի դանակներն աշխատում են երկնիստ սեպի գործողության սկզբունքով, կորագիծ հետագծով, որի պատճառով դանակի վրա ազդող համազոր ուժի ուղղությունը փոփոխակն է և համընկնում է սայրի շարժման բացարձակ արագության ուղղության հետ (նկ. 4,ա): Այս դեպքում համազոր ուժի՝ P-ի շրջագծային P_0 բաղադրիչը շեղված է ոչ թե հաստատուն անկյան տակ ($\psi_0 = 15^\circ$), ինչպես ընդունում են Վ.Չոնեն և Յ. Բերնացկին, այլ փոփոխական անկյան տակ՝ $\Delta\varepsilon$ (նկ. 4,ա):

Ֆրեզի դանակի ընթացքի խորու թյ ու նը՝ տաշ եղի հաստու թյ ու նը, փոփոխվում է $\delta = 0$ -ից մինչև δ_{max} և այ նու հետևաստի ճանաքար փոքրանում և $\omega t \approx 180^\circ$ -ի տակ մոտավորապես հավասարվում 0-ի: Որոշ ենք դանակի դիմադրության ու ժը կախված չդեֆորմացված հողից տաշ եղի կտրումից և դրա որոշակի տեղափոխու թյ ու նից:

Տաշ եղի հաստու թյ ան վերաբերյալ կան մի շարք սահմանումներ, դրանց վերլուծության արդյ ու նքում ընդունված է տաշ եղի հաստու թյ ու նը չափել արտաքին ցիկլոյի դի շոշափողին տարված ուղղահայացի այ ն հատվածով, որը պարփակված է արտաքին և ներքին ցիկլոյի դիմադրության միջև:

Ցիկլոյի դիմադրության համակարգից (3), կորի ընթացիկ կետում շոշափողի կազմած անկյ ու նը X -երի առանցքի դրական ու ուղղության հետևյալին:

$$tg\psi^I = \frac{dy}{dx} = \frac{-\omega R \sin \omega t}{V + \omega R \cos \omega t} = \frac{-\lambda \sin \omega t}{1 + \lambda \cos \omega t},$$

որտեղ λ -ն ֆրեզի կինեմատիկական պարամետրն է՝ $\lambda = \frac{\omega R}{V}$:

Ցիկլոյի դիմադրության շոշափողին՝ V_2 , տարված ուղղահայացի՝ EO^I -ի, անկյ ու նային գործակիցը՝ $tg\alpha_n = -\frac{1}{tg\psi^I}$, ուստի կստանանք.

$$tg\alpha_n = \frac{1 + \lambda \cos \omega t}{\lambda \sin \omega t}, \text{ որտեղից.}$$

$$\alpha_n = \arctg \frac{1 + \lambda \cos \omega t}{\lambda \sin \omega t}; \quad (10)$$

Արտահայտելով տաշ եղի հաստու թյ ու նը՝ δ -ն, մատուցման մեծության ամբ՝ S -ով, $\delta = S \cos \alpha_n$, կստանանք.

$$\delta = S \cos \left(\arctg \frac{1 + \lambda \cos \omega t}{\lambda \sin \omega t} \right); \quad (11)$$

Կատարենք համակարգի ու ժային վերլուծության:

Դանակի վրա ազդող ու ժերի համազորը՝ P -ն, ֆրեզի լիսեռի վրա առաջացնում է դիմադրության մոմենտ $M_2 = P_2 R \cos \Delta \varepsilon$, որը հավասարակշռվում է շարժաբեր մոմենտով՝ $M_{այն} = P_2 R$, որտեղ P_2 -ն շրջագծային ու ժն է (նկ. 4,ա), որը որոշվում է համակարգի շարժաբեր մոմենտի չափումների միջոցով:

Եռանկյ ու նի ECD -ից (նկ. 4,ա) կարող ենք գրել.

$$tg \Delta \varepsilon = \frac{\cos \alpha}{\lambda - \sin \alpha}; \quad (12)$$

Օգտվելով մոմենտների հավասարության պայմանից՝ $M_2 = M_{այն}$ և (12) արտահայտության ու նից, կարող ենք գրել.

$$P = \frac{P_2}{\cos \Delta \varepsilon} = \frac{M_{այն}}{r \cos \arctg \frac{\cos \alpha}{\lambda - \sin \alpha}}; \quad (13)$$

Սեկ դանակի դեպքում համազորը կիրառվում է E կետում, որտեղ $\alpha = \alpha_2$, կամ.

$$\cos \alpha_2 = \frac{\Delta r + \delta \sin \alpha_1}{r} = \frac{I}{\lambda} \left(1 + \frac{2\pi}{\lambda^2 z} \sqrt{\lambda^2 - I} \right), \quad (14)$$

$$\Delta r = (\omega r - V_{\text{gr}})t,$$

ուստի մեր կողմից ստացված հավասարումները (6) ճշգրիտ են:

Յետևելով հողամշակման դիմադրության որոշման գորյաչ կիսյան ուսմունքին, ուղղաձիգ պտտման առանցքով ֆրեզի դանակի դիմադրության ուժը հիմնականում բաղկացած է երկու բաղադրիչներից. տաշեղի կտրման և դեֆորմացման դիմադրությունից՝ $P_{\text{լյն}}$, և դանակի և հողի միջև շփման դիմադրությունից՝ $P_{\text{շփ}}$.

$$P = P_{\text{լյն}} + P_{\text{շփ}}: \quad (15)$$

Արտահայտելով P -ի արժեքը P_2 -ով (13), կստանանք.

$$\frac{P_2}{\cos \Delta \varepsilon} = \frac{M_{\text{լյն}}}{r \cos \left[\arctg \frac{\cos \alpha}{\lambda - \sin \alpha} \right]} = P_{\text{շփ}} + P_{\text{լյն}}: \quad (16)$$

Որոշենք տաշեղի կտրման և դեֆորմացիայի դիմադրության ուժերը:

Օգտվելով գույքանի իրանի աշխատանքի անալոգիայից, կարող ենք գրել $P_{\text{լյն}} = K_{\text{լյն}} \delta a$, որտեղ $K_{\text{լյն}}$ -ն համեմատականության գործակից է, այն իր մեջ ներառում է հողի կտրման տեսակարար և տաշեղի դեֆորմացման դիմադրությունները: Տեղադրելով տաշեղի հաստության δ -ի, որոշման արտահայտությունը (11)-ից, կստանանք.

$$P_{\text{լյն}} = K_{\text{լյն}} a S \cos \left(\arctg \frac{1 + \lambda \cos \omega t}{\lambda \sin \omega t} \right),$$

որտեղ S -ը մատուցում է՝ $S = \frac{2\pi R}{\lambda z}$:

Այսպիսով, $P_{\text{լյն}}$ դիմադրության ուժի հավարկի համար կստանանք հետևյալ բանաձևը.

$$P_{\text{լյն}} = K_{\text{լյն}} a \frac{2\pi}{\lambda z} \cos \left(\arctg \frac{1 + \lambda \cos \omega t}{\lambda \sin \omega t} \right): \quad (17)$$

Գիտափորձնական ճանապարհով չափագանց դժվար է որոշել հողի ֆրեզման դիմադրության շփման ուժի բաղադրիչը՝ $P_{\text{շփ}}$, սակայն ունենալով $P_{\text{լյն}}$ -ի արժեքը, (17) արտահայտությունն ից կստանանք.

$$P_{\text{շփ}} = \frac{M_{\text{լյն}}}{r \cos \left(\arctg \frac{\cos \alpha}{\lambda - \sin \alpha} \right)} - P_{\text{լյն}}: \quad (18)$$

