

**ՀՀ ԿՐԹՈՒ ԹՅԱՆ ԵՎ ԳԻՏՈՒ ԹՅԱՆ ՆԱԽԱՐԱՐՈՒ ԹՅՈՒՆ
ՀԱՅԱՍՏԱՆԻ ԱԶԳԱՅԻՆ ԱԳՐԱՐԱՅԻՆ ՀԱՄԱԼ ՍԱՐԱՆ**

ՍԱՐԳՍՅԱՆ ՍԱՄՎԵԼ ՖՐՈՒՆԶԵԻ

**ՊՏՂԱՏՈՒ ԱՅԳԻՆԵՐԻ ՄԻՋԲՆԱՅԻՆ ԵՎ ՄԵՐՁԲՆԱՅԻՆ
ՏԱՐԱՃՈՒ ԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՄՇԱԿՄԱՆ ՖՐԵԶԻ ՄՇԱԿՈՒ Մ
ԵՎ ՊԱՐԱՄԵՏՐԵՐԻ ՀԻՄՆԱՎՈՐՈՒ Մ**

Ա Տ Ե Ն Ա Խ Ո Ս ՈՒ Թ Յ ՈՒ Ն

Ե.20.01. <<Գյ ու ղ ատն տե ս ակ ան ար տադ.ր ու թյ ան
մ ե ք ե ն այ ա գ ու մ և մ ե ք ե ն ան եր >>
մ աս ն ա գ ի տ ու թյ ամ բ տե ի ն ի կ ակ ան
գ ի տ ու թյ ու ն ն եր ի թ ե կ ն ա ծ ու ի գ ի տ ակ ան
աս տ ի ճ ան ի հ այ ց մ ան հ ամ ար

Գ ի տ ակ ան ղ ե կ ավ ար` տե ի ն . գ ի տ. դ ո կ տ ուր ,
ակ ադ ե մ ի կ ո ս Ա.Պ. Թ ար վ եր դյ ան

ԵՐԵՎԱՆ – 2017

Բ Ո Վ Ա Ն Դ Ա Կ ՈՒ Թ Յ ՈՒ Ն

ՆԵՐԱԾՈՒԹՅՈՒՆ	
4	
1. ՀԻՄՆԱՀԱՐՑԻ ԺԱՄԱՆԱԿԱԿԻՑ ՎԻՃԱԿԸ ԵՎ ՀԵՏԱԶՈՏՈՒԹՅԱՆ ՀԻՄՆԱԿԱՆ ԽՆԴԻՐՆԵՐԸ	8
1.1. Պտղատու այգիների միջբնային և մերձբնային տարածությունների մշակման հարմարանքները և դրանց համեմատական վերլուծական գնահատականը	9
1.2. Ուղղաձիգ պտտման առանցքով ֆրեզներով համալրված արտաշարժ հատվածամասերի կառուցվածքային և տեխնոլոգիական լուծումների համեմատական վերլուծություն	18
1.3. Ակտիվ գործողության բանող օրգանների պարամետրերի և աշխատանքային բանելակարգի օպտիմալացման ժամանակակից տեսությունների վերլուծությունը	25
ԵԶՐԱԿԱՑՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐ	
37	
ՀԵՏԱԶՈՏՈՒԹՅԱՆ ՆՊԱՏԱԿԸ ԵՎ ԽՆԴԻՐՆԵՐԸ	
38	
2. ՊՏՂԱՏՈՒ ԱՅԳՈՒ ՄԻՋԲՆԱՅԻՆ ԵՎ ՄԵՐՁԲՆԱՅԻՆ ՏԱՐԱԾՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՄԾԱԿՄԱՆ ՄԵՔԵՆԱՅԻ ԲԱՆՈՂ ՕՐԳԱՆՆԵՐԻ ՀԱԾՎԱՐԿԻ ՏԵՍՈՒԹՅՈՒՆԸ	
40	
2.1. Ֆրեզ-շրջադարձային հատվածամասի կառուցվածքային պարամետրերի հիմնավորումը	40
2.2. Ուղղաձիգ պտտման առանցքով ֆրեզի կինեմատիկան և	

	աշխատանքային	բանելակարգի	հիմնավորումը	
			50
2.3.	Պտղատու այգիների միջբնային և մերձբնային տարածությունների մշակման	նեղղածիգ պտտման առանցքով	\$րեզի	դինամիկան
			58
2.4.	Պտղատու այգիների միջբնային-մերձբնային տարածությունների	մոլախոտային բուսականության քաղհանման	հաշվարկի	տեսությունը ..
			76
	ԵՋՐԱԿԱՑՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐ			
			84
3.	ԳԻՏԱՓՈՐՁՆԱԿԱՆ ՅԵՏԱՉՈՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԾՐԱԳԻՐԸ, ՕԲԵԿՏՆԵՐԸ ԵՎ ՄԵԹՈԴԻԿԱՆ		
			86
3.1.	Գիտափորձական հետազոտությունների ծրագիրը		87
3.2.	Լաբորատոր դաշտային գիտափորձական հետազոտությունների օբյեկտները	և	մեթոդիկան
			88
3.3.	Գիտափորձերի պլանավորման մեթոդիկան և արդյունքների մշակման	եղանակի	ընտրությունը
			99
4.	ԻՏԱՓՈՐՁԱԿԱՆ ՅԵՏԱՉՈՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱՐԴՅՈՒՆՔՆԵՐԸ ԵՎ ՎԵՐԼՈՒԾՈՒԹՅՈՒՆԸ			Գ
			104
	ԵՋՐԱԿԱՑՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐ		
			119
5.	ՊՏՂԱՏՈՒ ԱՅԳԻՆԵՐԻ ՄԻՋԲՆԱՅԻՆ ԵՎ ՄԵՐՁԲՆԱՅԻՆ ՏԱՐԱԾՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՄՇԱԿՄԱՆ ՄԵՔԵՆԱՅԻ ԱՐՏԱԴՐԱԿԱՆ ՓՈՐՁԱՐԿՈՒՄՆԵՐԻ ԱՐԴՅՈՒՆՔՆԵՐԸ ԵՎ ՏՆՏԵՍԱԿԱՆ			

ԱՐԴՅՈՒՆԱՎԵՏՈՒԹՅԱՆ ՀԻՄՆԱԿՈՐՈՒՄԸ
120

ԸՆԴՀԱՆՈՒՐ ԵԶՐԱԿԱՑՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐ ԵՎ ԱՌԱՋԱՐԿՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐ
127

ԳՐԱԿԱՆՈՒԹՅՈՒՆ
130

ՀԱՎԵԼ ՎԱԾՆԵՐ
138

ՆԵՐԱՃՈՒ ԹՅՈՒՆ

Այ գեգործու թյ ու ն ը գյ ու ղատն տեսակ ան արտադրու թյ ան կարևորագույն և եկամտաբեր ճյ ու ղերից է, որտեղ պողաբու ծ ու թյ ան հիմնական արտադրանքը՝ պտուղներն ու հատապտուղները, պարունակում են մարդու նորմալ կենսագործունեության համար անհրաժեշտ, գրեթե բոլորակալի կենսաբանական միացությունները (սպիտակուցներ, ածխաջրեր, ճարպեր, վիտամիններ, հանքային նյութեր և այլն) և հանդիսանում են վերջիններիս նկատմամբ հասարակության պահանջմունքի բավարարման հիմնական աղբյուրը:

Տարբեր բժշկագիտական կենտրոնների գիտափորձնական հետազոտությունների արդյունքներով հաստատված է, որ մրգերի և հատապտուղների նկատմամբ տարեկան ֆիզիոլոգիական պահանջը, մեկ մարդու հաշվով, կազմում է մոտ 100-120 կգ: Տնտեսապես զարգացած երկրներում, մեկ շնչի հաշվով, արտադրվում է մինչև 180 կգ պողաբու ծակ ան արտադրանք, մինչդեռ Հայաստանում այդ ցուցանիշը կազմում է ընդամենը մոտ 30-40 կգ (ՀՀ ԱՎԾ), որի պատճառը այ գեգործության անբավարար մեքենայացումն ու այգիների ցածր բերքատվությունն է:

ՀՀ-ում այ գեգործական աշխատանքների բարձր աշխատատարությունն ու մեքենայացման ցածր մակարդակը պայմանավորված են ինչպես Հայաստանի այ գեգործական շրջանների բնակլիմայական, կտրատված ռելիեֆային և ծանր հողային պայմաններով, պտղատու ծառերի անտոմիամորֆոլոգիական առանձնահատկություններով, այնպես էլ ոլորտում ժամանակակից տեխնոլոգիաների ոչ բավարար ներդրմամբ: Այ գեգործության մեջ կատարվող տեխնոլոգիական գործընթացների գերակշիռ մասը՝ այգետունկ, միջբնային և մերձբնային տարածությունների մշակում, ոռոգման համակարգի ձևավորում, ծառերի էտ, բերքահավաք և այլն, դեռևս գտնվում են մեքենայացման բավականին ցածր

մակարդակի վրա կամ այն իսպառ բացակայում է: Ստեղծված իրավիճակը հանգեցնում է ագրոտեխնիկական սեղմ ժամկետներում իրականացվող տեխնոլոգիական գործընթացների աշխատատարույն մեծացմանը և ֆինանսական ու մարդկային ռեսուրսների պահանջարկի զգալի մեծացմանը: Բացի այդ, չեն պահպանվում ագրոտեխնիկական պահանջները, ընկնում է արտադրվող մթերքի ապրանքային որակն ու բերքատվությունը, բարձրանում է արտադրանքի ինքնարժեքը և այն դարձնում ոչ մրցունակ:

Պտղաբուծության տեխնոլոգիական գործընթացների մեքենայացման տեսանկյունից հատկապես կարևորվում են հողի մշակումը, որի տեսակարար կշիռը կազմում է պտղատու այգիներում իրականացվող աշխատանքների գրեթե 40-45 %-ը: Այն հանդիսանում է կարևոր ագրոտեխնիկական միջոցառում՝ ուղղված հողի ջրային, օդային և ջերմային ռեժիմների լավացմանը, նրա ֆիզիկա-քիմիական հատկությունների բարելավմանը, մոլիբդենի և վնասատուների դեմ պայքարին, նպաստում է հողում և բույսերում ընթացող միկրոկենսաբանական պրոցեսների ակտիվացմանը, այգու բերքատվության և ստացվող արտադրանքի որակի բարձրացմանը:

Նշված գործընթացներում առավել աշխատատարը և տեխնիկական առումով համեմատաբար դժվար իրականացվողը ծառերի միջբնային և մերձբնային տարածությունների մշակումն է: Միջբնային տարածություններում հողի մշակման տեխնիկական և տեխնոլոգիական բարդությունները պայմանավորված են պտղատու այգիներում ագրեգատի շարժունակության սահմանափակումներով, որը պարտադրում է բանող օրգանի դիրքավորումը ծառերի շարքում իրականացնել տրակտորի երկայնական շարժման առանցքի նկատմամբ զգալի շեղմամբ: Մշակման ընթացքում արտաշարժ բանող օրգանի վրա ազդող հողի դիմադրության ուժերը և դրա հետևանքով առաջացող զգալի քաշային դիմադրությունը, ագրեգատի նման պարտադրված հարմարադասման պայմաններում, բերում են տրակտորի ուղղագիծ շարժման անկայունության: Նկատի առնելով նաև ծառաբների որոշ շեղվածությունը շարքի երկայնական առանցքից, տրակտորի

ընթացքային անկայունությունը հանգեցնում է մերձբնային գոտում բուսապաշտպան գոտու խաթարմանը և ծառերի վնասմանը:

Պետք է նաև հաշվի առնել, որ սովորական այգիներում ծառերի արմատային համակարգի ավելի քան 50 %-ը, իսկ ինտենսիվ այգիներում՝ մոտ 90 %-ը, կենտրոնացված է սաղարթատակ մերձբնային և միջբնային տարածություններում, որտեղ աղտոտվածությունը այգու բերքատվությունը իջեցնում է 20-25-ից մինչև 50 %-ով՝ կախված մշակաբույսերի տեսակից և սորտից, այն դժվարացնում է պողահավաք մեքենաների կիրառումն ու բերքահավաքի ժամանակ հանգեցնում չարդարացված կորուստների [60]:

Վերը նշվածը հիմք է տալիս ամրագրելու, որ այգիներում մերձբնային և միջբնային տարածությունների մշակման տեխնոլոգիական գործընթացի մեքենայացման խնդիրը արդիական է ինչպես գիտական ու արտադրական նշանակությամբ, այնպես էլ խնդրի լուծման տեխնիկական ու տեխնոլոգիական դժվարությունների, և ագրոտեխնիկական միջոցառումների ճշգրիտ իրականացման անհրաժեշտության առումով:

Սույն ատենախոսական աշխատանքի նպատակն է. լուծել պողատու այգիների մերձբնային և միջբնային տարածությունների մշակման աշխատանքների մեքենայացման հիմնախնդիրները:

Պաշտպանության են ներկայացվում ատենախոսության հետևյալ հիմնական դրույթները.

1. Պողատու այգիներում հողի մշակման առավել աշխատատար և դժվար իրագործելի գործընթացի՝ միջբնային և մերձբնային տարածության մշակման աշխատանքների ժամանակակից տեխնոլոգիաների և տեխնիկական միջոցների զարգացման արդի մակարդակի, նշված ուղղությամբ իրականացված գիտահետազոտական աշխատանքների արդյունքների գիտական վերլուծությունն ու ընդհանրացումները, դրանց հիման վրա առաջարկված խնդրի լուծման հետազոտությունների ուղղվածությունների առաջարկումը:
2. Պողատու այգիների միջբնային և մերձբնային տարածության մշակման ժամանակակից տեխնիկական հարմարանքների տեխնոլոգիական և կառուցվածքային բացահայտված

թերութիւնները՝ հաշվի առնելով այգեգործութեան տարածքային առանձնահատկութիւնները 33 երկրագործական գոտիներում և դրա հիման վրա հետազոտող գործընթացի տեսնուող գիայի և մեքենայացման տեսնուող միջոցների կատարելագործման անհրաժեշտութեան հիմնավորումը:

3. Պտղատու այգիների միջբնային և մերձբնային տարածութեան մշակման տեսնուող գիայի կատարելագործումը և մշակվող հարմարանքի տեսնուող գիայի և կառուցվածքային սխեմայի մշակումը:
4. Մշակվող տեսնուող գիայի միջոցի տեսնուող գիայի և կառուցվածքային պարամետրերի հիմնավորման հաշվարկի տեսութիւնները:
5. Մշակված տեսնուող գիայի միջոցի գիտափորձնական հետազոտութեան ներքին իրականացման առանձնահատուկ մեթոդիկան:
6. Գիտափորձնական հետազոտութեան ներքին արդյունքները, դրանց վերլուծութեան ներքին տեսական հետազոտութեան ներքին արդյունքների ճշգրտումը և արժանահավատ տվյալների հանձնումը նախագծա – կոնստրուկտորական բաժնին՝ մշակելու հարմարանքի արտադրութեան նախապատրաստման համար անհրաժեշտ տեսնուող գիայի փաստաթղթերը:
7. Պտղատու այգիների մերձբնային և միւլբնային տարածութեան մշակման հարմարանքի արտադրական փորձարկումների և տեսնուող գիայի տեսնուող գիայի արդյունավետութեան հիմնավորման արդյունքները:

1. ՀԻՄՆԱՅԱՐՑԻ ԺԱՄԱՆԱԿԱԿԻՑ ՎԻՃԱԿԸ ԵՎ ՀԵՏԱՉՈՏՈՒ ԹՅԱՆ ԽՆԴԻՐՆԵՐԸ

Այ գեգործության մեջ կիրառվող տեխնոլոգիական գործընթացների մեքենայացմանն ու այդ նպատակով նախատեսված մեքենաների համակարգմանն ուղղված բազմաթիվ հետազոտությունների արդյունքներով հաստատված է, որ բազմամյա տնկարկների մշակման հիմնական հիմնախնդիրներից է հողի մշակությունը, որն այ գեգործական արտադրանքի ստացման համակարգում զբաղեցնում է կարևոր տեղ: Պտղաբերող այգու պտղի ֆիզիկա-քիմիական հատկությունների լավացումը, պտղատու բույսերի փարթամ աճը, սնման, երկարակեցության և բերքատվության համար բարենպաստ պայմանների ապահովումը, բարձր ու որակով բերքի ստացումը զգալիորեն կախված է հողի մշակման եղանակի ճիշտընտրությունից և կիրառումից:

Այգիների հողի մշակումն իր մեջ ներառում է ծառերի միջշարքային և միջբնային տարածությունների մշակման տեխնոլոգիական գործընթացները, որոնց աշխատանքների մեքենայացման համատեքստում իր աշխատատարության և տեխնոլոգիական գործընթացի իրականացման տեխնիկական բարդությամբ առավել խնդրահարույց է ծառերի մերձբնային և միջբնային տարածություններում հողի մշակումը:

Չնայած այգիների միջբնային տարածության մշակման բազմաթիվ հարմարանքների առկայությանը, ՀՀ այգեգործական գոտիների բնակլիմայական, ռելիեֆային պայմանները և պտղաբերող ծառերի անատոմիա-մորֆոլոգիական առանձնահատկությունները լուրջ խոչընդոտ են հանդիսանում այդ հարմարանքների ներդրմանը:

Թվարկված գործոնների պատճառով ներկայումս հանրապետության այգիների մերձբնային և միջբնային տարածության մշակման տեխնոլոգիական գործընթացը կամ չի կատարվում, կամ մասամբ կատարվում է ձեռքի աշխատանքով:

Պտղատու այգիների մերձքնային և միջքնային տարածության մշակման ժամանակակից հարմարանքների տեխնոլոգիական և կառուցվածքային թերությունների բացահայտման նպատակով կատարվել է ժամանակակից գիտատեխնիկական գրականության և արտադրության տվյալների որոշակի վերլուծություն, որի հիման վրա փորձ է արվում որոշ չափով լրացնել նշված բացը:

1.1. Պտղատու այգիների միջքնային և մերձքնային տարածությունների մշակման հարմարանքները և դրանց համեմատական վերլուծական գնահատականը

Ի տարբերություն գյուղատնտեսական արտադրության այլ բնագավառների, այգեգործությունն ունի իր առանձնահատկությունները՝ պտղատու ծառերի հզոր սաղարթ և ագրեգատների համար սահմանափակ անցումներ, որոնք պատճառ հանդիսացան այգեգործական հատուկ հողամշակ մեքենաների մշակմանը:

Պտղատու այգիների հողի մշակման աշխատանքների մեջ իր աշխատատարությամբ և տեխնիկապես իրագործելու բարդությամբ հատկապես աչքի է ընկնում ծառերի մերձքնային և միջքնային տարածությունների մշակման տեխնոլոգիական գործընթացը, որի մեքենայացման համար նախատեսված հատուկ այգեգործական հողամշակ մեքենաների կառուցվածքին ներկայացվում են առանձնահատուկ պահանջներ: Նախագծվող մեքենայի տեխնիկական և կառուցվածքային դժվարությունները պայմանավորված են այգույնը յուրահատկություններով և հանգում են, մի կողմից, հողամշակ հարմարանքները տրակտորի երկայնական առանցքի նկատմամբ ասիմետրիկ ագրեգատավորման և բանոզ օրգանների կողային տեղադրման հրաժեշտության, մյուս կողմից՝ ապահովելու պտղատու ծառերի մերձքնային բուսապաշտպան գոտու այնպիսի մշակում, որի դեպքում նվազագույնի կհասցվի և հնարավորինս կբացառվի ձեռքի հետագա աշխատանքը՝ կապված ագրեգատի անցումից հետո մերձքնային տեղամասերում հողի փխրեցման և մոլախոտային բուսականության ոչնչացման հետ:

Դեռևս նախորդ դարի 30-ական թվականներից սկսեցին տարվել այ գիներում հողի մշակման մեքենայացմանն ուղղված գիտահետազոտական և նախագծափորձարարական աշխատանքներ: Այ գիների հողի մշակման աշխատանքների մեքենայացման հիմնական դժվարությունը հողամշակ հարմարանքները ծառերի շարքին մոտեցնելու հիմնախնդիրն էր: Դրաբարդությունը պայմանավորված է նրանով, որ միջշարքային տարածության մշակման ժամանակ ծառերի բների շեղումները շարքի երկայնական առանցքից և ագրեգատի ուղղագիծ շարժման անկայունությունը թույլ չեն տալիս բանող օրգանները մոտեցնել շարքին ավելի քան 0,5 մետր, ինչը հանգեցնում է շարքի երկու կողմից չմշակված հողային մակերեսի՝ խարակի առաջացմանը: Ուստի անհրաժեշտություն առաջացավ մշակել և ստեղծել ծառերի միջբնային տարածությունների մշակման այնպիսի հարմարանքներ, որոնք կառուցվածքային և տեխնոլոգիական առումով ի վիճակի կլինեն լուծելու նշված հիմնախնդիրը:

Այդ նպատակով ծառերի միջբնային տարածությունների մշակման հարմարանքներին ներկայացվեցին հետևյալ պահանջները.

– հողամշակ բանող օրգանների շեղումը ագրեգատի երկայնական առանցքից դեպի ծառերի շարքի առանցքը պետք է լինի այնքան, որ դրանք կարողանան ազատգործել սաղարթի տակ,

– ծառերի մերձբնային գոտում չմշակված հողային մակերեսը չպետք է գերազանցի 0,5 մ²:

– միջշարքային տարածությունում ագրեգատի համընթաց շարժման ընթացքում բանող օրգանները պետք է գտնվեն պտղատու ծառերի մերձբնային տարածությունում՝ չվնասելով դրանք:

Ի.Բ. Բերենշտեյնի [9], Ն.Ի. Գերասիմովի, Յա.Չ. Ժիլիցկու [16,25,26,27,29], Վ.Բ. Մոստովսկու [45], Գ.Դ. Պալամարչուկի [50], Դ. Դասկալովի [36], G. Baraldi, E. Gasparetto (Իտալիա) [74,78,83], R. Hubner (Գերմանիա) և այլ հետազոտողների աշխատանքների վերլուծությամբ, ինչպես նաև գոյություն ունեցող հարմարանքների ուսումնասիրումը թույլ են տալիս ծառերի մերձբնային և միջբնային տարածության հողամշակ

հարմարանքները դասակարգել հիմք ընդունելով մեքենայի հետևյալ կարևորագույն հայտանիշները.

- ըստ ծառերի բնի շրջանցման եղանակի (լայնական, շառավղային, շրջադարձային),
- ըստ բանող օրգանի շարժաբերման տիպի (մեխանիկական, հիդրավլիկ, պնևմատիկ, էլեկտրական, առանց շարժաբերման),
- ըստ բանող օրգանի կառավարման սկզբունքի (ձեռքի, կիսաավտոմատ, ավտոմատ),
- ըստ տրակտորի հետ ամրակցման տեղի (առջևից, կողքից, հետնամասից):

Նշված բնութագրիչներից առավել էականը բանող օրգանի շարժաբերման տիպն է, մնացած բնութագրիչները կարելի է համարել ընդհանուր և հավասարապես կիրառել դրանցից յուրաքանչյուրի դեպքում: Ըստ շարժաբերման տիպի, բոլոր բանող օրգանները կարելի է բաժանել երկու հիմնական խմբի՝ պասիվ և ակտիվ բանող օրգաններով մեքենաներ: Ուստի ծառերի միջբնային տարածությունների հողամշակ հարմարանքների տեխնոլոգիական և կառուցվածքային վերլուծությունը նպատակահարմար է կատարել ըստ բանող օրգանի շարժաբերման տիպի:

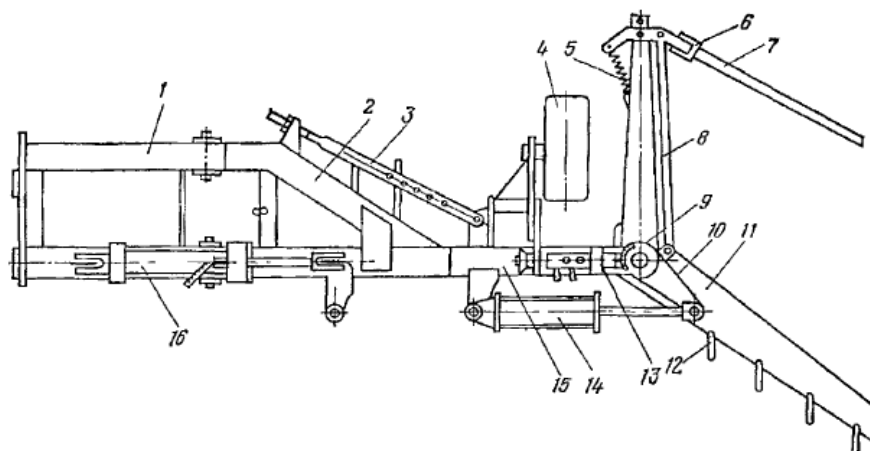
Պասիվ գործողության բանող օրգաններով հողամշակ մեքենաների արտաշարժ սեկցիաները կարելի է համալրել դանակային, գութանային, սկավառակային բանող օրգաններով և կոլլեկտորային սլաքածև թաթիկներով: Նշված մեքենաներից կարելի է առանձնացնել КСШ-5, КСШ-5Б [42], КСЛ-5 [28], КСГ-5 [38], КСМ-5 [62] կոլլեկտորները և միջբնային տարածությունների մշակության ПМП-0,6 [39] հարմարանքը: Նշված մեքենաների բանող օրգանները համալրված են շրջադարձային հարթահատ դանակներով, իսկ КСШ-5Б և КСЛ-5 կոլլեկտորներինը՝ սլաքածև թաթիկներով: Գութանային տիպի բանող օրգաններից կարելի է նշել Ի.Բ.Բերենշտեյնի կողմից մշակված այգեփոր գութանի փորձամուշը [9], ֆրանսիական DECASOL, LAPORTE [82] և իտալական DECAFRUIT [73] հարմարանքները:

Սկավառակային բանող օրգաններով համալրված մեքենաները ներկայացված են Ի.Վ. Միչուրինի անվան ВНИИС -ում մշակված СДВ-1,0

դուրսհանովի սեկցիայով [29] և մոլդովական БДС-0,4 սկավառակային ցաքանով [13]:

Ծառերի մերձբնային և միջբնային տարածության մշակության համար վերը նշված պասիվ գործողության բանող օրգաններով հարմարանքների մեջ, կիրառական առումով, համեմատաբար ընդունելի են մերձբնային տարածությունների մշակության ՈՄՈ-0,6 հարմարանքն է: Այն ագրեգատավորվում է MT3-80 և T-70B տրակտորների հետ՝ կողային կախցով, միաժամանակ դրանց հետին կախցը կարելի է օգտագործել միջշարքային տարածությունները մշակող հարմարանքների ագրեգատավորման համար: ՈՄՈ-0,6 հարմարանքը նախատեսված է այգու միջբնային գոտիներում հողի փխրեցման և մոլդախտերի ոչնչացման համար (նկ.1.1):

ՈՄՈ-0,6 հարմարանքը (նկ. 1.1) բաղկացած է փոխարինվող կախցներից (1) (MT3-80 կամ T-70B տրակտորների համար), նրան միացված ներքին շրջանակից (2), հենարանային անվից (4) և շրջադարձային հարթահատ դանակից (11): Բանող օրգանի կառավարման և այն տրանսպորտային վիճակի բերման համար հարմարանքը համալրված է հիդրոհամակարգով: Բանող օրգանը տրակտորի երկայնական առանցքից դեպի ծառերի միջբնային տարածություն մոտեցնելու համար շրջանակն ունի տելեսկոպիկ միացություն, որը թույլ է տալիս դանակի արտաշարժը կարգավորել 1,5-ից մինչև 2,7 մ միջակայքում: Յենարանային անիվը ծառայում է դանակի ընթացքի խորության սահմանափակման և ըստ բարձրության մշակման խորությունը կարգավորելու համար:



Նկ.1.1. Ծառաշարքի միջբնային տարածության մշակության ՈՄՈ-0,6 հարմարանքի ընդհանուր տեսքը. 1-կախցի շրջանակ, 2-ներքին

2-ը ջանակ, 3-առձգիչ (растяжка), 4-հենարանային անիվ, 5-գսպանակ, 6-ճոճալ ծակ (կառամիսլո),
7-շոշափոց, 8-ձգածող (тяга), 9-պատճենիչ (копер), 10-լծակ, 11-դանակ,
12-փխրիչ, 13-մղակ (золотник), 14,16-հիդրոգլաններ, 15-արտաքին
շրջանակ:

ПМП-0,6 հարմարանքի դանակի ընդգրկման լայնությունը կազմում է 0,65 մ: Այն համալրված է փխրիչներով (12) և ապահովում է մինչև 12 սմ մշակման խորություն: ПМП-0,6 հարմարանքի աշխատանքի սկզբունքը կայանում է հետևյալում. աշխատանքի ընթացքում բանող օրգանը դիրքավորվում է ծառերի միջբնային տարածությունում: Ծառաբնի շրջանցումն իրականացվում է հիդրոհամակարգի հետ փոխկապված շոշափոցի օգնությամբ (7), որը հավելով ծառի բնին, ճկվում է և ազդանշան հաղորդում հիդրոհամակարգին, մղակի (13) միջոցով գործի է գցվում հիդրոգլանը (14) և բանող օրգանը դուրս է բերվում միջբնային տարածությունից: Ծառաբնի և շոշափոցի կոնտակտի ավարտից հետո շոշափոցը գսպանակի (5) օգնությամբ կրկին վերադառնում է իր սկզբնական դիրքին և մղակի միջոցով հիդրոգլանի հակադարձ ընթացքով բանող օրգանը կրկին վերադառնում է ծառերի միջբնային գոտի:

Նշված հարմարանքով այգիների միջբնային տարածության երկկողմանի մշակումից հետո ծառաբների մոտառաջանում է 0,33-0,52 մ² մակերեսով բուսապաշտպան չմշակված գոտի:

Բազմաթիվ հեղինակների կողմից կատարված հետազոտությունների արդյունքները վկայում են, որ բազմամյա տնկարկների միջբնային տարածությունների մշակության պասիվ բանող օրգաններով համալրված հարմարանքներին հատուկ են միշտ էական թերություններ: Այսպես, ծանր մեխանիկական կազմ ունեցող և մոլախտերով ու ժեղ աղտոտված հողերում այդպիսի հարմարանքները չեն ապահովում մշակման անհրաժեշտ խորություն՝ դանակը հողի մեջ բավարար չափով չխորանալու պատճառով: Նշված հարմարանքների կիրառումը սահմանափակվում է նաև մերձբնային գոտում հողի ռելիեֆային անհարթություններով, որի

պայմաններում դրանց աշխատանքը խփստ վատանում է [25, 40, 50]:
Լուրջ թերույթյուն է նաև այն, որ պասիվ բանող օրգանները
աշխատանքի ընթացքում առաջացնում են զգալի քարշային
դիմադրություն, որը տրակտորի երկայնական առանցքից զգալիորեն
շեղված արտաշարժ բանող օրգանների առկայության պայմաններում
հանգեցնում է ագրեգատի ընթացքային կայունության խփստ
վատացմանը [45]:

Նշված թերույթյուններից գերօչեն նաև սկավառակային բանող
օրգաններով հողամշակ հարմարանքները: Ի հավելումն հարթահատ
դանակների հատուկ թերույթյունների, սրանց կողմից նաև
բավականին ցածր է բազմամյա մոլախոտային բուսականության
ոչնչացման աստիճանը [25, 29], ծառաբնի շրջանցման ընթացքում
փոխվում է սկավառակների գրոհի անկյունը, որի պատճառով
խախտվում է մերձբնային գոտու միկրոռելիեֆը [46], իսկ ամուր
հողերում՝ հատկապես ծառաբների շրջանցման ժամանակ, սկավառակի
բանող մակերևույթի վրա առաջանում են զգալի
բեռնվածություններ, որոնք հանգեցնում են հարմարանքի
կոտրմանը [7]:

Կիրառական արդյունքները ցույց տվեցին, որ հողի փխրեցման
և մոլախոտերի կոտրման ու դրանք հողի տակ թաղելու գործընթացի
որակը համեմատաբար բարձր է գութանային տիպի բանող օրգանների
մոտ: Սակայն այս հարմարանքները ևս գերօչեն որոշ
թերույթյուններից: Մասնավորապես, աշխատանքի ընթացքում դրանք
միջբնային տարածության մշակված հողազանգվածը դուրս են
հանում դեպի միջշարքային տարածություն, հաճախ մերկացնելով
ծառի արմատային համակարգը: Բացի այդ, մշակման ընթացքում
հողաշերտի շուռ տալու հետևանքով՝ հատկապես ամռան շոգ
ամիսներին, հողը ենթարկվում է խփստ չորացման, որն
անթուլլատրելի է ոչ բավարար խոնավության երկրագործական
գոտիներում, որոնցով հատկապես աչքի է ընկնում Հայաստանի
այգեգործական շրջանների զգալի մասը:

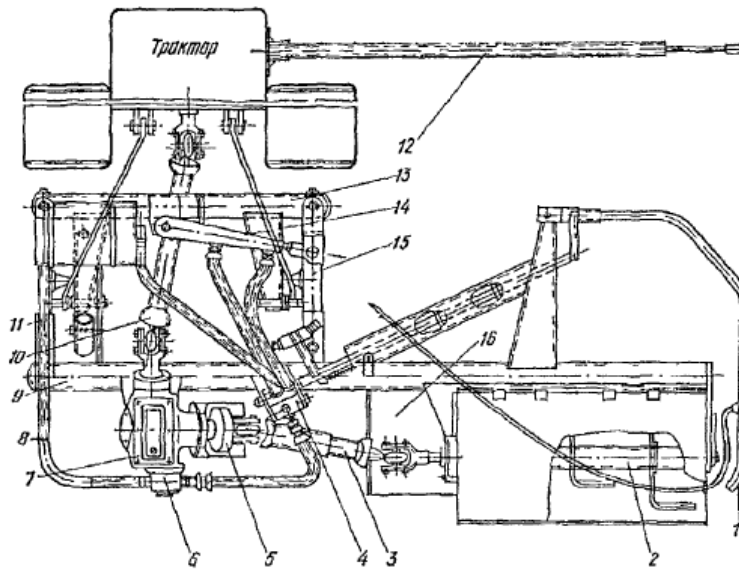
Ամփոփելով այգիների միջբնային տարածությունների
մշակման պասիվ բանող օրգաններով համալրված հողամշակ
հարմարանքների կառուցվածքային և տեխնոլոգիական

թերութիւնները, պետք է փաստել, որ այդ մեքենաների համակարգում նշված թերութիւնները վերացման հնարավորութիւնները՝ բանող օրգանների կառուցվածքային կատարելագործման ճանապարհով, սպառված են և դրանց կիրառումը աննպատակահարմար է:

Չաշվի առնելով վերը շարադրվածը, մասնագիտացված գիտական կենտրոնների ու շարժութիւնները ուղղվել է միջբնային տարածութիւնների մշակումը ակտիվ գործողութիւնների բանող օրգաններով համալրված հարմարանքներով իրականացնելու հնարավորութիւնները: Այդ հարմարանքները պատկերված գործողութիւնների բանող օրգանների համեմատ օժտված են մի շարք անհերքելի առավելութիւններով: Ինչպես ցույց են տվել մի շարք հետազոտութիւնների արդյունքները [12, 21, 24, 37, 47, 55, 57, 64, 68, 70, 71], հողամշակ ֆրեզները հողի փխրեցման և ցանկացած տիպի մոլախոտային բուսականութիւնների ոչնչացման տեսնունդիական գործընթացները՝ ի տարբերութիւնն պատկերված գործողութիւնների բանող օրգաններով համալրված մեքենաների, կատարում են անհամեմատ բարձր որակով, նպաստում են հողում խոնավութիւնների և օքսիգենի պահպանմանը և նրա միկրոկենսաբանական ակտիվութիւնների բարձրացմանը: Չաստատված է նաև, որ բազմամյա տնկարկների միջբնային տարածութիւնները մշակելիս հողամշակ ֆրեզներն անհամեմատավելիքիչ են վնասում ծառերի արմատային համակարգը՝ դրանք ոչ թե պոկում, այլ կտրում են [80]:

Ակտիվ բանող օրգաններով ծառերի միջբնային տարածութիւնների մշակման մեքենաների արտաշարժ հատվածամասերը կարող են համալրված լինել երկու տիպի ֆրեզներով՝ հորիզոնական և ուղղաձիգ պտտման առանցքներով:

Նշված մեքենաների համակարգում որպես հորիզոնական պտտման առանցքով բանող օրգանով հարմարանք կարելի է նշել ՓԱ-0,76 հողամշակ ֆրեզը (նկ. 1.2):



Նկ. 1.2. Ավտոմատ սկզբուև քով թեքվող հատվածամասով ՓԱ-0,76 հողամշակ ֆրեզի ընդհանուր տեսքը:

Այն համալրված է հորիզոնական պտտման առանցքով 2 ֆրեզ-թմբուկով՝ 0,76 մ ընդգրկման լայնությամբ: 9 շրջանակը տրակտորի կախոցին է ամրակցվում 11, 15 քառօղակ մեխանիզմի և 14 հիդրոզլանի միջոցով, որը բանող օրգանը դիրքավորում է ծառերի միջբնային տարածությունում և դուրս է բերում ծառաբնի շրջանցման ընթացքում: Նշված գործընթացի կառավարումն իրականացվում է 1 շոշափոցի օգնությամբ, որը հանդիպելով ծառաբնին, 4 հիդրոբաշխիչի միջոցով ազդանշան է հաղորդում տրակտորի ՀԱԼ-ից շարժաբերվող 6 յուղի պոմպին: Վերջինս գործի է գցում 14 հիդրոզլանը, որի օգնությամբ բանող օրգանը դուրս է բերվում միջբնային տարածությունից:

Այգիների միջբնային տարածությունների մշակման ՓԱ-0,76 հողամշակ ֆրեզի արտադրական փորձարկումները ցույց տվեցին, որ հողի փխրեցման և տարատեսակ մոլախոտային բուսականության ոչնչացման տեսանկյունից դրանք ապահովում են տեխնոլոգիական գործընթացի բավարարողակ:

Հայտնի է սակայն, որ թեև հորիզոնական պտտման առանցքով հողամշակ ֆրեզները օժտված են մի շարք դրական կողմերով՝ ինչպիսիք են հողի շերտերի ինտենսիվ խառնում, բուսական

մնացորդների թաղում և ուղիղ ֆրեզման ժամանակ ագրեգատի վրա հրող ուժի առաջացում, նաև գերծ չեն որոշակի թերություններից՝ կապված բարձր էներգածախսումների, հուսալիության և հողի մշակության տեխնոլոգիական ցածր որակի հետ: Հաստատված է, որ մշակման ընթացքում հողի շարտումը սահմանափակելու նպատակով, ֆրեզի վրա պաշտպանիչ վահանակի պարտադիր տեղադրման դեպքում ֆրեզի շարժաբերման հզորությունն աճում է 31 %-ով [22]: Հորիզոնական պտտման առանցքով ֆրեզները ծառաքների շրջանցման ժամանակ հանդիպում են լուրջ դիմադրության: Բուլլդոզարացի հետազոտողների կողմից հաստատվել է, որ ագրեգատի արտաշարժ հատվածամասը միջբնային տարածությունից դուրս քաշման ընթացքում բանող օրգանի դանակների հարթ կողամասերի կողմից հողի ճմլման հետևանքով շարժաբերի վրա հզորության ծախսը ավելանում է 25...30 %-ով [56]: Նշված երևույթի հետևանքով ֆրեզ-թմբուկի ճակատային դանակները ենթարկվում են ուժեղ դեֆորմացման:

Հորիզոնական պտտման առանցքով ֆրեզների լուրջ թերություններից է նաև դրանց օգտագործման արդյունավետության կախվածությունը հողի ֆիզիկամեխանիկական հատկություններից: Այսպես, ըստ Ե.Պ. Յացուկի տվյալների [72], հողի ամրության 3,5...5,0 ՄՊա արժեքների դեպքում այդպիսի ֆրեզները գործնականում հողի մեջ չեն ներխուժում և <<վազում են>> նրավրայով:

Հորիզոնական պտտման առանցքով ֆրեզների կարևոր ագրոտեխնիկական ցուցանիշներից է մշակման ընթացքում ակոսի հատակում անխուսափելիորեն առաջացող հողային թմբիկների բարձրությունը՝ $h \leq 0,2a$ [61] (որտեղ a -ն մշակման խորությունն է): Նման պահանջը էականորեն սահմանափակում է ռոտացիոն հողամշակ մեքենայի կինեմատիկական և աշխատանքային բանելակարգի պարամետրերի ընտրության միջակայքը:

Հորիզոնական պտտման առանցքով ֆրեզների թերություններից անհրաժեշտ է նշել նաև դրանց օգտակար աշխատանքի փուլային բնույթը՝ հողային տաշեղի կտրումից հետո հզորության որոշ մասը ծախսվում է արդեն կտրված հողային զանգվածի շարտման և դանակի

նախքան կրկին հողի մեջ ներխուժելը պարապիտագծով շարժման վրա, որը բերում է հողի ֆրեզման վրա ծախսվող հզորության ոչ արդյունավետ օգտագործմանը:

Նշված թերություններից զգալիորեն զերծ են ուղղաձիգ պտտման առանցքով հողամշակ ֆրեզները, որոնց կառուցվածքային և տեխնոլոգիական գործընթացի կատարման առանձնահատկությունները թույլ են տալիս դրանք Լավագույնս հարմարեցնել ծառերի միջբնային տարածությունների մշակման գործընթացին՝ պահպանելով վերջինիս ներկայացվող ագրոտեխնիկական պահանջները: Ի տարբերություն հորիզոնական պտտման առանցքով ֆրեզների, որոնց դանակների օգտակար աշխատանքային ցիկլը կրում է ընդհատ բնույթ, ուղղաձիգ պտտման առանցքով ֆրեզների դանակները աշխատանքի ողջ ընթացքում գտնվում են հողային զանգվածի մեջ և կախված ռոտացիոն մեքենայի կինեմատիկական պարամետրից, ամբողջ հետագծով կատարում են օգտակար աշխատանք: Ուղղաձիգ պտտման առանցքով ֆրեզները միանգամայն աշխատունակ են նաև ցանկացած ամրության հողերում աշխատելիս: Անհերքելի են նաև ուղղաձիգ պտտման առանցքով ֆրեզների առավելությունները հողի խոնավության պահպանման տեսանկյունից, որոնք հողի ստորին շերտերը ոչ թե բարձրացնում են մակերևույթի վերին հորիզոններ, այլ աննշան տեղաշարժով դրանք թողնում են միևնույն տեղում [31]: Հաշվի առնելով նաև այն, որ ծառերի միջբնային տարածությունները հաճախ աղտոտված են Լինում բազմամյա մոլախոտային բուսականությամբ, ուղղաձիգ պտտման առանցքով ֆրեզները դրանք ոչ թե թաղում են հողի տակ, որտեղ դրանք կրկին ինտենսիվ արմատակալում են, այլ կտրելով կամ արմատախիլ անելով, դրանք դուրս են հանվում և փռվում հողային մակերևույթի վրա, որտեղ և չորանում են [82]:

Ուղղաձիգ պտտման առանցքով ֆրեզների կառուցվածքային առանձնահատկությունները թույլ են տալիս դրանց բանող օրգանները ավելի դյուրին մետեցնել և հեռացնել ծառաբների, վերջիններիս մոտ ապահովելով նաև նվազագույն մերժբնային բուսապաշտպան գոտի:

Ուղղաձիգ պտտման առանցքով ֆրեզների առավել ություններից պետք է նշել նաև դրանց դանակների կառուցվածքային կատարելագործման մեծ ներուժը՝ թեքվող, զսպանակվող, որոնք հողի մշակման ընթացքում կարող են ապահովագրվել դեֆորմացիաներից և կոտրումից՝ հողի մեջ թաղված քարերի, արմատների և տարբեր արգելքների հանդիպելիս:

Ուղղաձիգ պտտման առանցքով ֆրեզների թերություններից է մշակման ընթացքում մշակված հողի դուրս շարտման հնարավորությունը: Սակայն նշված երևույթից կարելի է խուսափել ռոտացիոն մեքենայի աշխատանքային բանելակարգի և դանակների երկրաչափական պարամետրերի ճիշտ ընտրության միջոցով [70]:

Չաշվի առնելով հողի մեխանիկական մշակման պասիվ գործողության բանող օրգանների և հորիզոնական պտտման առանցքով ֆրեզների ակնհայտ թերությունները այգիների միջբնային տարածության մշակության տեխնոլոգիական գործընթացի կատարման տեսանկյունից, պետք է նկատել, որ ուղղաձիգ պտտման առանցքով ֆրեզներն առավել հեռանկարանային են հողամշակ հարմարանքների արտաշարժ հատվածամասերը համալրելու առումով: Ուստի ծառերի միջբնային տարածության հողամշակ մեքենաների համակարգում անհրաժեշտ է առավել մանրակրկիտ վերլուծության ենթարկել ուղղաձիգ պտտման առանցքով ֆրեզներով համալրված արտաշարժ հատվածամասերի կառուցվածքային և տեխնոլոգիական սկզբունքային լուծումները:

1.2. Ուղղաձիգ պտտման առանցքով ֆրեզներով համալրված արտաշարժ հատվածամասերի կառուցվածքային և տեխնոլոգիական լուծումների համեմատական վերլուծություն

Այգիների միջբնային և մերձբնային տարածությունների մշակման ուղղաձիգ պտտման առանցքով ֆրեզների կիրառումը թվագրվում է նախորդ դարի 60-ական թվականներից: Այդ նպատակով մշակված առաջին

մեքենաները նախատեսված էին կատարելու միայն մերձբնային տարածության մշակում՝ անմշակ թողնելով այգու միջբնային գոտին: Բնականաբար, մերձբնյա տարածքի մշակության տեխնոլոգիական գործընթացը կրում էր ընդհատ բնույթ, այսինքն իրականացվում էր առանձին փուլերով [84]: Միջբնային գոտու ամբողջական մշակումը՝ ագրեգատի անընդհատ շարժման պայմաններում, հնարավոր դարձավ ռոտացիոն բանող օրգաններով համալրված արտաշարժ հատվածամասերի կիրառման շնորհիվ:

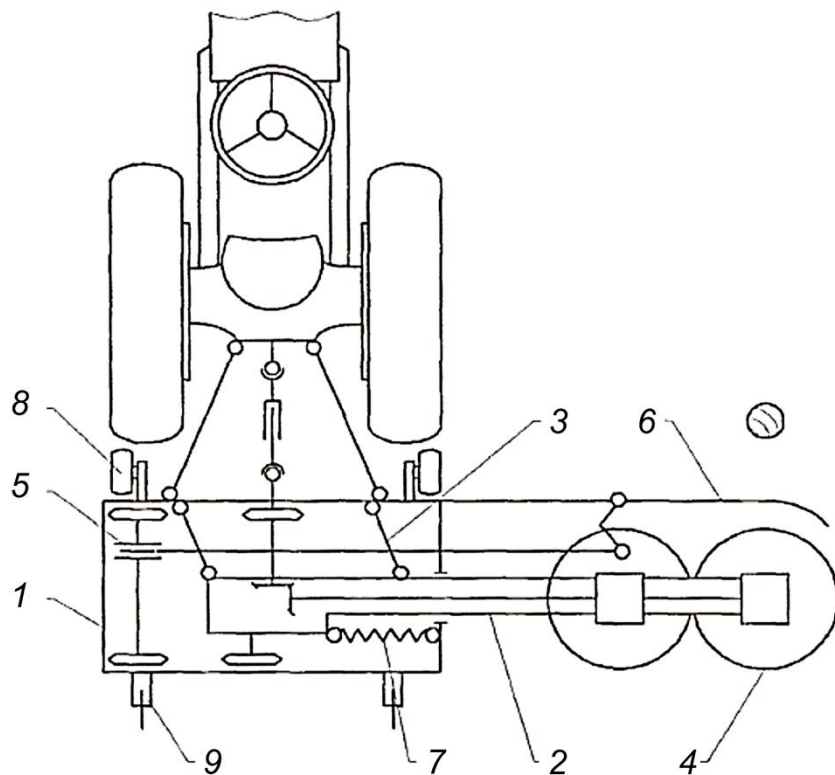
Կախված ծառաբնի շրջանցման եղանակից, արտաշարժ հատվածամասերով համալրված հարմարանքները կարելի է բաժանել երեք տիպի՝ Լայնական-տեղափոխվող, շառավղային-տեղափոխվող և պտտվող:

Ծառերի միջբնային տարածությունների մշակման Լայնական-տեղաշարժվող բանող օրգաններով համալրված մեքենաների համակարգում կարելի է նշել արևմտագերմանական Bernarg Krone Ֆիրմայի արտադրած HUMUS հողի ռոտացիոն փխրիչը (նկ. 1.3): Յարկ ենք համարում այդ մեքենայի կառուցվածքն ու գործողության սկզբունքը ներկայացնել մանրամասն:

Մեքենան բաղկացած է տրակտորի հետին կախոցին ամրացվող շրջանակից (1), քառօղակ մեխանիզմի (3) միջոցով շրջանակին միացված Լայնական շարժական հեծանից (2), և շրջանակի հարթության նկատմամբ հեծանի հորիզոնական դիրքն ապահովող ուղղորդիչներից: Լայնական հեծանը իրենից ներկայացնում է մեկ միջանկյալ և երկու եզրային ռեդուկտորներով տելեսկոպիկ միացություն: Ծղթայավոր փոխանցմամբ կցորդիչը (5) և շոշափոցը (6) նախատեսված են բանող օրգաններով (4) հեծանի ավտոմատ հեռացումը ծառաբնին ցիրականացնելու համար: Ծառաբնի շրջանցումից հետո հեծանին ամրակցված բանող օրգանների սկզբնական դիրքին վերադարձը կատարվում է երեք ձգման գսպանակների (7) օգնությամբ:

Տեխնոլոգիական գործընթացի իրականացումը HUMUS մեքենայով ընթանում է հետևյալ կերպ. ծառաբնին մոտենալու պահին շոշափոցը (6) հավելով, ճկվում է և մետաղյա ճոպանի օգնությամբ միացնում է կցորդիչը, որը շղթայավոր փոխանցման

միջոցով իրականացնում է հեծանի (2) և բանող օրգանների (4) տեղաշարժը ծառաբնի նկատմամբ դեպի ձախ: Լայնական հեծանի տեղաշարժի մեծություները կախված է շոշափոցի ճկման աստիճանից: Ծառաբնի շրջանցումից հետո զսպանակի (7) ազդեցությամբ, շոշափոցը կրկին վերադառնում է իր սկզբնական դիրքին, կցորդիչն անջատվում է և ձգման զսպանակների միջոցով Լայնական հեծանը առաջանում է դեպի ծառերի միջշարքային գոտի: Հողի փխրեցման խորությունը կարգավորվում է շրջանակի (1) նկատմամբ հենարանային անիվների (8) տեղակայման բարձրության փոփոխումով:



Նկ.1.3. Մեխանիկական գործողության Լայնական-տեղաշարժով բանող օրգաններով HUMUS մեքենայի սխեման. 1-շրջանակ, 2-լայնական հեծան, 3-քառօղակ մեխանիզմ, 4-ուղղաձիգ առանցքով ֆրեզ, 5-կցորդիչ, 6-շոշափոց, 7-զսպանակ, 8-անիվ, 9-սկավառակ:

Ծարքի մշակման վերջում ագրեգատը շրջադարձվում է և շարժվելով հակառակ ուղղությամբ, մշակում է միջբնային գոտու հարակից չմշակված գոտին:

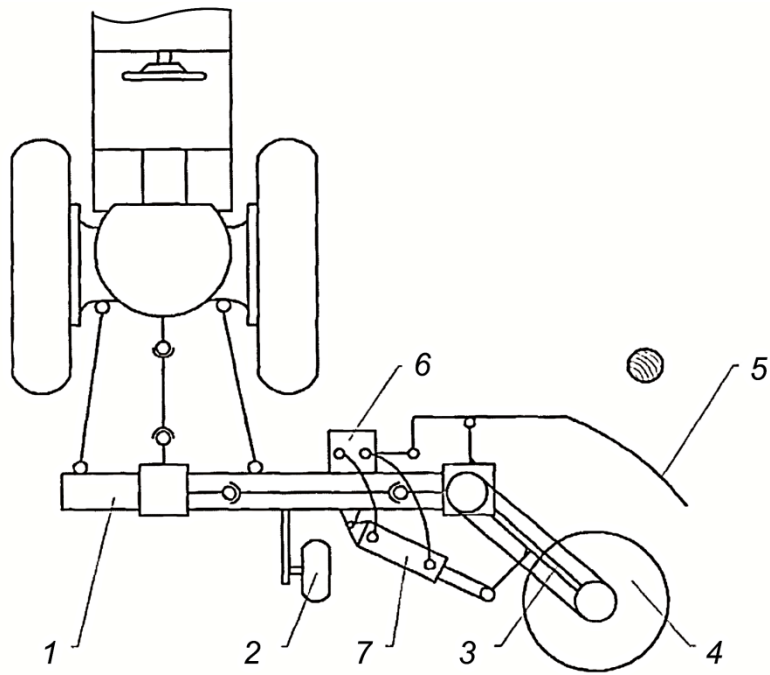
Ոչ մեծ անվավոր տրակտորի հետ ագրեգատավորված HUMUS ռոտացիոն կուլտիվատորը իր բարձր շարժունակության շնորհիվ հարմար է փոքր միջշարքային և միջբնային հեռավորություններով այգիներում աշխատելու համար [58]:

Այգեգործական այլ ֆրեզների հետ համեմատական փորձարկումների արդյունքում պարզվեց, որ HUMUS ռոտացիոն կուլտիվատորը չի ապահովում մոլախոտային բուսականության ամբողջական ոչնչացում, հատկապես արմատային մոլախոտերի առկայության դեպքում [36, 79]: Մեքենայի փորձարկման ակտում նշված է, որ շոշափոցի թեքման ուժը ծառաբնից հասնում է մինչև 3,2 կգ-ի, իսկ նշված տիպի մեքենաների նկատմամբ հաստատված տեխնիկական պահանջների համաձայն՝ ծառաբնի կեղևը չվնասելու նկատառումներով, ծառերի հետ շփվող հարմարանքներում դրանց կողմից ծառաբնի վրա առաջացող բեռնվածությունները չպետք է գերազանցեն 50 Ն: Մեքենայի թերություններինց է նաև արտաշարժ բանող օրգանների մեծ իներցիոն զանգվածը, որն իրեն զգացնել է տալիս հատկապես միջբնային տարածություններինց դրանք դուրս հանելու և կրկին ներս մտցնելու ցիկլի ընթացքում: Աշխատանքի ընթացքում նշված երևույթը հանգեցնում է մեքենայի հանգույցներում լայնական տատանումների առաջացման և ագրեգատի դինամիկական կայունության վատթարացման: Համակարգի կայունացման նպատակով շրջանակի հետևամասում տեղակայված են երկու անվասկավառակներ (9), որոնք աշխատանքի ընթացքում խրվելով հողի մեջ, որոշ չափով նվազեցնում են տատանումները:

Գյուղատնտեսական մեքենաշինության մեջ հիդրոշարժաբերվող համակարգերի ներդրման շնորհիվ երևան եկան մեքենաներ, որոնց արտաշարժ հատվածամասերի տեղաշարժը հնարավոր էր իրականացնել հիդրոմեխանիկական համակարգերով: Նման սկզբունքով աշխատող մեքենաների շարքում հիշատակության է արժանի Ի.Վ.Միչուրինի անվան ВНИИС-ում մշակված ուղղաձիգ պտման առանցքով ФС-0,6 այգեգործական ֆրեզը (նկ. 1.4):

Ծառավղային-տեղափոխվող հատվածամասերով համալրված ФС-0,6 այգեգործական մեքենայով կատարվող միջբնային

տարածու թյուղների մշակման տեխնոլոգիական գործընթացի տարրերը գրեթե համանման են վերը հիշատակված լայնական-տեղաշարժով բանող օրգաններով արտաշարժ հատվածամասերով համալրված մեքենաների աշխատանքին: Տարբերու թյուղնը կայանում է նրանում, որ շոշափոցը (5) թեքվելով, ազդում է 6 հիդրոբաշխիչի մղակի վրա: Վերջինիս զբաղեցրած դիրքով է պայմանավորված, թե 7 հիդրոզլանի օգնությամբ բանող օրգանները մտցվում թե դուրս են բերվում միջբնային տարածու թյուղնից:



Նկ.1.4. Հիդրոմեխանիկական համակարգով կառավարվող և շարավղային-տեղաշարժով արտաշարժ հատվածամասով $\Phi C-0,6$ մեքենայի սխեման. 1-լայնական հեծան, 2-հենարանային անիվ, 3-արտաշարժ հատվածամաս, 4-նղղածի գառանցքով ֆրեզ, 5-շոշափոց, 6-հիդրոբաշխիչ, 7-հիդրոզլան:

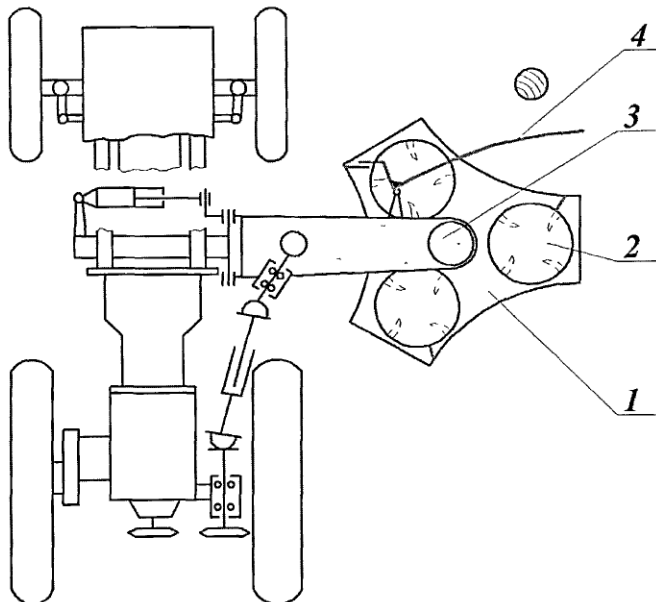
Հարկ է նշել, որ հիդրոհամակարգով կառավարվող հարմարանքների աշխատանքը գերծ չէ որոշ էական թերու թյուղններից: Մասնավորապես, ագրեգատավորող տրակտորներում հիմնականում բացակայում են հարմարանքի հիդրոհամակարգը գործարկելու համար անհրաժեշտ արտադրողականության հիդրոպոմպեր, ինչն առանձին դեպքերում հանգեցնում է տրակտորների վրա ավտոնոմ հիդրոհամակարգի

տեղակայման անհրաժեշտության: Նշված հանգամանքը ոչ միայն մեծացնում է հարմարանքի գինը և մետաղատարությանը, այլ և այն դարձնում է նվազ հուսալի: Բացի այդ, բանող օրգանների իներցիոնության պատճառով հիդրոհամակարգի միջոցով դրանք միջբնային գոտի են մտնում բավականին դանդաղ, որի արդյունքում ծառի մերձբնյա գոտու զգալի մակսը մնում է անմշակ: Նկատի ունենալով նաև բանող օրգանների շարժման պարբերականությունը, միջբնային տարածություններ մտցնող և դուրս հանող հիդրոհամակարգի անընդհատ անջատումն ու միացումը հանգեցնում են վերջինիս աշխատանքային հեղուկի տաքացմանն ու աշխատանքային ռիթմի խաթարմանը:

Ամփոփելով պողատու այգիների միջբնային տարածությունների մշակման մեքենաների կառուցվածքային և տեխնոլոգիական թերությունները, պետք է փաստել, որ ինչպես մեխանիկական, այնպես էլ հիդրավլիկ կառավարող օրգանների առկայությունը պատճառ են դառնում մեքենայի ընդհանուր հուսալիության վատթարացման: Նշված հանգամանքներով է պայմանավորված ոլորտի մասնագետների ձգտումը նշված մեքենաների կառուցվածքում բանող օրգանները ստիպողաբար շարք մտցնող և դուրս հանող մեխանիզմների՝ մեխանիկական, պնևմո-հիդրավլիկ, էլեկտրական, օգտագործման հրաժարվելը:

Որպես առանց լրացուցիչ օրգանով կառավարվող ֆրեզների օրինակ կարելի է հիշատակել ֆրանսիական DECAVALSOR ֆիրմայի ռոտացիոն կոնլտիվատորը և իտալական BELTON ֆիրմայի ֆրեզը: Նշված հարմարանքների աշխատանքի հիմքում ընկած է հողի դիմադրության ուժից առաջացող ռեակտիվ մոմենտի օգտագործումը, որի շնորհիվ բանող օրգանները ծառաբնի շրջանցումից հետո կրկին ներքաշվում են մշակման տեխնոլոգիական գոտի: Նշված հարմարանքներում ֆրեզների պտտման ուղղությունը ընտրվում է այնպես, որ ֆրեզների դիմադրության ռեակտիվ մոմենտները ոչ թե փոխադարձաբար չեզոքացվեն, այլ գումարվեն միմիանց, որի արդյունքում պտտվող հատվածամասը գումարային ռեակտիվ մոմենտի ազդեցության տակ ձգտում է շրջանցել ծառաբունը:

Իտալական BELTON ֆիրմայի ֆրեզի ընդհանուր տեսքը ներկայացված է նկ. 1.5-ում: Բանող օրգաններն իրենցից ներկայացնում են ուղղաձիգ պտտման առանցքով L-առիպ, ներս թեքված դանակներով ֆրեզներ (2), որոնք հավաքված են հարթակի (1) վրա: Հարթակը հողակապային միացությամբ ամրացված է պտտման առանցքի (3) վրա, որի նկատմամբ պտույտը արգելափակվում է ազդանշանային շոշափոց (4) ունեցող մեխանիզմի միջոցով: Այն պահին, երբ ագրեգատի համընթաց շարժման ընթացքում շոշափոցը հավում է ծառաբնին, արգելափակումը անջատվում է և հողի ռեակցիայի ազդեցությամբ հարթակը 120° -ով պտտվում է առանցքի (3) նկատմամբ, որի ընթացքում հարթակին ամրացված ֆրեզները մշակում են մերձբնային հողը:



Նկ. 1.5. Ծառերի միջբնային տարածություններում հողի մշակման երեք ռոտորանի հարմարանքի (BELTON) ընդհանուր տեսքը.