Պետք է ընդունել, որ հողի ֆրեզման դիմադրության ընդհանուր բանաձևի մեջ որոշակի դժվարությունն կա, հողի կտրման տեսակարար դիմադրության որոշման խնդրում: Ա.Դ. Դալիսի և Ա.Վ. Պավլովի այս ուղղությամբ կատարած բազմագործոն գիտափորձերի արդյունքում առաջարկվել է

տաք եղակ տրման տեսակարար դիմադրություն ունեցող մասնիկի արագացումը հետևյալ բանաձևով է:

$$K_{iyn} = k_{1,5} + k_V V_F, \quad (19)$$

որտեղ $k_{1,5}$ -ը կտրման տեսակարար դիմադրությունն է, սայրի $V_F = (1 \dots 1,5)$ մ/վ բացարձակ արագության դեպքում, k_V -ն՝ կտրման դիմադրության վրա արագության ազդեցության գործակիցը. $k_V = (1 \dots 1,7) \cdot 10^4$ Ն·վ/մ³:

Առաջարկված բանաձևին (19) կիրառական բնույթ տալու համար ներկայացնենք դանակի սայրի շարժման բացարձակ արագության բանաձևն ըստ հաշվարկային սխեմայի (նկ. 4,ա):

Օգտվելով (3) հավասարումից, որոշենք հողի կտրման բացարձակ արագությունը (V_F).

$$\begin{aligned} \dot{x} &= V - \omega r \cos \omega t, \quad \dot{y} = -\omega r \sin \omega t, \\ V_F &= V \sqrt{1 + \lambda^2 + 2\lambda \cos \omega t} \end{aligned} \quad (20)$$

Օգտվելով (17) բանաձևից, դանակի դիմադրության հաշվարկի բանաձևի (16) երկրորդ անդամը՝ P_{iyn} -ն, կարտահայտվի հետևյալ հավասարումով.

$$P_{iyn} = (k_{1,5} + k_V V \sqrt{1 + \lambda^2 + 2\lambda \cos \omega t}) a \frac{2\pi r}{\lambda z} \cos \left(\arctg \frac{1 + \lambda \cos \omega t}{\lambda \sin \omega t} \right), \quad (21)$$

իսկ առաջին անդամը.

$$P_{2\phi} = \frac{M_{այն}}{r \cos \left(\arctg \frac{1 + \lambda \cos \omega t}{\lambda \sin \omega t} \right)} - P_{iyn} \quad (22)$$

Արտահայտենք հողի կտրման ուժը ըստ ծախսվող աշխատանքի և կտրման աղեղի երկարության.

$$P_{iyn} = \frac{A_{այն}}{\ell} = \frac{2\pi M_{այն}}{\ell}, \quad (23)$$

որտեղ $A_{այն}$ -ն դանակի մեկ պտույտի ընթացքում հողի կտրման վրա ծախսվող աշխատանքն է, ℓ -ը՝ կտրման աղեղի երկարությունը՝ $\ell = R\alpha_2 \left(\frac{1 + \lambda^2 + \alpha_2 \lambda}{\lambda \sqrt{1 + \lambda^2}} \right)$, α_2 -ը՝ կտրման ավարտին համապատասխանող դանակի պտտման անկյունը:

Չավասարեցնելով (21) և (22) հավասարումները, հողի կտրումից ֆրեզի շարժաբեր լիսեռի վրա առաջացող պտտող մոմենտի որոշման համար կստանանք հետևյալ արտահայտությունը.

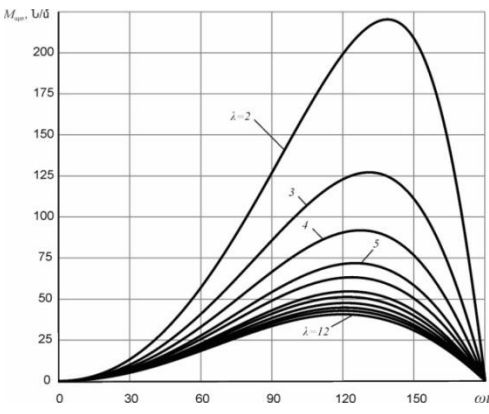
$$M_{այն} = \frac{\alpha_2}{2\pi} a S R \left(k_{1,5} + k_V V \sqrt{\lambda^2 + 2\lambda \cos \omega t + 1} \right) \left(\frac{1 + \lambda^2 + \alpha_2 \lambda}{\lambda \sqrt{1 + \lambda^2}} \right) \sin \left(-\arctg \frac{\lambda \sin \omega t}{1 + \lambda \cos \omega t} \right). \quad (24)$$

Դիտարկենք ռոտացիոն մեքենայի շրջագծային և համընթաց շարժման արագությունների ազդեցությունը հողի կտրումից ֆրեզի շարժաբեր լիսեռի վրա դիմադրության մոմենտի փոփոխության օրինակաբանությունների վրա. $R = 0,4$ մ, $z = 1$, $a = 0,1$ մ, $k_{1,5} \approx 3,5 \cdot 10^4$ Ն/մ², $k_V \approx 1,3 \cdot 10^4$ Ն·վ/մ³ (24): Խնդիրը դիտարկենք

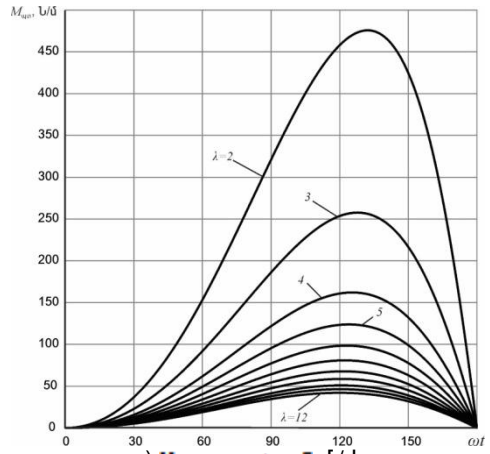
Ֆրեզի մեկ կիսապտույտի՝ $\omega t = 0 \dots 180^\circ$, միջակայքի սահմաններում:

Հողի կտրումից ֆրեզի շարժաբեր լիսեռի վրա պտտման մոմենտի փոփոխության կախվածությունները դանակի շրջագծային և ագրեգատի համընթաց շարժման արագություններից՝ $M_{պտ} = f(V_2, V_{վ})$, ներկայացված են նկ. 5 և 6-ում:

Ներկայացված գրաֆիկների վերլուծությամբ պարզվում է, որ դանակի շրջագծային և ագրեգատի համընթաց շարժման արագությունները տարբեր չափերով են ազդում պտտող մոմենտի վրա և կիսեմատիկական պարամետրի ու մատուցման միևնույն արժեքների դեպքում այն ձեռք է բերում տարբեր արժեքներ: Այսպես, կիսեմատիկական պարամետրի մեծացումը 6,5 անգամ՝ ի հաշիվ դանակի շրջագծային արագության փոփոխության, հանգեցնում է պտտող մոմենտի նվազեցման մոտ 6 անգամ, այն դեպքում, երբ կիսեմատիկական պարամետրի համանման փոփոխությունը՝ ի հաշիվ ագրեգատի համընթաց շարժման արագության փոքրացման, բերում է պտտող մոմենտի նվազեցման ավելի քան 12 անգամ:

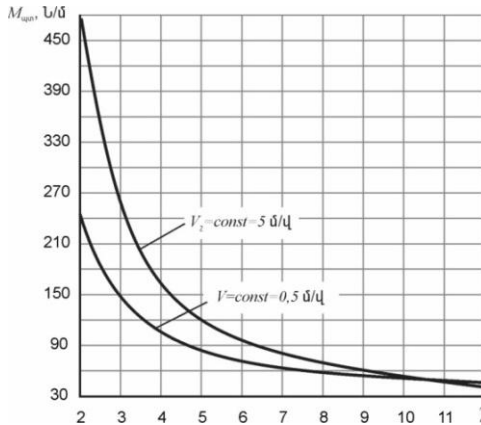


ա) $V_{վ} = \text{const} = 0,5$ մ/վ:



բ) $V_2 = \text{const} = 5$ մ/վ:

Նկ. 5. Կտրման դիմադրություն և հից ֆրեզի պտտող մոմենտի փոփոխման օրինաչափությունները կախված դանակի շրջագծային $M_{պտ} = f(V_{վ})$ (ա) և համընթաց՝ $M_{պտ} = f(V_2)$ (բ) շարժման արագություններից. $R = 0,4$ մ, $a = 0,1$ մ:



Նկ. 6. Դանակի շրջագծային և ագրեգատի համընթաց շարժման արագության և ներքին ադրեցիոն և նր հողի կտրման դիմադրության մոմենտի առավելագույն արժեքների փոփոխման օրինաչափության և ներքին վրա՝

$$M_{\min} = f(V_2, V_2), R = 0,4 \text{ մ}, a = 0,1 \text{ մ}:$$

Այսպիսով, տեսական հետազոտության և ներքին արդյունքներով կարելի է փաստել, որ ագրեգատի համընթաց շարժման արագության մեծացման դեպքում \$R\$-ի շարժաբեր լիսեռի վրա պտտող մոմենտի փոփոխությանը կրում է ավելի ինտենսիվ բնույթ, քան եթե միևնույն տեսակի ոգիական պարամետրերի դեպքում մեծացվեր դանակի պտտման շրջագծային արագությանը:

Ստացված օրինաչափության և ներքին թերևս կարելի է բացատրել այն հանգամանքով, որ դանակի շարժման բացարձակ արագության փոփոխությանը, այսպես թե այնպես, հանգեցնում է մատուցման չափի փոփոխությանը, վերջինիս միջակայքային սահմաններն ավելի ինտենսիվ փոփոխության են ենթարկվում ագրեգատի համընթաց շարժման արագության փոփոխության դեպքում՝ միևնույն կիսեմատիկական պարամետրի պարամետրի:

Տեսական հետազոտության և ներքին հաստատված օրինաչափության և վերլուծության արդյունքների արժանահավատությանը կհիմնավորվեն գիտափորձերի տվյալներով, համադրման եղանակով:

Պոտառային գիտության միջբնային և մերձբնային տարածության և ներքին մոլափոխային բուսականության քաղհանման հաշվարկի տեսությանը:

Հողամուկափոխային գանգվածի և բուսականության արմատային համակարգի կտրման նվազագույն դիմադրության և ապահովելու համար օգտվել ենք Ա.Պ.Թաքվերոյանի տեսական ու գիտափորձական հետազոտության և ներքին արդյունքներով ստացված եզրակացության և ներքին, մասնավորապես գյուղատնտեսական նյութերի կտրումը անհրաժեշտ է

իրականացնել թեք-շեղ-սահունով կտրման սկզբունքով: Ընդորոմ, դանակի տեղակայման անկյան տրանսֆորմացված մեծությունը պետք է ընտրել $\alpha_{տր} = 20 \dots 22^\circ$ սահմաններում, ապահովելով սահուն մի գործակցի $\varepsilon_u = 8,0 \dots 10,0$ մեծություն, միաժամանակ քայքայման (կտրման) հարթությունը պետք է համընկնի տվյալ և արված ադեֆորմացիոն վիճակի գլխավոր հարթակի հետ:

Առաջադրված խնդրի լուծման համար կարևոր է ճիշտ հաշվարկել հարթահատ թաթիկի՝ դանակի սայրի փոփոխված քիանկյան՝ γ_n մեծությունը:

Համաձայն նկ. 4, բ-ի, կարող ենք գրել .

$$\Delta\varepsilon + \gamma_n + \beta = 90^\circ: \quad (25)$$

Օգտվելով (12) արտահայտությունից, (9) հավասարությունը ներկայացնենք $\Delta\varepsilon = 90 - (\gamma_n + \beta)$ տեսքով: Նկատի առնելով, որ $tg\Delta\varepsilon = ctg(\gamma_n + \beta)$, կստանանք.

$$\frac{\lambda - \sin\alpha}{\cos\alpha} = tg(\gamma_n + \beta): \quad (26)$$

Ստացված $\gamma_n + \beta = \varphi(\lambda)$ ֆունկցիայի վերլուծությունից ակնհայտ է, որ կիսեմատիկական պարամետրից կախված $\gamma_n + \beta$ անկյան աճը ընթանում է դանդաղ, $\lambda = 5 \dots 10$ տիրույթի սահմաններում՝ $\gamma_n + \beta$ անկյան աճը չի անցնում 3--5⁰ սահմանը:

Ներկայացված հաշվարկային տվյալների վերլուծությունից ակնհայտ է, որ $\beta = 50^\circ$ արժեքի դեպքում փոփոխված անկյան փոփոխության տիրույթն ընդգրկում է $\gamma_n = 32 \dots 40^\circ$:

Այժմ որոշենք դանակի սայրի երկարությունը՝ $EA = \ell$ (նկ.

2.6, բ): Ունենք $\delta_{max} = \frac{2\pi r}{\lambda^2 z} \sqrt{\lambda^2 - 1}$, հաշվի առնելով նաև $\delta_{max} \leq b = \frac{\ell}{\sin\gamma_{min}}$,

կստանանք.

$$\ell \geq \frac{2\pi r}{\lambda^2 z} \sqrt{\lambda^2 - 1} \sin\gamma_{min}: \quad (27)$$

Տեղադրելով համապատասխան տվյալների արժեքները՝ $r = 40$ սմ, $\lambda = 6$, $z = 6$, $\gamma = 40^\circ$, կստանանք $\ell \geq 4,7$ սմ:

Դանակի երկրաչափական պարամետրերի հաշվարկի հիման վրա կատարենք հարթահատ դանակի դիմադրության ուժի հաշվարկը հողամուկ արտադրողի գանգվածի կտրման ընթացքում:

Համաձայն գրականության մեջ ընդունված պայմանի, դանակի սայրին փաթաթված մուկ արտադրողի քանակը.

$$Q = \frac{b^2 n}{2} [tg(\gamma + \varphi) + ctg\gamma]: \quad (28)$$

Հաշվի առնելով $\gamma_{opt} = \frac{90 - \varphi}{2}$ արտահայտությունը, 28-ից կստանանք.

$$Q_{min} = b^2 n \frac{\cos\varphi}{1 - \sin\varphi}: \quad (29)$$

Ու նենք $b = \ell \sin \gamma$, ու ստի կստանանք.

$$Q_{min} = n\ell^2 \sin^2 \left(45 - \frac{\varphi}{2} \right) \frac{\cos \varphi}{1 - \sin \varphi} : \quad (30)$$

Ստացված արտահայտության տվյալ ներքի վերլուծության արագահայտվում է (28) հավասարման հակասական բնույթը: Իրականում՝ կախված φ -ի անից, իջնում է սայրի փաթաթված մոլախտերի քանակը:

Ճշգրտված բանաձևը (31) կարևոր է, այն կօգտագործվի ֆրեզի դանակի տեղակայման անկյան γ -ի հաշվարկի ընթացքում:

Համաձայն գրականության ստուգված տվյալ ներքի, մոլախտային բուսականության կտրման համար պահանջվող ուժի կրիտիկական մեծությունը՝ $P_{լր}$ -ն, գումարվում է չորս բաղադրիչ ներքից.