- 1 – պտտվող հարթակ, 2 – ուղղաձիգ պտտման առանցքով ֆրեզ,
3 – կախոցի առանցք, 4 – արգելափակման մեխանիզմի շոշափոց:

Նշված բոլոր հարմարանքներում, որոնք աշխատանքի ընթացքում ծառաբնի շրջանցման համար օգտագործում են հողի հակազդման ուժը, առկա է մի շատ էական թերություն, որը պայմանավորված է այն կարծիքով, որ հարթակի պտտման անկյունային արագությունը կախված է հողի ամրությունից: Եվ

քանի որ վերջինս բավականին անհամասեռ է, ուստի այդ անհամասեռության հետևանքով որոշակի սահմաններում փոփոխվում է նաև հարթակի պտտման անկյունային արագությանը, որը թույլ է չի տալիս այն համաձայնեցնել ագրեգատի համընթաց շարժման արագության հետ: Արդյունքում ոչ միայն խախտվում է ռոտացիոն բանող օրգանների աշխատանքը բնութագրող կարևորագույն պարամետրը՝ կինեմատիկական ցուցիչը ($\lambda = \omega R/V_w$, որտեղ ωR -ը Φ րեզիդանակի անկյունային արագությանն է, V_w -ն՝ ագրեգատի համընթաց շարժման արագությանը), այլև բանող հատվածամասի ուղացումով և ոչ բավարարչակի պտույտի հետևանքով այն հարվածում է ծառաբնին՝ կեղևին պատճառելով անթույլատրելի վնասվածքներ:

1.3. Ակտիվ գործողության բանող օրգանների պարամետրերի և աշխատանքային բանելակարգի օպտիմալ սցենարի ժամանակակից տեսությունների վերլուծությունը

Ուղղաձիգ պտտման առանցքով ռոտացիոն բանող օրգանների և աշխատանքային բանելակարգի պարամետրերի հիմնավորմանը նվիրված ժամանակակից տեսությունները բավականին սուղ են, որի պատճառը հավանաբար դրանց սահմանափակ կիրառությունն է: Միևնույն ժամանակ՝ հողի մշակման տեխնոլոգիական որակի տեսանկյունից, հորիզոնական և ուղղաձիգ պտտման առանցքներով Φ րեզների աշխատանքային գործընթացների համեմատությամբ բացահայտվում է, որ հորիզոնական պտտման առանցքով Φ րեզներն օժտված են որոշ առավելություններով՝ հատկապես մոլախտային բուսականության լիարժեք ոչնչացման տեսանկյունից: Սակայն հատուկ տեխնոլոգիական գործընթացների կատարման ժամանակ՝ ինչպիսիք են օրինակ, խաղողի և պտղատու այգիների միջվազային և միջբնային տարածությունների մշակումը, որտեղ բանող օրգանը պարբերաբար մտնում և դուրս է գալիս շարքի առանցք, ուղղաձիգ պտտման առանցքով Φ րեզների առավելություններն անհերքելի են հորիզոնական պտտման առանցքով Φ րեզների համեմատությամբ:

Ուղղաձիգ պտտման առանցքով Φ րեզներն իրենց կառուցվածքի պարզության և շահագործական հուսալիության շնորհիվ

հնարավորություն են տալիս նաև զգալիորեն պարզեցնելու կոշտ արգելքների շրջանցումն իրականացնող մեխանիզմի կառուցվածքը: Ի տարբերություն այլ ռոտացիոն հողամշակ բանող օրգանների, ուղղաձիգ պտտման առանցքով ֆրեզներն ունեն փոքր մետաղատարություն և տեխնոլոգիական գործընթացի իրականացման ցածր էներգաձախումներ: Վերջինս պայմանավորված է այն հանգամանքով, որ սրանց մոտ բացակայում է կտրող դանակների պարապ ընթացքը, քանի որ ամբողջովին գտնվում են հողային զանգվածում:

Չնայած տեխնոլոգիական գործընթացի իրականացման սկզբունքային տարբերություններին, թե ուղղաձիգ, և թե հորիզոնական պտտման առանցքով ֆրեզներն ունեն կառուցվածքային և տեխնոլոգիական որոշ նմանություններ, որը թույլ է տալիս վերջինիս պարամետրերի օպտիմալացման հաշվարկի տեսությունը՝ որոշ սահմանափակումներով, կիրառել առաջարկվող նոր սկզբունքով աշխատող մեքենայի համակարգային ձևավորման խնդիրներում:

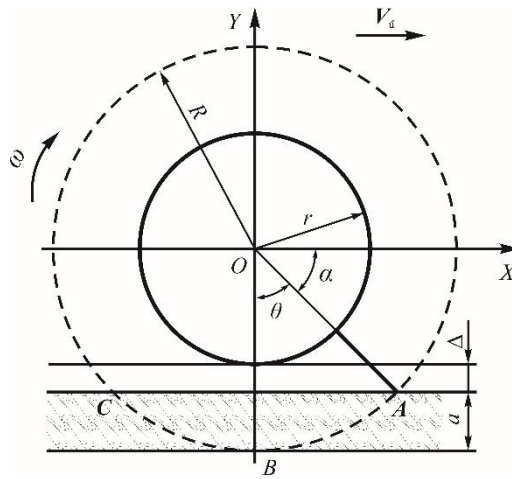
Կինեմատիկական տեսանկյունից ուղղաձիգ և հորիզոնական պտտման առանցքով ֆրեզներին հատուկ են որոշակի նմանություններ՝ դանակների որոշակի անկյան տակ պտտման սահմաններում: Այսպես, հորիզոնական պտտման առանցքով ֆրեզը տեխնոլոգիական գործընթացն իրականացնում է երկայնական ուղղաձիգ XZ հարթության մեջ, դանակի ընթացքի որոշակի խորությամբ՝ $a = (R - r) - \Delta$, որտեղ R -ը դանակի սայրի պտտման շառավիղն է, r -ը՝ թմբուկի շառավիղը, Δ -ն՝ տեխնոլոգիական բացակը թմբուկի և դաշտի մակերևույթի միջև (նկ. 1.6): Ընդ որում, հողի կտրման գործընթացը հորիզոնական պտտման առանցքով ֆրեզն իրականացնում է դանակի զբաղեցրած $\theta = (\pi/2 - \alpha) \dots \pi/2$ անկյան միջակայքում՝ շարժման հետագծի գոտում, որտեղ α -ն՝ X -երի առանցքի և դանակի ու դաշտի մակերևույթի հպման կետով անցնող OA ուղղի միջև կազմված անկյունն է: Համաձայն սխեմայի (նկ.1.6), դանակի և հողի կոնտակտի անկյունը կլինի.

$$\cos \theta = (R - a) / R:$$

Դանակի շարժման հետագծի BC գոտում դանակը լրացուցիչ խառնում է արդեն փխրեցված հողը, իսկ CA աղեղի հատվածում կատարում է պարապ ընթացքով պտույտ: Փաստորեն, հորիզոնական պտման առանցքով ֆրեզների դանակի և հողի փոխազդեցության գոտին ընդգրկում է $A\bar{B}C \cdot b$ ծավալը, որտեղ b – ն կտրվող հողային տաշեղի լայնությունն է:

Ուղղաձիգ և հորիզոնական պտման առանցքով ֆրեզների գործողության սկզբունքներն ունեն որոշակի տարբերություններ: Մասնավորապես, ուղղաձիգ պտման առանցքով ֆրեզների դանակները պտտվում են ուղղաձիգ հարթության մեջ, մշակության խորությունը աշխատանքի ողջ ընթացքում մնում է հաստատուն և կախված է միայն դանակի երկարությունից, վերջինս մշտապես գտնվում է հողային միջավայրում, տաշեղագոյացման գոտին ընդգրկում է դանակի պտման կես պարբերությունը, իսկ հաջորդ կիսապտույտի ընթացքում դանակն ընթանում է արդեն իսկ փխրեցված հողային միջավայրում: Այս խնդրի լուծմանը կանդիդատանք աշխատանքի տեսական հետազոտությունների բաժնում:

Այդուհանդերձ, հորիզոնական և ուղղաձիգ պտման առանցքով ֆրեզների տեխնոլոգիական գործընթացներում կան որոշակի նմանություններ: Մասնավորապես, խոսքը վերաբերվում է տաշեղագոյացման գործընթացին, դանակի շարժման հավասարումներին, կտրված հողային տաշեղի մակերեսի և ծավալի միջև կապին, կտրման անկյան օպտիմալ արժեքների հիմնավորմանն ու այլ ընդհանրություններին:



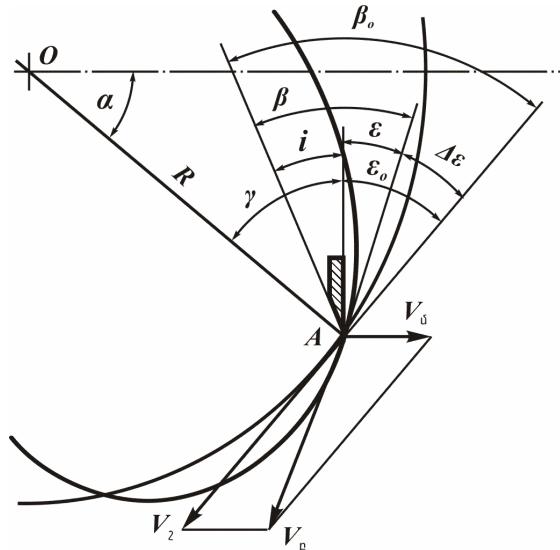
Նկ. 1.6. Հորիզոնական պտտման առանցքով ֆրեզի տեխնոլոգիական գործընթացի ակտիվ և պասսիվ գործողությունների գոտիների մեկնաբանման սխեմա:

Ռոտացիոն բանող օրգանների տեխնոլոգիական գործընթացի կատարման էներգետիկ ծախսումների նվազեցման տեսանկյունից դանակի տեղակայման օպտիմալ անկյան որոշումն ունի կարևոր նշանակություն: Կատարենք այդ խնդրի լուծմանը նվիրված որոշ հայտնի հետազոտությունների վերլուծություն:

Դանակի տեղակայման անկյան հիմնավորումների թերությունների մեթոդաբանական կողմերը բացահայտելու նպատակով օգտվենք Ի. Մ. Պանովի [61] կողմից առաջարկված ռոտացիոն մեքենաների դանակների տեղակայման և կտրման անկյունների որոշման սխեմայից (նկ.1.7), ինչպես նաև դանակի տեղակայման անկյան որոշման սխեմայից (նկ.1.8), որում հաշվի է առնված նաև դանակի թևի լայնությունը:

Անկախ գործողության սկզբունքից՝ հորիզոնական թեռնողաձիգ պտտման առանցքով, աշխատանքի ընթացքում ֆրեզի դանակն անընդհատ փոփոխում է իր դիրքը շարժման հետագծի նկատմամբ (այն իրենից ներկայացնում է երկարացված ցիկլոիդ), որով պայմանավորված փոփոխվում է նաև դանակի կտրման անկյունը՝ ε : Այն իր հերթին անմիջականորեն կախված է դանակի տեղակայման անկյունից՝ γ : Ուստի դանակի տեղակայման անկյունը թմբուկի սկավառակի նկատմամբ անհրաժեշտ է ընտրել խտորեն

հիմնավորված, քանի որ կտրման անկյան մեծ արժեքների դեպքում (նկ. 1.7), դանակը հետագծի որոշ տեղամասերում թիկունքով տրորում է դեռևս չմշակված հողը՝ առաջացնելով լրացուցիչ քարշայիև դիմադրություն, իսկ փոքր արժեքների դեպքում աճում է էներգիայի ծախսը հողի կտրման և տաշեղի շարժման վրա:



Նկ. 1.7. Ռոտացիոն մեքենայի դանակի տեղակայման և կտրման անկյունների որոշման սխեմա (ըստ Ի. Մ. Պանովի):

Կտրման անկյունը կազմված է դանակի կանգնակի և շարժման հետագծին տարված շոշափողի միջև (նկ.1.7), β -ն կտրման առջևի անկյունն է (հետագծին տարված շոշափողի և դանակի սրման հարթության միջև), β_0 -ն և ϵ_0 -ն՝ առջևի և ետին կտրման անկյունները՝ կազմված դանակի առջևի և ետին պատերի և R շառավղով շրջանագծին տարված շոշափողով, i -ն՝ դանակի սրման անկյունը, $\Delta\epsilon$ -ը՝ շրջանագծի և դանակի շարժման հետագծին տարված շոշափողների միջև կազմված անկյունը:

Չամաձայն նկ. 1.7 – ի [61].

$$\left. \begin{aligned} \epsilon &= \epsilon_0 - \Delta\epsilon, \\ \beta &= \beta_0 - \Delta\epsilon, \\ \beta &= \epsilon + i, \\ \beta_0 &= \epsilon_0 + i: \end{aligned} \right\} \quad (1.1)$$

Ակնհայտ է, որ կտրման առջևի և ետին անկյունները թմբուկի մեկ պտույտի ընթացքում փոփոխվում են $\Delta\varepsilon$ չափով: Յետևաբար [61].

$$\operatorname{tg} \Delta\varepsilon = \frac{V_{\delta} \cos \alpha}{V_2 \mp V_{\delta} \sin \alpha} = \frac{\cos \alpha}{\lambda \mp \sin \alpha},$$

կամ

$$\Delta\varepsilon = \operatorname{arctg} \frac{\cos \alpha}{\lambda \mp \sin \alpha}, \quad (1.2)$$

որտեղ V_{δ} – ըմբենայի համընթաց շարժման արագությունն է,

$V_2 = \omega R$ – ըմբենակի շրջագծային արագությունը,

$\alpha = \omega t$ – ն՝ դանակի պտտման անկյունը,

ω – ն՝ անկյունային արագությունը:

Յամաձայն (1.1) հավասարումների համակարգի, ε և β անկյունները կունենան նվազագույն արժեք $\Delta\varepsilon$ -ի առավելագույն արժեքի դեպքում: (1.2) հավասարման մասնակի ածանցյալն ըստ α -ի հավասարեցնելով զրոյի, ստացվել է α -ի այն արժեքը, որի դեպքում $\Delta\varepsilon \rightarrow \max$: Ածանցման արդյունքում α – ի համար ստացվում է երկու արժեք.

$$\alpha_1 = \arcsin\left(\pm \frac{1}{\lambda}\right) \quad \text{և} \quad \alpha_2 = \pi - \arcsin\left(\pm \frac{1}{\lambda}\right)$$

Ստացված անկյուններով դանակի պտույտի ընթացքում դանակի սայրի հետհամընկնող A կետը կհայտնվի O' ակնթարթային կենտրոնի հարթության մեջ: Կտրման առջևի և ետին անկյունների փոփոխման առավելագույն տիրույթի համար Պանովն ստացել է հետևյալ հավասարումը [61].

$$\Delta\varepsilon_{\max} = \operatorname{arctg} \frac{1}{\sqrt{\lambda^2 - 1}}: \quad (1.3)$$

Օգտվելով վերջին արտահայտությունից, Ի. Մ. Պանովը որոշում է դանակի տեղակայման անկյան նվազագույն այն արժեքը՝ γ_{\min} – ը, որի դեպքում հաշվի չի առնվում դանակի լայնությունը (նկ.1.8).

$$\gamma_{\min} = \frac{\pi}{2} - \operatorname{arctg} \frac{1}{\sqrt{\lambda^2 - 1}}: \quad (1.4)$$

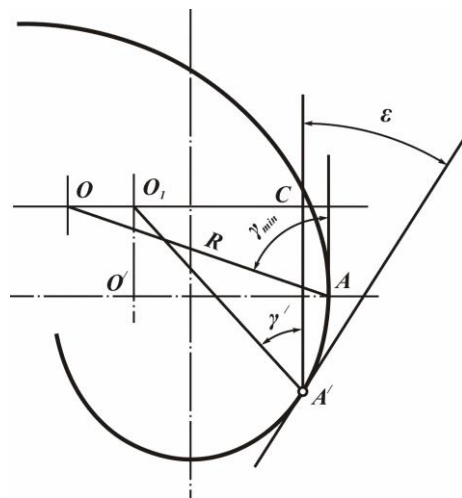
Դանակի տեղակայման անկյան որոշման նպատակով Պ. Մ. Վասիլենկոն՝ համաձայն նկ. 1.9-ում պատկերված սխեմայի, առաջարկում է հաշվարկի հետևյալ բանաձևը.

$$\varepsilon = \arctg \frac{\left(R - R_1 \cos \frac{2b}{R + R_1} \right) \left[R - \frac{V_{\delta}}{V_2} (R - h) - \frac{V_{\delta}}{V_2} R_1 \sqrt{R^2 - (R - h)^2} \sin \frac{2b}{R + R_1} \right]}{R_1 \sin \frac{2b}{R + R_1} \left[R - \frac{V_{\delta}}{V_2} (R - h) + \frac{V_{\delta}}{V_2} \sqrt{R^2 - (R - h)^2} \left(R - R_1 \cos \frac{2b}{R + R_1} \right) \right]}:$$