$$P_{լր} = P_{լրս} + P_{լրլ} + T_1 + T_1',$$

որտեղ $P_{լրս}$ -ն մոլախտի կտրման ուժն է, որը պահանջվում է սայրը $\delta \Delta \ell$ եզրաշերտով σ_p քայքայող կոնտակտային լարումով արմատի մեջ մխրճելու համար՝ $P_{լրս} = \delta \Delta \ell \sigma_p$, որտեղ $\Delta \ell$ -ը սայրի, արմատի մեջ մխրճված երկարությունն է:

Հաջորդ բաղադրիչը՝ $P_{լրլ}$ -ն, անհրաժեշտ է միջև արմատի կտրելը, $\delta \Delta \ell$ մակերեսով արմատը խտացնելու համար.

$$P_{լրլ} = \frac{E}{2d} h_{լրլ}^2 t g \varepsilon \Delta \ell,$$

որտեղ E -ն արմատի դեֆորմացիայի մոդուլն է, d -ն արմատի տրամագիծը, $h_{լրլ}$ -ն արմատի մեջ դանակի սայրի մխրճված երկարության այն մեծությունն է, որի տակ առաջանում է քայքայող կոնտակտային լարումը՝ σ_p , ε -ը՝ դանակի (թաթիկի), որպես եռեզր սեպի, փխրեցման անկյունը: Մյուս բաղադրիչը՝ T_1' , շփման ուժն է, որն առաջանում է արմատի և սայրի հատակի միջև, որն այս գործընթացում չնչին մեծություն է և հաշվի չի առնվում: T_1 շփման ուժն առաջանում է դանակով արմատի շրջանվման ուժով՝ $P_{2րջ}$ ազդման արդյունքում՝ $T_1 = f P_{2րջ}$.

$$P_{2րջ} = \mu \frac{E}{2} \frac{h_{լրլ}^2 \Delta \ell}{d},$$

որտեղ μ -ն Պոլասոնի գործակիցն է:

Այսպիսով, գումարելով հողամոլախտային գանգվածի կտրման ուժի բաղադրիչները, կստանանք.

$$P_{լր} = \delta \Delta \ell \sigma_p + \frac{E}{2d} h_{լրլ}^2 t g \varepsilon \Delta \ell + \frac{f \mu E h_{լրլ}^2}{2d} \Delta \ell, \quad (31)$$

որտեղ f -ը շփման գործակիցն է մոլախտի և սայրի միջև:

Հաշվի առնելով $\Delta \ell = d$, $h_{լրլ} = d \frac{\sigma_p}{E}$, միաժամանակ դանակի սայրով կտրվում են n հատարմաներ, կստանանք.

$$\max P_{լր} = n d \sigma_p \left[\delta + \frac{\sigma_p d}{2E} (t g \varepsilon + f \mu) \right] : \quad (32)$$

Դիտարկվող խնդրի լուծման վերջնական նպատակը մշակված այգեգործական ֆրեզի առավելագույն քարշային դիմադրության իրական մեծության հաշվարկի տեսության մշակումն է: Այդ նպատակի համար հանրագումարելով (21) և (32) հավասարումները, կստանանք ֆրեզի առավելագույն քարշային դիմադրության հաշվարկային բանաձևը.

$$\max P_{\text{ֆ}} = \left(K + 0, IV \sqrt{1 + \lambda^2} \right) a \frac{2\pi R}{Z\lambda} \cos \left(\arctan \frac{1}{\lambda} \right) + P_2 + nd\sigma_p \left[\delta + \frac{d}{2} \frac{\sigma_p}{E} (\tan \varepsilon + f\mu) \right]. \quad (33)$$

Բերված հավասարման մեջ շփման ուժը կամ հաշվարկվում է, կամ որոշվում է ըստ ընդունված մեթոդի՝ $P_{2\text{ն}} = 20\%$ կտրման $P_{\text{կտ}}$ ուժից:

Ֆրեզի ընդհանուր քարշային դիմադրության որոշման հաշվարկ կատարվել է ներքոգրյալ պարամետրերով. $\lambda = 10 \dots 12$, $K = 5 \dots 8$ Ն/սմ², $\gamma = 32 \dots 40^\circ$, $a = 8 \dots 12$ սմ, $S = 5$ սմ, $\delta = 2,5 \dots 3$ սմ, $z = 6$, $d = 3$ մմ, $\sigma_p = 9,3$ Ն/մմ², $\delta_n = 0,01$ մմ, $E = 18$ Ն/մմ², $\mu = 0,02$, $\varepsilon = 22^\circ$, $f = 0,56$, $n = 4 \dots 5$ հատ:

Այսպիսով, հաշվի առնելով հողամուկային զանգվածի ֆիզիկամեխանիկական պարամետրերի իրական արժեքները, ֆրեզի առավելագույն քարշային դիմադրությունը ստացվում է.

$$\max P_{\text{ֆ}} \approx 365 \text{ Ն}: \quad (34)$$

Ուղղաձիգ առանցքով ֆրեզի ակտիվ աշխատանքային գոտու ընդգրկման անկյունը ընդունելով 180° , որտեղ ֆրեզի 6 դանակներից աշխատում են միայն 3-ը, կարելի է ընդունել, որ թիկունքային 3 դանակներից յուրաքանչյուրը աշխատում է ակտիվ դանակի 10% բեռնվածությամբ:

Երրորդ գլխում

Ներկայացված է գիտափորձնական հետազոտության ներքին ծրագիրն ու մեթոդիկան:

Գիտափորձնական հետազոտության ներքին ընթացքում չափագրվող և չափվող պարամետրերի փոփոխման տիրույթները ընդգրկում են հետևյալ սահմանները.

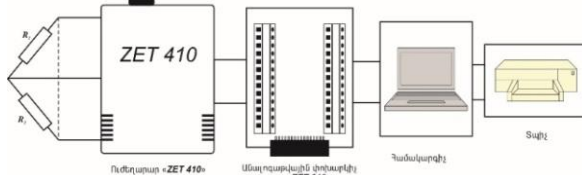
- ագրեգատի շարժման արագությունը՝ $V_{\text{շ}} = 1,0; 1,3$ և $1,6$ կմ/ժ,
- ֆրեզի դանակների թիվը՝ $Z = 6$ հատ,
- ֆրեզի պտտման հաճախությունը՝ $n = 80 \dots 120$ պտ/ր,
- կիսեմատիկական ռեժիմի ցուցիչը՝ $\lambda = 8,3 \dots 13,7$:

Յամակարգի էներգատեխնոլոգիական գործընթացի վերլուծության նից ակնհայտ է, որ ֆրեզմեքենայի և հողի փոխադեցության գնահատման օպտիմալացման պարամետրը հաշվարկելու համար բավարար են երկու գործոններ՝ ֆրեզի համընթաց արագության (X_1) և պտուտաթվերի (X_2) մեծությունները:

Ուժային չափումների՝ ֆրեզի ու որող մոմենտի փոփոխությունը՝ կախած մեքենայի համընթաց արագությունից և ֆրեզի պտուտաթվերից, չափագրվել է

ժամանակակից թվա-անալոգային և անալոգա-թվային փոխարկիչ «ZetLab» համակարգով, իր համապատասխան ուժեղարարով:

Նախատեսված ծրագրի հիման վրա մշակվել է գիտափորձնական չափումների էլեկտրոնային սխեմա (նկ. 7):



Նկ.7. Այգեփորմեքենայի բանող օրգանի դիմադրության չափագրման սխեմա:

Օպտիմալացման պարամետր հանդիսացող ոլորող մոմենտը չափվել և գրանցվել է TRA-50K մոդելի դիմադրության տեսչուկի չիմիջոցով:

Օպտիմալացման պարամետրերի գնահատման համար ընտրվել է երկրորդ կարգի բազմանդամ հետևյալ տեսքով:

$$Y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_{12}x_1x_2 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 \quad (35)$$

Օպտիմալացման պարամետրերի վրա ազդող գործոնների որոշման տիրույթների և տարափոխման միջակայքերի արժեքները ներկայացված են աղյուսակ 1-ում:

Աղյուսակ 1

Գործոնների որոշման տիրույթների և տարափոխման միջակայքերի արժեքները

Պլան-մատրիցի պարամետրերը	Կոդը	Մեքենայի համընթաց արագություն, X_1 , կմ/ժ	Հողուրագի պտուտաթիվ, X_2 , պտր
Տարափոխման միջակայք	-	0,3	20
Հիմնական մակարդակ	0	1,3	80
Վերին մակարդակ	+1	1,6	100
Սորին մակարդակ	-1	1,0	120

Ոլորող մոմենտի արժեքն ապահովող ազդակները և օսցիլոգրամը մշակվել է միջինացման սկզբունքով՝ անհրաժեշտ միջակայքում ստացված տվյալներից հաշվվել է նրանց միջին թվաբանականը:

Չորրորդ գլուխը

ընդգրկում է գիտափորձնական հետազոտության ունենի արդյունքները և վերլուծության ունեն:

Գիտափորձերի կատարման ընթացքում ֆրեզի բանելակարգի որոշ պարամետրեր, որոնք չեն ընդգրկվել ակտիվ կարգավորվող գործոնների թվի մեջ, ինչպես նաև հողի ֆիզիկա-մեխանիկական կարևոր հատկություններն ունեն հետևյալ արժեքները. հողի դիմադրության գործակիցը $k = 5 \dots 7$ Ն/սմ², ուղղահիգդանակի փռվածքի անկյունը՝ $\gamma = 32 \dots 40^\circ$, մշակման խորությունը՝ 8-12 սմ:

Կատարված գիտափորձերի ընթացքում գործունեների արժեքների փոփոխարկման միջոցով պահպանվել է կինեմատիկական պարամետրի ընտրված միջակայքը՝ $\lambda = 8,3 \dots 13,7$ ։

Ընտրված ռեգրեսիոն հավասարման գործակիցները որոշվել են նվազագույն քառակուսիների մեթոդով, իսկ բոլոր գործակիցների համար հաշվարկվել են դիսպերսիաների արժեքները։

Ռեգրեսիոն հավասարման գործակիցների արժեքների վստահելի միջակայքը հաշվարկվել է ըստ Սոյուզենտի չափանիշի վստահելի միջակայքերի, արդյունքում նշանակալի իուրյան մակարդակին չբավարարած գործակիցները արտաքսվել են հավասարումից։ Վերջնական ստացված ռեգրեսիոն հավասարման համարժեքությունը ստուգվել է ըստ Ֆիշերի չափանիշի՝ նշանակալի իուրյան $\gamma = 0,05$ մակարդակի դեպքում։



Նկ.8. ՊԱՄ-1 ֆրեզմեքենայի փորձանմուշի ընդհանուր տեսքը տրակտորի հետ ագրեգատավորված։



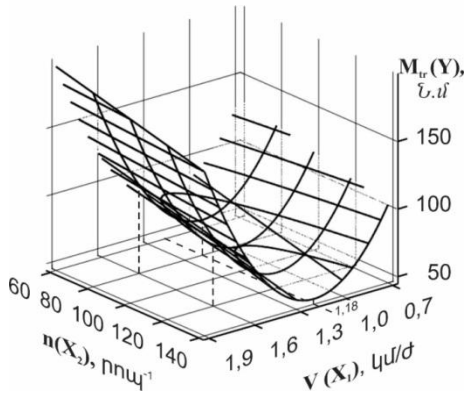
Նկ.9. Գիտափորձերի իրականացման այ գեփորագրեգատի գործողության ապահովման քարշակ տրակտորով համալրված մեխանիկական համակարգի ընդհանուր տեսքը։

Ոլորոգ մոմենտի գիտափորձնական արդյունքներով ստացվել է հետևյալ վերջնական մշակված ռեգրեսիոն հավասարումը.

$$Y = 66,88 + 15,83x_1 - 7,38x_2 + 20,63x_1^2 \quad (36)$$

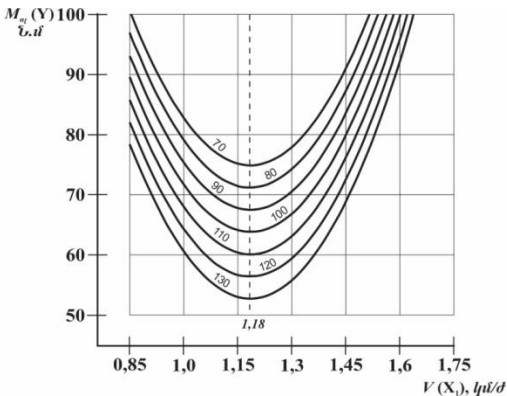
Ստացված մաթեմատիկական մոդելը հնարավորություն է տալիս ընտրված ագրոգործունեների միջոցով հաշվարկել, կանխատեսել կամ ընտրել ոլորոգ մոմենտի մեծությունը, ագրոգործունեների ցանկալի արժեքների դեպքում, եթե անգամ այդ արժեքները չեն գտնվում պլանավորման տիրույթում։

Գիտափորձնական հետազոտությունների օսցիլոգրամների արդյունքներով ստացված, ֆրեզի դիմադրության ոլորոգ մոմենտի $y = f(x_1, x_2)$ ռեգրեսիոն հավասարման (36), արձագանքի մակերևույթի գրաֆիկական տեսքը ներկայացված է նկ. 10-ում։



Նկ.10. Ուղղահիգ առանցքով հողամշակ ֆոնդի լիսեռի ոլորող մոմենտի (Y) և մեքենայի համընթաց արագության (X₁) ու ֆոնդի պտուտաթվերի (X₂) կախվածության գրաֆիկ

Արձագանքի մակերևույթը զուգահեռ հարթության ունենրով հատման արդյունքում ստացված կորերի ընտանիքի (n=70-130 պտր) ընդհանուր տեսքը ներկայացված է նկ.11-ում:



Նկ.11. Բանող օրգանի ոլորող մոմենտի (Y, Ն.մ) և մեքենայի համընթաց արագության (X₁, կմ/ժ) կախվածության կորերի գրաֆիկը հաստատուն պտուտաթվերի (X₂, պտր) դեպքում

Վերլուծելով ստացված ռեգրեսիոն հավասարումը և կախվածության ունենրի ֆունկցիայի՝ $Y=f(X_1, X_2)$ կորերը, կարելի է եզրակացնել, որ ոլորող մոմենտի մեծության վրա զգալի ազդեցություն ունի մեքենայի համընթաց արագությանը, որի աննշան փոփոխությունը ուժային բնութագրի վրա անդրադառնում է քառակուսային ազդեցությամբ: Ֆոնդի պտուտան արագությանը (պտուտաթվերը) իր ազդեցությամբ գծային է՝ այն որքան մեծ է, այնքան ավելի փոքր է ոլորող մոմենտի արժեքը: Այսպիսով, այգեփոր մեքենայի աշխատանքի օպտիմալ պտուտաթվերը՝ n=100...120 պտրոպ, անկյունային արագությանը՝ $\omega=10-12$ վ-1, ֆոնդմեքենայի աշխատանքային արագությանը՝ $V_{\text{մ}}=1,1-1,3$ կմ/ժ:

Ստացված ռեգրեսիոն հավասարման վերլուծությանը ցույց է տալիս, որ աշխատանքային ռեժիմի նվազագույն

դիմադրություն մոմենտ ստացվում է մեքենայի համընթաց արագության $V_{\Sigma} = 1,18$ կմ/ժ արժեքի դեպքում

Տեխնոլոգիական տեսակետից հաստատված է, որ գործընթացի բավարարողյունը և նվազագույն էներգածախսումները է ապահովվում ագրեգատի $V_{\Sigma} = 1,1 - 1,3$ կմ/ժամ համընթաց արագության և ֆրեզի պտտման անկյունային արագության $\omega = 10 - 12$ վ⁻¹ մեծությունների պայմաններում: Ուստի օգտվելով վերևում բերված պարամետրերի արժեքներից ուղղաձիգ առանցքով ֆրեզի նախաձման համար ցանկալի կինեմատիկական ռեժիմի պարամետրի տատանման օպտիմալ տիրույթը կլինի.

$$\lambda = \frac{\omega r}{V_{\Sigma}} = \frac{(10 \dots 12) \cdot (0,3 \dots 0,35)}{(1,1 \dots 1,3) \cdot 0,278} = 8,3 - 13,7:$$

Ընդունում ենք $\lambda = 10 - 12$:

Համադրելով ոլորոզ մոմենտի արժեքները, որոնք ստացվել են համապատասխանաբար տեսական $\max M_{\Phi n} \approx 63$ Ն·մ և գիտափորձնական ճանապարհով՝ $\max M_{\Phi n} \approx 67$ Ն·մ, հաստատված է, որ ստացված արժեքների տարբերությունը չի գերազանցում թույլատրելի 6%: Ֆրեզի դիամդրություն համեմատաբար բարձր արժեքը, որը ստացվել է գիտափորձնական ճանապարհով, բացատրվում է հողամուկախոտային միջավայրի անհամասեռությամբ, այգիների շարքերի ոչ ուղղաձույնությամբ:

Հիլագեոորդ գիտում ներկայացված է այգեփոր մեքենայի արտադրական փորձարկումների արդյունքները և տնտեսական արդյունավետության հիմնավորումը:

Պտղատու այգիների միջբնային և մերձբնային տարածությունների մշակման "ՊԱՄ-1" (այգեփոր) մեքենայի արտադրական փորձարկումները կազմակերպվել են ՀԱԱՀ, Հողագիտության, ագրոքիմիայի և մելիորացիայի գիտական կենտրոնի Երասխահունի (Արմավիրի մարզ) և Արմավիրի մարզի Այգեշատ գյուղի ֆերմեր, տրակտորիստ-մեքենավար Գարիկ Հովհաննիսյանի ծիրանի այգիներում 2016թ. ընթացքում՝ տեխնոլոգիական գործընթացի կատարման ագրոժամկետներում:

Քանի որ Հայաստանի Հանրապետության այգեգործական տնտեսություններում չեն օգտագործվում արտադրության մեջ հայտնի միջբնային և մերձբնային տարածությունների մշակման ժամանակակից մեքենաներ, ուստի նոր մեքենայի համեմատական փորձարկումները՝ կապված հողի մշակման տեխնոլոգիական որակի, արտադրողականության և տնտեսական նպատակահարմարության հետ, իրականացվել են ձեռքով կատարվող այգեփորի գործընթացի համեմատությամբ:

Արդյունակ 2-ում բերված են այգեփոր մեքենայի աշխատանքի արդյունավետության համեմատական տվյալները, մեկ հեկտարի հաշվով, միջշարքային տարածության 8,0 մ տրի դեպքում:

Արդյունակ 2

Այգեփոր մեքենայի աշխատանքի արդյունավետության համեմատական տվյալները միջշարքային տարածության 8,0 մ տարբերակում մեկ հեկտարի հաշվով

Անվանումը	Աշխատանքը կատարվում է	
	ձեռքով (բահով)	մեքենայով "ՊԱՄ-1"
Ժամային արտադրողականությունը, հա/ժամ	0,0085	0, 206
Աշխատածախսումները մեկ հա-ի հաշվով, մարդ.ժամ/հա	216	2,96
Մեկ գծամետրի ձեռքի աշխատանքի աշխատավարձը, դր/մ	35	—
Շահագործական ծախսերը մեկ հեկտարի հաշվով, դր/հա	87.500	17.505
Տնտեսական արդյունավետությունը ձեռքի աշխատանքի համեմատությամբ, դր/հա	—	≈ 70.000

Ամփոփելով արտադրական փորձարկումների արդյունքները, հաստատվում է, որ "ՊԱՄ-1" այգեփոր մեքենայի արտադրողականությունը ձեռքով աշխատանքների համեմատաճում է մինչև 24 անգամ, միաժամանակ ապահովելով մինչև 70.000 դր/հա արդյունավետություն:

ԸՆԴՀԱՆՈՒՐ ԵԶՐԱԿԱՑՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐ ԵՎ ԱՄԱՋԱՐԿՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐ

Պտղատու այգիների միջբնային և մերձբնային տարածությունների մշակման ուղղածիզ ամանցքով ֆրեզի մշակման տեսական–գիտափորձնական հետազոտությունների արդյունքների վերլուծությունը թույլ է տալիս հանգել ու հետևյալ եզրակացություններին և ամաչարկություններին:

1. Պտղատու այգիների միջբնային-մերձբնային տարածությունների մշակման ժամանակահից տեսնելիկական միջոցների կառուցվածքային և արտադրական նշանակության վերաբերյալ գիտատեսնելիկական գրականության տվյալների և արտադրությունում դրանց շահագործման տեսնելիկա-տեսակական ցուցանիշների վերլուծություն արդյունքներով բացահայտվեց, որ դրանք ունեն կառուցվածքային և տեսնելիկական սկզբունքային թերություններ, որի հետևանքով դիտարկվող տեսնելիկական գործընթացը կրում է մասնակի մեքենայացված բնույթ, դրանով հիմնավորվում է քննարկվող հիմնահարցի տեսական և համապատասխան գիտափորձնական հետազոտությունների իրականացման հրաժեշտությունը:

2. Հաշվի առնելով միջազգային մասնագիտական գիտական կետորոնների միասնական կարծիքը, այգեփոր մեքենայի գործողության սկզբունքի վերաբերյալ և մեր կողմից, այդ ուղղությունամբ իրականացված գիտական հետազոտությունների արդյունքները, որպես բանվորական օրգան ընտրվել է ուղղածիզ ամանցքով ֆրեզ` այն տարբերությամբ, որ գոյություն ունեցող մեքենաների ֆրեզի տեղաշարժը ծառի բնի նկատմամբ իրականացվում է շոշափոցային տվիչով, որին ներհատուկ են մի շարք թերություններ: Մեր մշակած համանուն կառուցվածքի գործողության սկզբունքը հիմնված է ծառի բունը չվնասող տարվող օղագոտիով, ծառաբնի շրջազնորման սկզբունքի վրա, ինչը բացառում է ձեռքի աչխասնքի հետագան հրաժեշտությունը:

3. Այգեփոր ֆրեզի գործողության տեսնելիկական գործընթացը ուղեկցվում է դանակի և մշակվող միջավայրի բարդ կիսեմատիկական, դինամիկական և արվածադեֆորմացիոն փոխադեցությունամբ, որի օրինաչափությունների բացահայտման համար, հորիզոնական ամանցքով ֆրեզի հաշվարկի տեսություն օգտագործում սույն խնդրի լուծման համար պիտանի է, ունի միայն մեթոդական արժեք:

4. Այգեփոր ֆրեզմեքենայի երկրաչափական-տեսնելիկական պարամետրերի օպտիմալացման հաշվարկի տեսությունը ընդգրկում է դիտարկվող մեխանիկական համակարգի կիսեմատիկական և դինամիկական հետազոտությունների արդյունքները:

5. Ի տարբերություն հորիզոնական ամանցքով այգեփոր ֆրեզների, ուղղածիզ ամանցքով ֆրեզմեքենայի դանակները մշտապես գտնվում են հողային գանգվածում` բեռնված

վիճակում: Մշակված հաշվարկի տեսուչության էությունը կայանում է նրանում, որ ֆրեզմեքենան աշխատելով տարբեր հողատիպերում, ընդունակ լինի կարգավորելու դանակի մատուցումը (S), տաքեղի հաստությունը (δ) և մոլպտտային բուսականության ոչ պակաս 96% ոչնչացում: Այդ կարևոր խնդիրները լուծվել են ֆրեզի կինեմատիկայի մշակման արդյունքում, որտեղ կարևորը, համակարգի կինեմատիկական պարամետրն է: Տեսական հաշվարկների արդյունքում ստացվել են հետևյալ օպտիմալ պարամետրերը՝ մատուցումը $S = 5$ սմ, տաքեղի հաստությունը՝ $\delta = 2,5 - 3$ սմ, կինեմատիկական պարամետրերը՝ $\lambda = 10 - 12$, ֆրեզի պտուտաթվերը՝ $n = 100 - 120$ պտրոպ, շառավիղը՝ $R < 40$ սմ, համընթաց շարժման արագությունը՝ $V_{\Sigma} = 1,1 - 1,3$ կմ/ժամ:

6. Ֆրեզմեքենայի էներգետիկական պարամետրի օպտիմալացման համար, հիմք ընդունելով հողամոլպտտային զանգվածի սահունով կտրման սկզբունքը, կազմված են համապատասխան հավասարումներ, որոնց լուծման արդյունքում որոշվել է ֆրեզի շարժաբեր լիսեռի պտտման դիմադրության մոմենտի նվազագույն արժեքը, կախված մատուցման մեծությունից, տաքեղի հաստությունից, ագրեգատի շարժման արագությունից, կինեմատիկական պարամետրից: Բացահայտված է, որ ագրեգատի արագության 1,18 կմ/ժ մեծությունից փոքրացումը և մեծացումը հանգեցնում է պտտող մոմենտի աճին: Ֆրեզի շրջագծային արագության մեծացումը հանգեցնում է պտտող մոմենտի փոքրացմանը: Արդյունքում ընտրված են ֆրեզի հետևյալ օպտիմալ պարամետրերը. շառավիղը՝ 35 սմ, պտուտաթվերը՝ $n = 100 - 120$ պտրոպ, $\lambda = 10 - 12$, $V_{\Sigma} = 1,18$ կմ/ժամ:

7. Յատուկ ուշադրության է արժանի ֆրեզի դանակի երկրաչափական պարամետրերի օպտիմալացման մշակված հաշվարկի տեսուչությունը: Որպեսզի տեխնոլոգիական գործընթացը իրականացվի նվազագույն էներգոծախսումներով, անհրաժեշտ է դանակի պարամետրերը համապատասխանեցվեն թեք-շեղ-սահունով կտրման, ապահովելով. սահունի գործակիցը $\varepsilon_{\Sigma} = 8,0 \dots 10,0$, տվյալ լարվածադեֆորմացիոն վիճակի հատույթի հարթության և գլխավոր հարթակների հետագծերի համընկման ապահովումը: Այդ պայմանները ապահովելու դեպքում նյութի կտրման գործընթացը վերափոխվում է ճաքի հարկարկական զարգացման, առանց լրացուցիչ ճիգի կիրառման, որը նպաստում է կտրման դիմադրության կտրուկ իջեցմանը: Այդ դեպքում պետք է ապահովել նաև կտրող սայրի շարժման բացարձակ և պասսիվ դեֆորմացիայի տարածման $V_{\Sigma} \leq V_{\text{պայմանը}}$ արագությունների

8. Ֆրեզմեքենայի ուժային վերլուծություն մեջ հատուկ տեղ է հատկացվում ֆրեզի հետ, արտաքինից համակենտրոն տեղակայված բնապաշտպան օղագոտու հաշվարկին, որտեղ հաշվի է առնված օղագոտու ծառաբնի վրայով մաքուր շրջալորման և

բնակեցնելի անվնաս ապահովումը: Որոշվել է օղագոտու օպտիմալ շառավիղ՝ $R \geq 43$ սմ:

9. Գիտափորձնական հետազոտության արդյունքների համար, ֆրեզմեքենայի փորձանմուշի տեխնոլոգիական սխեմայի, նախագծման և պատրաստման պարամետրերն ընտրված են տեսական հետազոտության արդյունքներով ստացված մեծության և ներքև, որոշակի փոփոխման տիրույթով:

Լաբորատոր-դաշտային գիտափորձնական հետազոտության և հավարկի տեսության արդյունքներով ստացվել են ֆրեզի պտտող մոմենտի հետևյալ տվյալները.

Տեսական – $maxM_s=63$ Ն·մ, գիտափորձնական $maxM_s=67$ Ն·մ: Ստացված 4 Ն·մ տարբերությանը գտնվում է թույլատրելի տարբերության 6% տիրույթում:

Արտադրական փորձարկումների արդյունքներով հաստատված են մշակված ֆրեզ մեքենայի աշխատանքի բարձր տեխնոլոգիական որակ, նվազագույն էներգետիկական ծախսումներով: Համաձայն փորձարկումների կազմակերպման հանձնաժողովի կազմած ակտի, պտղատու այգիների միջբնային-մերձբնային մեքենայի տարածության և ներքև մշակման տնտեսական արդյունավետությանը կազմում է 50-80 հազար դր/հա:

Առենախոսության հիմնական դրույթներն արտացոլված են
հեղինակի
հետևյալ հրապարակումներում

1. Թարվերդյան Ա.Պ., Պետրոսյան Դ.Պ., Գրիգորյան Շ.Մ., Սարգսյան Ս.Ֆ., Մկրտչյան Ժ.Մ. Միջծառային տարածության և ներքև մշակման մեքենա: Գյուղատնտեսագիտության ամսագիր (որոշում AM 20150099), Երևան 2015:
2. Թարվերդյան Ա.Պ., Պետրոսյան Դ.Պ., Գրիգորյան Շ.Մ., Սարգսյան Ս.Ֆ., Մկրտչյան Ժ.Մ., Ալթունյան Ա.Վ. Միջծառային տարածության և ներքև մշակման մեքենա: Գյուղատնտեսագիտության ամսագիր (որոշում AM 20170053), Երևան 2017:
3. Tarverdyan A., Petrosyan D., Sargsyan S. The Kinematics of Tiller with Vertical Axis for the Cultivation of Inter-Trunk Spaces in Orchards. Bulletin of National Agrarian University of Armenia. N3, 2015, pp. 93-99.
4. Tarverdyan A., Sargsyan S. The Dynamics of Tiller with Vertical Axis for the Cultivation of Inter-Trunk Spaces in Orchards./ Bulletin of National Agrarian University of Armenia. N4, 2015, pp. 75-84.
5. Sargsyan S. Rotary Machine for Inter-Trunk and Near-Trunk Full cultivation of Orchards. Bulletin of National Agrarian University of Armenia. N1, 2016, pp. 53-58.
6. Tarverdyan A.P., Sargsyan S.F., Altunyan A.V. Investigation results of kinematic and dynamic indicators of tiller with vertical rotation axis in orchards soil cultivation // Annals of Agrarian Science, Vol.15, issue 2, 2017, pp.163-168.