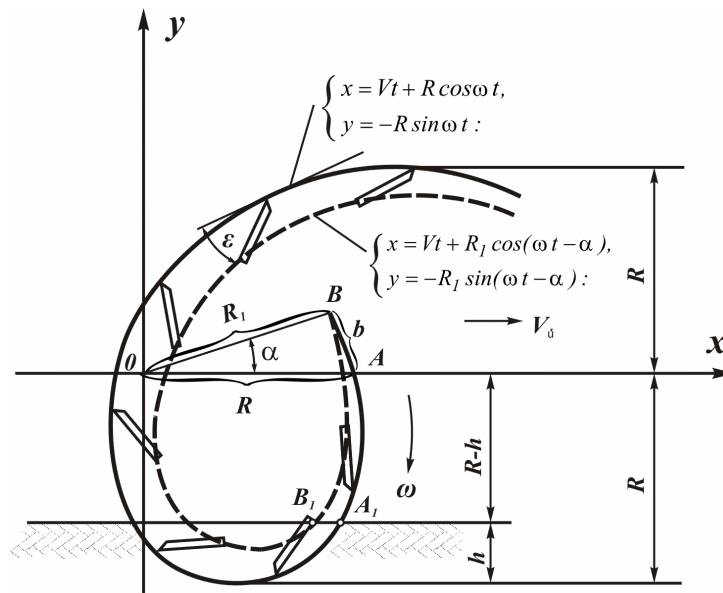
Քննադատելով Պ. Մ. Վասիլենկոյի [14] հաշվարկի բանաձևը՝ դրա խրթինության և կիրառական աննպատակահարմարության տեսանկյուններից, Ի. Մ. Պանովն իր հերթին առաջարկում է մոտավոր հաշվարկի բանաձև, որտեղ հաշվի է առնվում նաև դանակի թևի լայնությունը (նկ.1.8).

$$\gamma_1 = \arccos \left(\frac{l}{\lambda} + \frac{\ell}{2R} \right): \quad (1.5)$$

որտեղ ℓ –ը դանակի թևի լայնությունն է:



Նկ. 1.8. Դանակի թևի լայնության հաշվի առումով դանակի տեղակայման անկյան որոշման սխեմա:



Նկ. 1.9. Ռոտացիոն բանող օրգանի դանակի թիկու նքի կետերի շարժման հետագիծը (ըստ Պ.Մ. Վասիլենկոյի):

Վերջին բանաձևերի օգտագործումը պտղատու այգիների միջբնային տարածության մշակության ուղղաձիգ պտտման առանցքով ֆրեզի դանակի տեղակայման անկյան հաշվարկի համար կարծում ենք նպատակահարմար է գործընթացի տեխնոլոգիական տարբերությունների պատճառով: Սակայն այդ արտահայտությունների ստացման մոտեցումը մեթոդապես կօգնի առաջադրված խնդիրը առավել ճշգրիտ տեղանկով լուծելուն:

Ռեժային վերլուծության վերաբերյալ դիտարկվող խնդիրները հիմնականում իրենց լուծումներն ստացել են հորիզոնական առանցքով ֆրեզների աշխատանքի հետազոտություններով, ուղղաձիգ պտտման առանցքով ֆրեզների վերաբերյալ տեսական-գիտափորձական աշխատանքների արդյունքները անբավարար են:

Տեսական հետազոտությունների այն մասը, որոնք վերաբերում են ուղղաձիգ պտտման առանցքով ֆրեզներին, հիմնականում նվիրված են հողային տաշեղի կտրմանն ու դեֆորմացիային, և դանակի ու հողի միջև շփման դիմադրությունների հարցերի լուսաբանմանը: Տաշեղի դանակի թևով պրկման, ուղղաձիգ կանգնակով առի կտրման, տաշեղի փխրեցման և հողային զանգվածին որոշակի արագության հաղորդման դիմադրությունները, որոնք դիտարկված են տարբեր կառուցվածքի ֆրեզների

հետազոտությունների ընթացքում [5, 8, 10, 11, 14, 18, 23, 30, 49, 51, 52, 69, 32, 41], մեր առջև դրված խնդրի լուծման համար պիտանի չեն հայտնի պատճառներով: Մեթոդական տեսակետից պետք է օգտվենք Վ. Պ. Գորյաչկինի [17], Վ.Վ. Մելիխովի [43], Ի.Մ. Պանովի կատարած հետազոտությունների որոշ մասից [53], Յ. Բերնացկու [76, 77], Վ. Չոնեի [85, 86] հետազոտությունների արդյունքներից:

Ռոտացիոն բանող օրգանների վրա հողի դիմադրության արդյունարար ուժը ձևավորվում է մի շարք բաղադրիչներից՝ տաշեղի կտրման դիմադրություն հորիզոնական և ուղղահայաց հարթություններում համապատասխանաբար դանակի թևով և կանգնակով, հողի փխրեցման և մշակված հողազանգվածին որոշակի արագության հաղորդման դիմադրություններ: Նշված բաղադրիչների առանձին-առանձին որոշումը կապված է լրջագույն դժվարությունների հետ, ուստի Ի. Մ. Պանովը օգտվում է գութանի քարշային դիմադրության որոշման՝ Վ. Պ. Գորյաչկինի կողմից մշակված ռացիոնալ բանաձևից.

$$P = P_{2\phi} + P_{կտ} + P_{2պ}, \quad (1.6)$$

որտեղ $P_{2\phi}$ –ն հողի և դանակի միջև առաջացած շփման դիմադրությունն է,

$P_{կտ}$ –ն՝ տաշեղի կտրման և փխրեցման դիմադրությունը,

$P_{2պ}$ –ն՝ տաշեղին կիսետիկ էներգիա հաղորդելու վրա ծախսված դիմադրությունը:

Քանի որ, ինչպես նշեցինք վերևում, ուղղահիգ պտտման առանցքով ֆրեզների դանակները ողջ տեխնոլոգիական գործընթացն իրականացնում են ամբողջությամբ հողազանգվածով շրջափակված պայմաններում, ուստի կարծում ենք, որ (1.6) արտահայտության վերջին բաղադրիչը՝ $P_{2պ}$ –ն, կարելի է անտեսել:

Կատարենք այդ խնդրի լուծմանը վերաբերող որոշ հետազոտողների՝ Վ.Ի. Վինոգրադովի [15], Ա.Ն. Գուդկովի [19], Ա.Գ. Դալինի և Ա.Վ. Պավլովի [21], Վ.Վ. Կացիգինի [33], Վ.Ա. Յուզբաշևի [53], Յ. Բերնացկու [75], Ջ. Լուցիուսի [81], Վ. Չոնեի [86], Ի.Ի. Գուրենի [20], աշխատանքների արդյունքների համառոտվերլուծություն:

Դիտարկելով ռոտացիոն դանակներով տաշեղի կտրման գործընթացը, Ի. Մ. Պանովն այն նմանակում է խոփավոր գուլթաններով առի կտրման գործընթացին՝ հաշվի առնելով, որ ի տարբերություն նշված գործընթացի, ֆրեզման դեպքում տաշեղի կտրումն իրենից ներկայացնում է փոփոխական հաստությամբ հողաշերտի անջատումով տաշեղագոյացման գործընթաց, և կտրման ուժի ու դրավրա ծախսված աշխատանքի որոշման համար առաջարկում է հետևյալ բանաձևերը [61].

$$\left. \begin{aligned} P_{կտ} &= k_{կտ} S b \sin \alpha, \\ A_{կտ} &= k_{կտ} a b S. \end{aligned} \right\} \quad (1.7)$$

որտեղ $P_{կտ}$ – ն տաշեղի կտրման դիմադրությունն է,

$k_{կտ}$ – ն՝ կտրման տեսակարար դիմադրության գործակիցը,

S – ը՝ դանակի մատուցումը ($S = 2\pi R / \lambda Z$),

R – ը՝ դանակի սայրի պտտման շառավիղը,

Z – ը՝ դանակների քանակը,

λ – ն՝ ռոտացիոն մեքենայի կինեմատիկական պարամետրը ($\lambda = \omega R / V_{գ}$),

b – ն՝ կտրվող տաշեղի լայնությունը,

a – ն՝ մշակման խորությունը,

α – ն՝ դանակի պտտման համապատասխան անկյունը,

$A_{կտ}$ – ն՝ առանձին տաշեղի կտրման աշխատանքը:

Հողամշակ ֆրեզների տեխնոլոգիական գործընթացի ուժային վերլուծության նպատակով կարևոր է նաև որոշակիացնել բանող օրգանի վրա ազդող ուժերի քանակական և որակական բնութագրերը: Այդ նպատակով կատարենք ուղղաձիգ պտտման առանցքով ֆրեզի տեխնոլոգիական գործընթացի հետ համադրելի հետազոտությունների վերլուծություն, որի համար օգտվենք Ի.Մ. Պանովի, Վ. Ա. Յուզբաշևի, Ա.Դ. Դալինի, Վ. Չոնեի, Յ. Բերնացկու, Վ.Պ. Պավլովի աշխատանքներից:

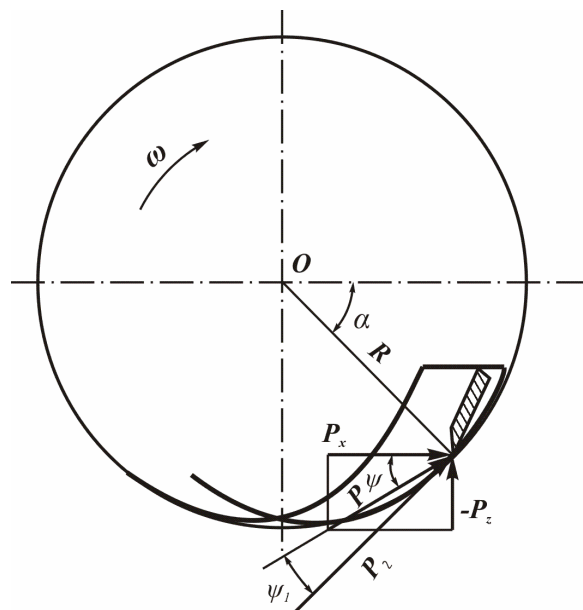
Նշված հեղինակների աշխատանքներում արտահայտված հորիզոնական պտտման առանցքով ֆրեզների հաշվարկի

տեսությունները և ավագույնս վերլուծված և ամփոփ ներկայացված են Ի. Մ. Պանովի աշխատանքներում [52, 61]:

Նշված հետազոտություններում ընդունվում է, որ ռոտացիոն դանակի վրա ազդող ուժերի P համագործ թմբուկի շրջանագծի շոշափողից շեղված է որոշակի ψ_1 անկյան չափով (նկ.1.10), ըստ որի, համագործ ուժի հորիզոնական և ուղղահիգ բաղադրիչները համապատասխանաբար հավասար են. $P_x = P \cos \psi$, $P_z = P \sin \psi$: Բնականաբար դիմադրության մոմենտը P համագործից կլինի $M_\eta = PR \cos \psi$, որը հակակշռում է ֆրեզի պտտող մոմենտին՝ $M_{պտ} = P_2 R$, որտեղ P_2 -ն դանակի վրա ազդող շրջագծային ուժն է:

Չեղինակը, փորձելով ընտրել հաշվարկման դյուրին ճանապարհը, առաջարկում է պտտող մոմենտին՝ փորձնական ճանապարհով ստացված տվյալների հիման վրա, որոշել շրջագծային ուժը՝ $P_2 = M_{պտ} / R$, և ապա շրջագծային ուժի ստացված արժեքով որոշել դիմադրության համագործ և նրա բաղադրիչները՝ P_x, P_z .

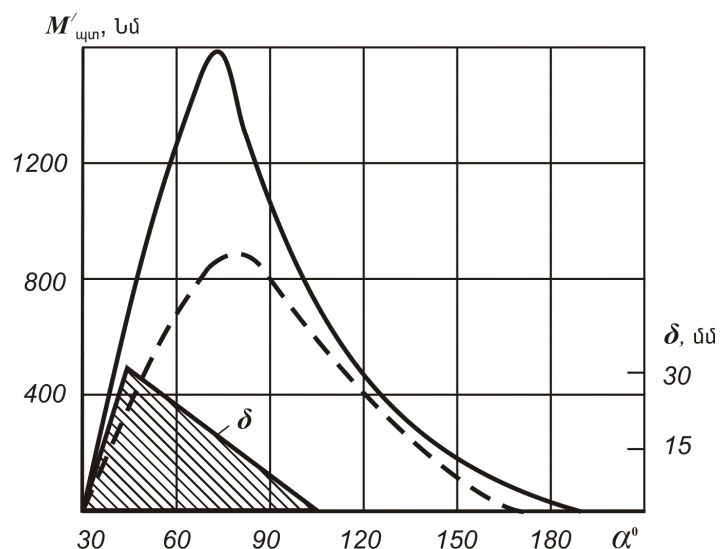
$$\left. \begin{aligned} P &= \frac{P_2}{\cos \psi_1}, \\ P_x &= P_2 \frac{\cos \psi}{\cos \psi_1}, \\ P_z &= P_2 \frac{\sin \psi}{\cos \psi_1} \end{aligned} \right\} \quad (1.8)$$



Նկ. 1.10. Ռոտացիոն մեքենայի դանակի վրա ազդող ուժերի որոշման սխեմա:

Համաձայն նկ. 1.10-ի, դժվար է ստանալ ψ անկյան արժեքը՝ $\operatorname{tg} \psi = P_z / P_x$: Քանի որ դանակի ընթացքի խորության փոփոխմամբ փոփոխվում է նաև ψ անկյունը, ուստի հետագահաշվարկների համար անհրաժեշտ է իմանալ P ուժի կիրառման կետն ու դրան համապատասխան ψ անկյան միջին արժեքը:

Համաձայն Ի.Մ. Պանովի դիտարկումների, P ուժի կիրառման կետի և ψ անկյան միջին արժեքի որոշման խնդրում գրականության մեջ կան իրար հակասող տվյալներ: Այսպես, համաձայն Ա. Դ. Դալինի [21] տվյալների, դանակի ընթացքի խորության $a = 6-28$ սմ սահմաններում փոփոխությունն առաջ է բերում ψ անկյան փոփոխում -15° -ից $+12^\circ$ սահմաններում: Իլրացումն սրա, Վ. Չոնեն ընդունում է, որ P համազորը թմբուկի շոշափողի հետ կազմում է $\psi_1 = 15^\circ$, իսկ կիրառման բազուկը՝ $\rho = 0,95R$ [61]: Ի հակառակ այս տվյալների, Յ. Բերնացկին [61] ընդունում է, որ համազոր P -ն կիրառվում է դանակի ծայրակետերում նրա $\alpha = 15-40^\circ$ պտտման անկյան տակ: Մոտավոր հաշվարկների նպատակով առաջարկվում է P ուժի կիրառման կետը ընդունել ընթացքի խորության $0,5a$ -ի վրա, $\psi = 15^\circ$ սրածայր դանակով և խոնավ հողում աշխատել ու դեպքում, և $\psi = 0^\circ$ չոր հողում բթասայր դանակներով աշխատել ու դեպքում [61]:



Նկ. 1.11. Շարժաբեր լիսենռի պտտող մոմենտի փոփոխման կախվածությունը դանակի պտտման անկյունից.