Саргсян Самвел Фрунзеевич
Разработка и обоснование параметров фрезы для обработки межствольного и
прествольногоучастков плодовых садов
Резюме

Садоводство является важной, рентабельной и вместе с тем высокотрудоемкой отраслью сельскохозяйственного производства. Высокая трудоемкостьотрасли в РА объясняется сложностью природноклиматических условий, тяжелыми почвотипами и низким уровнем механизации технологических процессов обработки почв межствольного и приствольного участков. Современные технические средства механизации рассматриваемых технологических процессов плодовых садов оказались неработоспособными из-за технологических и конструктивных недостатков, поэтому плановые работы в РА выполняются вручную, затратив 25 чел. дней/га и более.

Цель работы заключается в разработке машины для межствольного и приствольного участков плодовых садов, обеспечивающей требуемое технологическое качествопочво обработки во всех зонах садоводства Армении.

Во введении обоснована актуальность темы диссертационной работы и изложены основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе работы проанализировано состояние механизации трудоемких процессов почвообработки в садоводстве, изложенных в современной научно-технической литературе и в научных отчетах специализированных учреждений стран СНГ и зарубежных научных центров, выявлены технологические и конструктивные недостатки производственных технических средств и установлена крайняя необходимость разработки почвофрез с вертикальной осью вращения. Это новое направление в развитии техники садов. В конце главы представлены выводы и на их основании сформулированы задачи исследований.

Во второй главе представлены теория расчета почвофрезис вертикальной осью и соответствующий расчет оптимизации параметров рабочих органов фрезмашины. Путем вскрытия реальной сути взаимодействия фрезы с обрабатываемой средой, разработаны кинематика и динамика механической системы, установлены ряд закономерностей зависимости силовых и технологических параметров от действующих на фрезу внешних факторов: режим работы, геометрические параметры- скорость движения фрезмашины, частота вращения и диаметр фрезы, число ножей и параметры их установки на роторе.

Врезультате проведенных теоретических исследований были установлены: число фрез на машине-2; диаметр фрез – по 70см; оптимальное число ножей - 6; оптимальная величина поступательной скорости – 1,18км/ч, частота вращения фрез – 10-12 с⁻¹; кинематический параметр работы $\lambda=10-12$. Работа фрез с приведенными параметрами выполняется с минимальным моментом сопротивления – 63н.м.

Важным достижением в решении поставленной задачи является замена сложной гидромеханической системы, приводимой в движениемеханическим сигналом шупа,

на ведомое стволзащитное кольцо, установленное соосью с фрезой. Этим обеспечивается защита коры ствола от повреждения и обработка приствольной зоны, что исключает использование ручного труда.

В третьей главе представлены программа, методика и объекты экспериментов, выполненных методом планирования. В качестве параметра оптимизации выбран момент сопротивления фрезы, а факторами – кинематические параметры системы.

Для проведения экспериментов была разработана специальная электронная система, использован преобразователь ‘‘ZetLab’’.

В четвертой главе изложены результаты экспериментальных исследований, включающих установление закономерностей, позволяющих оптимизировать кинематические, геометрические параметры системы фрезмашины, обеспечивающие высокое качество технологического процесса почвообработки, с минимальными энергозатратами.

В результате обобщения результатов эксперимента доказана адекватность параметров, полученных по теории расчета и экспериментов, использованных при конструировании фрезмашины для качественного выполнения почвообработки межствольных и приствольных зон, исключающей использование ручного труда. Заметим, что разница в результатах величин моментов сопротивления фрез, полученных теорией и экспериментами не выходит за допустимые пределы расхождения 6%.

В пятой главе представлены результаты производственных испытаний фрез машины, и обоснование ее экономической эффективности в размере 70000др./га.

Комиссия, организованная для проведения производственных испытаний фрезмашины рекомендует к внедрению ее в производство.

Диссертация завершается общими выводами и предложениями, списком использованной литературы и приложениями.

Samvel F. Sargsyan
DEVELOPMENT AND JUSTIFICATION OF THE TILLER PARAMETRES FOR
INTER-TRUNK AND PRE-TRUNK ORCHARD ZONE CULTIVATION

Horticulture is an important, profitable and at the same time hardworking branch of agricultural production. The high labor extensiveness of the branch of the RA is conditioned by the complexity of nature and climate conditions, heavy soil types and low level of mechanization of technological processes for inter-trunk and pre-trunk zone cultivation.

Modern technical means of mechanization of the above-mentioned orchard technological processes have turned to be useless because of their technological and constructive disadvantages. Thus the work is carried out by hand, hiring 25 p. days /ha and more.

The aim of research is elaboration of the machine for inter-trunk and pre-trunk orchard zones, providing the needed technological quality of soil cultivation in all horticulture zones of Armenia.

Introduction. The actuality of the thesis theme is proved and the fundamental principles brought out for defense are presented in the introduction.

Chapter One. The state of mechanization of labor-intensive soil cultivation processes in horticulture is analyzed in the modern scientific and technical literature and in the scientific reports of the specialized institutions of the CIS countries and foreign scientific centers, the technological and constructive shortcomings of the production technical means have been identified and the extreme necessity to develop soil tiller with a vertical axis of rotation has been given. This is a new method in orchard technique development.

The conclusions and the aim of research formulated on their basis are given at the end of the chapter.

Chapter Two. The calculation theory of the soil tiller with vertical axis and the corresponding calculation of the tiller machine working organs parameters optimization are presented. By revealing the main point of the tiller interaction with the cultivated zone, dynamics and kinematics of the mechanical systems are carried out, a number of regulations of power and technological parameters dependence on external factors influencing the tiller: working regime, geometric parameters-the speed of tiller machine, rotation rate, the tiller diameter, the number of blades and the parameters of their installation on the rotor, are estimated.

As a result of the conducted experiments the following data were obtained: the number of tiller on machine -2; tiller diameter- 70sm each, optimal number of the cutting blades-6, optimal value of the travelling speed -1,18 km/h, tiller rotation rate-10-12 s⁻¹; work kinematic parameter. $\lambda = 10 - 12$. The work of the tiller with the above mentioned parameters is done with minimal disturbing moment-63 N. m.

The important achievement in the given problem solution is the replacement of complex hydro mechanic conducted by dipstick signal on the leading trunk supporting rink adjusted

in accordance with tiller axis. It provides trunk bark safety from disturbing and cultivation of pre-trunk zone excluding manual activity.

Chapter Three : Methods and objects experiments conducted by planning method are presented. Tiller disturbing moment is chosen as an optimization parameter and system cinematic parameters are chosen as factors. Special electronic system for conducting experiments was carried out conversion devise ‘‘ZetLab’’ was used.

Chapter Four. The results of experimental research including establishment of regularities allowing to optimize kinematic, geometric, system parameters of tiller machine providing high quality soil cultivation technological process with minimal energy wastes.

As a result of generalization of the experiment results, the adequacy of the parameters obtained according to the calculation theory and experiments used in the design of the tiller machine for the qualitative performance of soil cultivation of inter-trunk and pre-trunk zones, excluding manual activity is proved.

It should be note that the difference in the results of the tiller disturbing moment values obtained by theory and experiments results do not exceed the permitted limits range 6%.

Chapter Five presents the results of the tiller machine production tests and the rationale for its economic efficiency of 70000 dram / ha.

The commission, organized to carry out the production tests of the tiller machine, recommends for introduction into production.

The thesis is completed by general conclusions and suggestions, reference and appendices.