— չմշակված խիտհողում, - - - - նախապես փխրեցված հողում:

Չնայած առկա հակասական տվյալներին, կարծում ենք առավել ընդունելի են Վ. Չոնեի և Յ. Բերնացկու կողմից առաջարկված մոտեցումներն են: Գիտափորձնական տվյալներով հաստատված է, որ մեկ դանակի աշխատանքի դեպքում նրավրաազդող P համազոր ուժը և նրա բաղադրիչները մեծությամբ կտրուկ աճում են դանակի խորացման սկզբնական փուլում, առավելագույն արժեքին են հասնում դանակի պտտման $10-12^0$ անկյան տակ՝ հաշված կտրման սկզբից, և այնուհետև համեմատաբար հանգիստ կերպով աստիճանաբար դառնում են զրո (Նկ.1.11):

Սակայն Վ. Չոնեն և Յ. Բերնացկին ենթադրում են, որ կտրման դիմադրության ուժը համեմատական է կտրված տաշեղի հաստությանը, ուստի իրենց կողմից առաջարկված $P = f(\alpha)$ -ի դիագրամում P համազոր ուժի առավելագույն արժեքը համապատասխանում է տաշեղի առավելագույն արժեքին:

Վ. Չոնեի և Յ. Բերնացկու վերջին ենթադրությունը հերքվել է Վ. Պ. Պավլովի և Վ.Ա.Յուզբաշևի գիտափորձնական տվյալներով, ըստ որոնց, տաշեղի կտրման առավելագույն ուժը՝ P_{max} - ը, չի համընկնում δ_{max} - ի հետ, և որ տաշեղի լրիվ կտրումից հետո $P \neq 0$ (Նկ.1.11):

Անկասկած, տարբեր հեղինակների կողմից առաջարկված հորիզոնական պտտման առանցքով ֆրեզների տեխնոլոգիական գործընթացի ուժային վերլուծության մոտեցումներն ու տվյալները կարող են մեթոդական հիմք հանդիսանալ ուղղաձիգ պտտման առանցքով ֆրեզների էներգետիկական և տեխնոլոգիական պարամետրերի հաշվարկի տեսությունը մշակելիս:

ԵԶՐԱԿԱՑՈՒ ԹՅՈՒՆՆԵՐ

Ատենախոսության վերաբերյալ մշակված գիտատեխնիկական գրականության ակնարկը թույլ է տալիս հանգել ու հետևյալ եզրակացություններին.

1. Պտղատու այգիների մշակման ագրոտեխնիկական միջոցառումների համատեքստում չափազանց կարևոր է այգիների միջբնային և մերձբնային տարածություններում հողի մշակման տեխնոլոգիական գործընթացը, որը Հայաստանի Հանրապետության այգեգործական շրջաններում գրեթե չի իրականացվում կամ մասամբ իրականացվում է ձեռքով:
2. Այգիների միջբնային և մերձբնային տարածությունների մշակման գոյություն ունեցող տեխնիկական միջոցներում առկա են կառուցվածքային և տեխնոլոգիական սկզբունքային թերություններ: Դրանցով պայմանավորված հարմարանքների աշխատանքի ցածր տեխնոլոգիական որակն ու հուսալիությունը և գործընթացի իրականացման զգալի էներգաձախույժումները և ուրջ խոչընդոտ են հանդիսանում արտադրության մեջ դրանց ներդրմանը, նաև տնտեսական անսպասակալ արտադրության տեսանկյունից:
3. Ստեղծված խնդրահարույց իրավիճակը առաջ է բերում պտղատու այգիներում հողի քարձր տեխնոլոգիական որակով մշակման նոր՝ էներգախնայող, հուսալի և գնային առումով գյուղացիական տնտեսություններին հասանելի տեխնիկական միջոցների մշակման անհրաժեշտություն:
4. Նշված տեխնոլոգիական գործընթացի որակյալ իրականացման համար առավել հեռանկարային են ակտիվ բանող օրգաններով համալրված հարմարանքները՝ դրանց կառուցվածքային պարամետրերի և աշխատանքային բանելակարգի ճիշտընտրության պայմանով: Միջբնային և մերձբնային տարածությունների մշակումը ուղղաձիգ պտտման առանցքով համալրված ակտիվ բանվորական օրգաններով հնարավորություն է տալիս մշակվող մեքենայի համար գտնել կառուցվածքային այնպիսի հորինվածք, որի դեպքում դրանց կողմից ծառաբնի շրջանցումը

կիրականացվի տարվող սկզբունքով գործող բանող օրգաններով՝ առանց լրացուցիչ ստիպողական մեխանիզմների կիրառման անհրաժեշտության: Այդ դեպքում հարմարանքը կազատվի բարդ հիդրոկամ գսպանակալ ծակային համակարգերից, կարգեցվի դրա կառուցվածքը, կբարձրանա աշխատանքային հուսալիությունը և կնվազի մետաղատարությունը:

5. Միջբնային և մերձբնային տարածությունների մշակման մեքենայի կառուցվածքը, երկրաչափական, տեխնոլոգիական, կինեմատիկական և էներգետիկական ողջ համալիր պարամետրերը անհրաժեշտ է հիմնավորել՝ ունենալով դիտարկվող տեխնոլոգիական գործընթացի իրականացմանը համապատասխան մեքենայի գործողության նոր սկզբունք:
6. Հիմք ընդունելով նախագծվող մեքենայի մշակված տեխնոլոգիական սխեման՝ համապատասխան գործողության սկզբունքով, անհրաժեշտ է մշակել բանող օրգանների համալիր պարամետրերի օպտիմալացման հաշվարկի տեսություն, այն ճշգրտելով գիտափորձական հետազոտությունների արդյունքներով:

ՀԵՏԱՉՈՏՈՒ ԹՅԱՆ ՆՊԱՏԱԿԸ ԵՎ ԽՆԴԻՐՆԵՐԸ

Պտղատու այգիների միջբնային տարածությունների մշակման մեքենայացմանն ուղղված հետազոտությունները նպատակ են հետապնդում գոյություն ունեցող տեխնիկական միջոցների կատարելագործման միջոցով բարձրացնել տեխնոլոգիական գործընթացի արդյունավետությունը:

Նշված նպատակին հասնելու համար անհրաժեշտ է լուծել միմիանց հետ սերտորեն փոխկապակցված, տեսական և գիտափորձական հետազոտությունների հետևյալ խնդիրները.

1. Տեսական և գիտափորձական հետազոտությունների ճանապարհով բացահայտել պտղատու այգիների միջբնային և մերձբնային տարածությունների մշակման գոյություն ունեցող հարմարանքների կառուցվածքա-տեխնոլոգիական թերությունները:

2. Հաշվի առնելով միջբնային և մերձբնային տարածությունների մշակման ժամանակակից մեքենաների կառուցվածքային և տեխնոլոգիական թերությունները, մշակել ռոտորային սկզբունքով աշխատող, ուղղաձիգ պտտման առանցքով համալրված բանող օրգանների համապատասխան տեխնոլոգիական սխեմա՝ ծառաբնի շրջանցման հիմքում դնելով բնապաշտպան ռետինապատ օղագոտու միջոցով բանող օրգանի շրջանցման հնարավորությունը:
3. Մշակել նախագծվող մեքենայի բանող օրգանների համալիր պարամետրերի օպտիմալացման հաշվարկի տեսություն:
4. Մեքենայի փորձանմուշի գիտափորձնական հետազոտությունների ճանապարհով ճշգրտել տեսական հետազոտությունների արդյունքները և այն օգտագործել նախագծվող մեքենայի կառուցվածքի ձևավորման ընթացքում:
5. Մշակված մեքենայի արտադրական փորձարկումներով ճշգրտված արժանահավատ տվյալներն ու տեխնիկատնտեսական արդյունավետության հիմնավորված արդյունքներն օգտագործել մեքենայի նախագծման համար անհրաժեշտ տեխնիկական փաստաթղթերի նախապատրաստման աշխատանքներում՝ հետագայում դրանք համապատասխան նախագծա-կոնստրուկտորական բաժնին տրամադրելու նպատակով:

**2. ՊՏՂԱՏՈՒ ԱՅԳՈՒ ՄԻՋԲՆԱՅԻՆ ԵՎ ՄԵՐՁԲՆԱՅԻՆ
ՏԱՐԱԾՈՒ ԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՄՇԱԿՄԱՆ ՄԵՔԵՆԱՅԻ ԲԱՆՈՂ
ՕՐԳԱՆՆԵՐԻ ՀԱՇՎԱՐԿԻ ՏԵՍՈՒ ԹՅՈՒՆԸ**

Տեսական հետազոտությունների մեթոդոլոգիան և դրանց արդյունքների արժանահավատությունը պետք է հիմնավորվեն որոշակի հաշվարկներով, որոնց համար հիմք են ընդունվում նախագծվող մեքենային ներկայացվող ագրոտեխնիկական, տեխնոլոգիական և տեխնիկատնտեսական որոշակի պահանջներ: Ստորև ներկայացվում են այդ պահանջները բնութագրող անհրաժեշտ սվյալները.

- Մեքենայի գործողության սկզբունքը և բանող օրգանների դիրքը – ռոտացիոն, պտտման ուղղաձիգ առանցքով:
- Մշակվող շարքերի թիվը ագրեգատի մեկ ընթացքում – 0,5:
- Բանող օրգանների շարժահաղորդումը – հիդրոմեխանիկական:
- Այգու սխեման – 8x4 մ, 7x4 մ:
- Ծառաբնի բարձրությունը – (0,8-1) մ:
- Ծառերի շեղումը շարքի առանցքից – 0,21 մ [96]:
- Միջշարքային տարածությունը պետք է լինի հարթ:
- Մշակման խորությունը. 8-12 սմ:
- Մուլախտերի ոչնչացման աստիճանը բանող օրգանի գործողության շրջանում. առնվազն 95 %:
- Ծառաբների վնասման թույլատրելի սահմանները. մինչև 1 %:
- Մեքենայի ընդգրկման լայնության կարգավորում. սահուն անաստիճան:
- Ագրեգատավորվող տրակտորները. DT – 75X, MT3 – 80/82 և այգեգործական նշանակության այլ տրակտորներ:

2.1. Ֆրեզ-շրջադարձային հատվածամասի կառուցվածքային պարամետրերի հիմնավորումը

Տեխնոլոգիական գործընթացների ներկայացվող ագրոտեխնիկական պահանջները գյուղատնտեսական

նշանակություն տեխնիկայի նախագծման, դրանց աշխատանքային բանելակարգի ընտրության հիմքն են: Բանվորական օրգանների երկրաչափական ձևի և պարամետրերի հիմնավորումը առավելապես անհրաժեշտ է իրականացնել հողի մշակման որակի և էներգածախսումների նվազեցման համալիր պահանջների հիման վրա: Առաջադրված հիմնահարցի լուծման արդարացիությունը առանձնապես ակնառու է դառնում հատուկ նշանակություն գյուղատնտեսական մեքենաների նախագծման ընթացքում, այդ թվում խաղողի միջվազային և պտղատու այգիների միջբնային ու մերձբնային տարածությունների մշակման մեքենաները:

Պտղատու այգիների խնամքի տեխնոլոգիական գործընթացների համակարգում մեքենայացման ցածր աստիճանով և ամենաաշխատատար գործողությունը միջբնային տարածությունների մշակումն է:

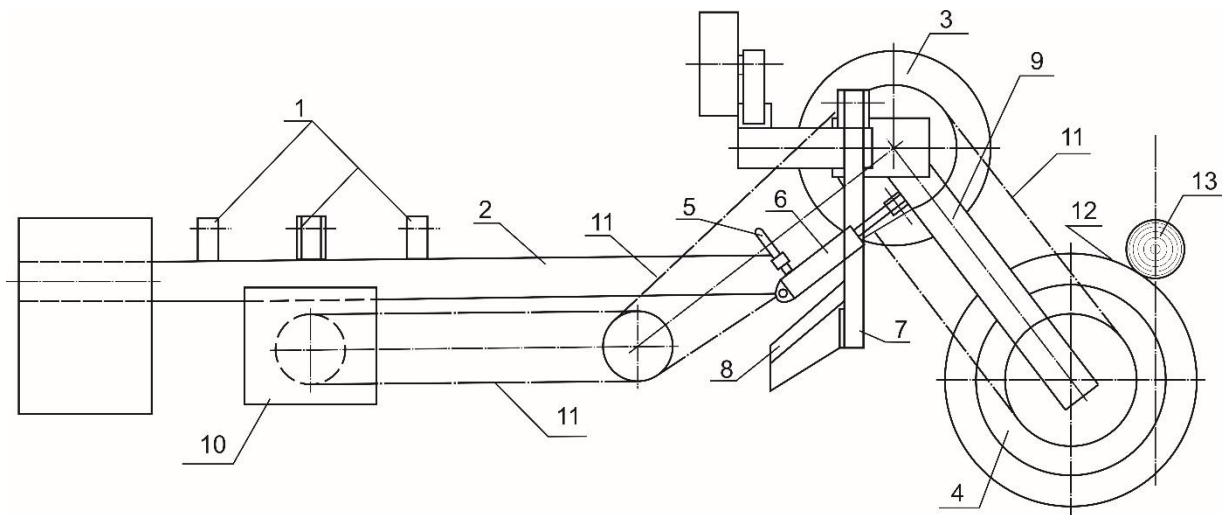
Մեզ հայտնի գիտատեխնիկական գրականության տվյալների վերլուծության արդյունքում հաստատվեց, որ այգիների միջբնային-մերձբնային տարածությունների մշակման գոյություն ունեցող ինչպես պասիվ, այնպես էլ ակտիվ գործողության բանող օրգաններով համալրված հարմարանքներին հատուկ են որոշակի տեխնոլոգիական և կառուցվածքային թերություններ՝ կապված հողի փխրեցման, մոլախոտային բուսականության ոչնչացման, ծառաբնի շուրջ բնապաշտպան գոտու նվազագույն մակերեսի ապահովման, մեքենայի կառավարելիության և դինամիկական կայունության, կառուցվածքային հորինվածքի բարդության, բարձր մետաղատարության հետ:

Համաձայն պտղատու այգիների միջբնային տարածությունների մշակման համալիր պահանջների՝ մեքենան պետք է կատարի երկու գործողություն – փխրեցնի միջբնային ու մերձբնային տարածությունների հողը՝ դեպի միջշարք դրանվազագույն տեղափոխմամբ, ոչնչացնի մոլախոտային բուսականությունը՝ կտրատելով մինչև 15 մմ երկարության հատվածների՝ խառնելով հողի հետ:

Այգիների միջբնային տարածությունների մշակման գոյություն ունեցող տեխնիկական միջոցների թերությունների վերացման նպատակով մեր կողմից առաջարկվել է ուղղաձիգ պտտման առանցքով ֆրեզերային հարմարանք (4) (նկ.2.1), որի մշակումը հիմնված է գրականության ակնարկից հայտնի լավագույն տեխնիկական լուծումների օգտագործման և տեխնոլոգիական գործընթացին ներկայացվող համալիր պահանջների բավարարման վրա:

Պտղատու այգու միջծառային տարածությունների մշակման մեքենան բաղկացած է երկու անկախ հանգույցներից, որոնք իրականացնում են ծառերի միջբնային-մերձբնային տարածության հողի մշակում, մոլախոտային բուսականության քաղհանում և ծառաշարքից 1,1-1,4 մ հեռավորության վրա ոռոգման ակոսահանում: Նշված հանգույցներով երկու տեխնոլոգիական գործընթացների միաժամանակ իրականացման արդյունքում ագրեգատի երկու ընթացքը փոխարինվում է մեկով, բացառելով հողի դեգրադացիան:

Պտղատու այգիների միջբնային և մերձբնային տարածության մշակման մեքենայի հանգույցը բաղկացած է երկու ֆրեզից՝ անշարժ 3 և շարժական՝ 4: Անշարժ ֆրեզը 3 կոշտ կախված է շրջանակից 2, շարժական ֆրեզը 4 շրջանակին է միացած հեծանով 9 և կարող է պտտվել շրջանակի հետկցման կետի շուրջը՝ կատարելով միջբնային և մերձբնային տարածքների մշակում: Այս ֆրեզը մերձբնային տարածքը մշակում է բնի պարագծով 5 սմ բուսապաշտպան օղակաշերտով: Անշարժ ֆրեզը (3) տեղակայվում է շարժական ֆրեզից դեպի միջշարքային տարածք, այն հաշվով, որ ֆրեզները հողը մշակեն որոշակի վերածածկով:



Նկ. 2.1. Պտղատու այգիների միջբնային և մերձբնային տարածությունների մշակման մեքենայի տեխնոլոգիական սխեման (հորիզոնական պրոյեկցիա):

Ոռոգման ակոսահանը 8 կախվում է շարժաթևից 7: Կախված բացվող ակոսի ընդլայնական հատվածքի երկրաչափական ձևից, որպես ակոսահան բանվորական օրգան կարելի է օգտագործել տարբեր ակոսահաններ:

Պտղատու այգու միջբնային և մերձբնային տարածությունների մշակման մեքենան աշխատում է հետևյալ սկզբունքով:

Մեքենան ագրեգատավորվում է 50 ձ.ուժ-ից բարձր հզորության տրակտորներով: Մեքենայի գործողության ելքային դիրքն ուղղվում է այնպես, որ աշխատանքի ընթացքում 4 շարժական ֆրեզը ծառերի շարքի առանցքից դեպի հանդիպակաց միջշարքային գոտի շեղված լինի առնվազն 5 սմ չափով՝ մշակման վերածածկ ապահովելու նպատակով: Կախված հողի ֆիզիկա-մեխանիկական հատկություններից և վիճակից, մոլախոտերի բարձրությունից և բուսածածկի խտությունից, կարգավորվում են ֆրեզի կինեմատիկական պարամետրերը:

Առաջարկվող այգեփոր մեքենայի կիրառումը հնարավորություն է տալիս այգու տարածքը մշակել բարձր տեխնոլոգիական որակով, բացառելով ձեռքի ու ժի օգտագործման անհրաժեշտությունը:

Տրեզի շրջադարձային հատվածամասի կառուցվածքային պարամետրերի հիմնավորումը անհրաժեշտ է կատարել բանող օրգանների ընդգրկման լայնության հիմնավորման, բնապաշտպան օղագոտու ծառաբնի վրայով գլորմամբ շարժումն ապահովելու և օղագոտու կողմից ծառաբնի կեղևը վնասելու բացառումով:

Բանող օրգանների ընդգրկման լայնության հիմնավորումը:

Ծառերի միջբնային և մերձբնային տարածությունների մշակման մեքենայի ընդգրկման լայնությունը սերտորեն փոխկապված է պողատու այգու տնկման սխեմայի հետ, մասնավորապես՝ այգու միջշարքային տարածության չափից: Միջբնային և մերձբնային տարածությունները մշակելիս մեքենայի ընդգրկման լայնությունն անհրաժեշտ է հիմնավորել այնպես, որ հետագայում միջշարքային տարածության մնացած ազատ մասը մշակվի ագրեգատի հնարավորինս նվազագույն անցումների և վերածածկի նվազագույն մեծության ապահովման պայմաններում՝ խուսափելով ավելորդ էներգետիկ ծախսումներից: Մեկ այլ դեպքում, ծառերի միջշարքային տարածության մշակման ժամանակ ծառաբներից հեռավորության չափն ընտրվում է դրանց վնասման բացառման պայմանից, շարքի բնապաշտպան գոտու և համապատասխան:

Ակնհայտ է, որ միջշարքային տարածության մշակման մեքենայի ընդգրկման լայնությունը պետք է լինի ոչ մեծ այգու միջշարքային հեռավորությունից: Սովորաբար.

$$B_w \leq m - 2b,$$

(2.1)

որտեղ B_w -ն միջշարքային մշակության ագրեգատի ընդգրկման լայնությունն է,

m -ը՝ միջշարքային հեռավորությունը,

b -ն՝ բուսապաշտպան գոտու լայնությունը շարքի մի կողմից:

Համաձայն (Механизация работ в садоводстве. В.К. Кутейников, Н.П.Лосев, А.В. Четвертаков и др. - М.: Колос, 1983, 319 с.), ծառաշարքի բուսապաշտպան գոտու լայնությունը պետք է լինի առնվազն 0,5 մ շարքի յուրաքանչյուր կողմից: Այն այգիներում, որտեղ միջշարքային տարածությունը հասնում է 8 մ-ի, նշված պայմանի պահպանումը

լիովին արդարացված է: Այսպես, 8 մ միջշարքերով այգիներում միջշարքային մնացած ազատ 7 մ տարածությունը կարող է մշակվել ԵԾԸ-3,5 կամ ԵԾԸԸ-2,5 ցաքաններով երկու կամ երեք անցումներով, որոնց ընդգրկման լայնությունը կազմում է համապատասխանաբար 3,5 մ և 2,5 մ: Ըստ այդմ, միջբնային տարածությունների մշակման մեքենաների ընդգրկման լայնությունը՝ հաշվի առնելով նակվերածածկը, ընդունվում է 0,6-0,7 մ (ՈՄՈ-0,6; ՓԱ-0,76), այսինքն առկա է օպտիմալ մոտեցում: Սակայն 7; 6 և 5 մ միջշարքերով այգիներում ծառաշարքի մի կողմից 0,5 մ լայնությամբ բնապաշտպան գոտու պահպանումը հանգեցնում է ավելորդ էներգածախսումների, քանի որ նշված այգիներում 0,5 մ լայնությամբ մերձբնային գոտու մշակումից հետո չմշակված միջշարքային տարածության չափը հասնում է համապատասխանաբար 6; 5 և 4 մ-ի և բոլոր դեպքերում դրանց մշակման համար պահանջվում է ագրեգատի կրկնակի անցում ԵԾԸ-3,5 կամ եռակի անցում ԵԾԸԸ-2,5 ցաքանները օգտագործելիս, որը հանգեցնում է 1; 2 և 3 մ կամ 1,5 և 1 մ վերածածկի: ԿՇԸ-5 այգեգործական կուլտիվատորի օգտագործման դեպքում, որի ընդգրկման լայնությունը հնարավոր է փոփոխել 5; 4 և 3 մ սահմաններում, միջշարքային տարածությունը ագրեգատի մեկ անցումով մշակելու դեպքում բուսապաշտպան գոտու լայնությունը կարող է պահպանվել միայն շարքի (սովորաբար աջ) մի կողմից, իսկ մյուս շարքի համար այն ստացվում է 0,5 մ-ից փոքր, որը հանգեցնում է այդ շարքի ծառաբների վնասման: Դա է պատճառը, որ արտադրական պայմաններում միջշարքային տարածությունները փորձում են մշակել ագրեգատի մի քանի անցումներով և մեծ վերածածկերով, հաշվի չառնելով էներգետիկ ծախսումների չափը:

Այգեգործական նշանակության ագրեգատների համալրման ժամանակ անհրաժեշտ է բուսապաշտպան գոտու լայնությունը ընտրել միջշարքային տարածության մշակման ագրեգատի նվազագույն անցումների և դրանց նվազագույն վերածածկի ապահովման պայմանից, որի արդյունքում միջբնային տարածությունների մշակման մեքենան կարելի է օգտագործել ինչպես ավանդական՝ ուժեղաճ այգիներում, որտեղ միջշարքային հեռավորությունը հասնում է մինչև 8 մ-ի, այնպես էլ ինտենսիվ

այ գիներում՝ ավելի նեղ միջշարքային հեռավորություններով: Միջշարքերը ագրեգատի մեկ անցումով մշակելիս ընդհանրապես վերանում է վերածածկի անհրաժեշտությունը, քանի որ այդ դեպքում ագրեգատի ընդգրկման աշխատանքային լայնությունը հավասար է նրակառուցվածքային լայնությանը:

Միջշարքային տարածության մշակման մեքենայի ընդգրկման լայնությունը կվորոշվի հետևյալ արտահայտությունից.

$$B_w = \frac{m - 2b + (n - 1)k'}{n}, \quad (2.2)$$

որտեղ՝ B_w -ն միջշարքային մշակման ագրեգատի ընդգրկման լայնությունն է,

m -ը՝ միջշարքային հեռավորությունը,

b -ն՝ բնապաշտպան գոտու լայնությունը շարքի մի կողմից,

n -ը՝ անցումների թիվը յուրաքանչյուր միջշարքում,

k' -ը՝ հարակից անցումների վերածածկի մեծությունը:

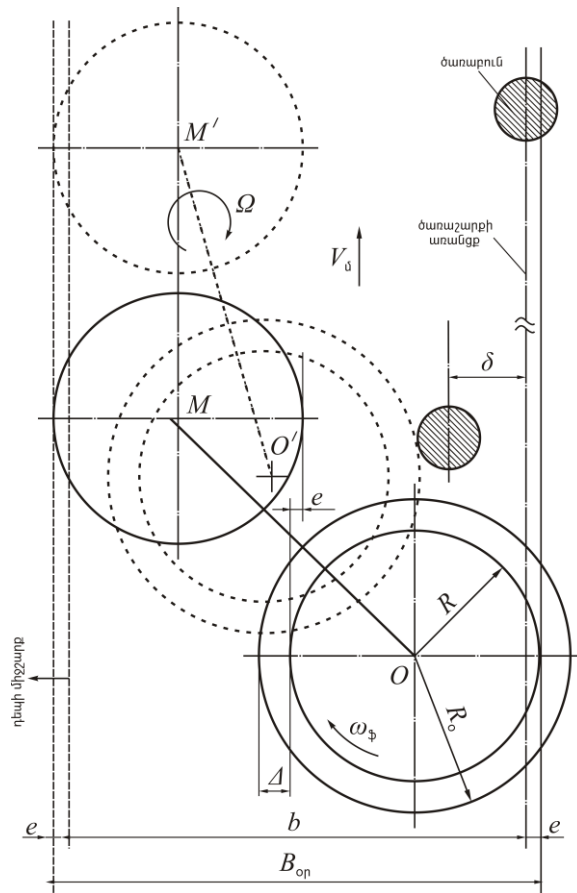
Տարբեր տեսակի պողատու այգիների միջշարքային հեռավորությունը և հողամշակ մեքենաների մեծամասնության ընդգրկման լայնությունը բազմապատկել է

1 մ-ին [48]: Ընդունելով բնապաշտպան գոտու լայնությունը $b = 1,5$ մ շարքի յուրաքանչյուր կողմից՝ այն հաշվով, որ միջշարքային տարածության մշակման ագրեգատի անցումների քանակը հավասար լինի մեկի՝ $n = 1$, դժվար է, համաձայն (2.2) բանաձևի որոշել միջշարքային տարածության մշակման ագրեգատի ընդգրկման լայնության անհրաժեշտ չափը, տարբեր միջշարքային հեռավորությունների այգիների համար.

- 8 մ միջշարքերով այգիներում – $B_w = 5$ մ,
- 7 մ միջշարքերով այգիներում – $B_w = 4$ մ,
- 6 մ միջշարքերով այգիներում – $B_w = 3$ մ,
- 5 մ միջշարքերով այգիներում – $B_w = 2$ մ:

Նշված ընդգրկման լայնություններին համաչափ են ընդհանուր օգտագործման KCM-2, KCH-4, KPC-4, KCF-5 կուլտիվատորները, БДН-3, БДГ-3 ցաքանները և այլն [48]: Բնապաշտպան գոտու $b = 1,5$ մ լայնությունը հնարավորություն է տալիս մինչև 8 մ լայնությամբ միջշարքային տարածությունները մշակել ագրեգատի

մեկ անցումով՝ անկախ միջշարքային հեռավորության չափից, միաժամանակ բացառելով ծառաբների և կմախքային ճյուղերի վնասումը՝ շնորհիվ ագրեգատի ազատընթացքի:



Նկ. 2.2. Բանող օրգանների ընդգրկման լայնության հիմնավորման սխեմա:

Հաշվի առնելով նշված գործոնները, այգիների միջբնային և մերձբնային մշակման մեքենայի բանող օրգանների ընդգրկման լայնությունը կվորոշվի հետևյալ բանաձևով (նկ.2.2).

$$B_p = 3e + b, \quad (2.3)$$

որտեղ B_p -ն միջբնային և մերձբնային տարածության մշակման մեքենայի բանող

օրգանների գումարային ընդգրկման լայնությունն է,

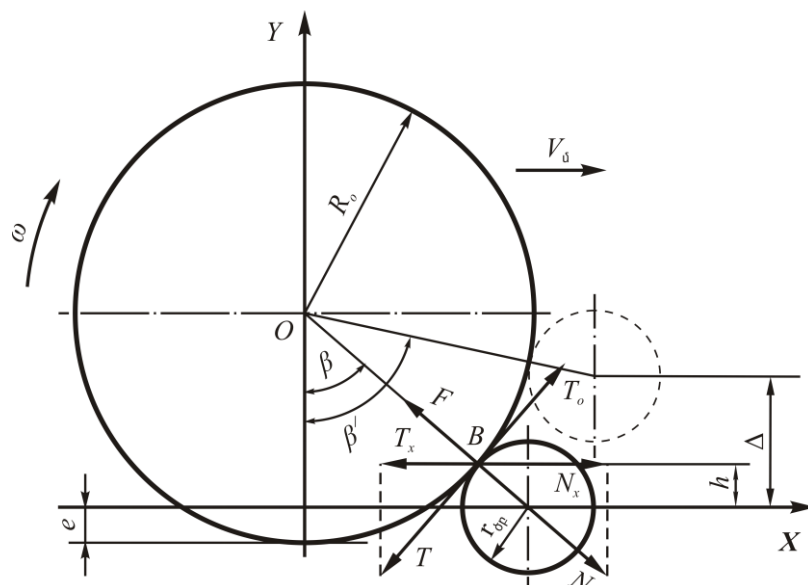
b -ն՝ բնապաշտպան գոտու լայնությունը շարքի մի կողմից,

e -ն՝ վերածածկի մեծությունը:

Ընդունելով $b=150$ սմ և $e \approx 5$ սմ, կստանանք $B_p=160$ սմ: Ուստի, նպատակահարմար ենք գտել միջբնային տարածության մշակման մեքենայի արտադրոժ հատվածամասերը համալրել երկու հատ, $D=80$ սմ տրամագծով ուղղաձիգ պտտման առանցքով ֆրեզներով:

Բնապատասխան օղագոտու շառավղի հիմնավորումը ծառաբների վնասման բացառման տեսանկյունից: Ծառաբնի վնասումը բնապատասխան ռետինապատ օղագոտիով կարող է տեղի ունենալ երկու տեսքով՝ ծառաբնի կեղևի քերում և տրորում: Վնասման առաջին տեսքը առաջանում է այն դեպքում, երբ օղագոտու տեղադրոժը ծառաբնի վրայով չի ընթանում բացարձակ գլորման բանելակարգով և որոշ չափով առկա է նաև սահում, իսկ երկրորդը՝ երբ օղագոտու ճնշումը կեղևի վրա գերազանցում է վերջինիս տրորման թույլատրելի լարումից: Օղագոտու շառավղի հիմնավորման տեսանկյունից առավել էական է առաջին դեպքի բացառումը: Դիտարկենք առաջին դեպքը:

Ծառաբնի կեղևի վնասագերծման առաջին պայմանը բնապատասխան օղագոտու նվազագույն սահումով գլորման ապահովումն է, որը կախված է ծառաբնի և օղագոտու հպման գոտին (AB աղեղը) բնութագրող պարամետրի՝ β կառչման անկյան մեծության հիմնավորումից: Որոշենք β անկյան կրիտիկական այն արժեքը, որից ավելի ինի դեպքում վատանում է օղագոտու գլորման ռեժիմը, իսկ փոքրի դեպքում ընդհակառակը՝ լավանում է (սկ. 2.3) [54]:



Նկ. 2.3. Օղագոտու շառավղի թույլ ատրելի մեծության որոշման սխեմա:

Չամաճայն ներկայացված սխեմայի, օղագոտու շառավղի հաշվարկի համար կարող ենք գրել .

$$R_o = (R_o + r_{\text{օր}}) \cdot \cos \beta + e, \quad (2.4)$$

որտեղ $r_{\text{օր}}$ -ն ծառաբնի շառավիղն է,

β -ն կառչման անկյունն է,

e -ն վերածածկի և բնապաշտպան բացակի մեծությունն է:

Չետևաբար .

$$R_o = \frac{r_{\text{օր}} \cos \beta + e}{1 - \cos \beta} : \quad (2.5)$$

Օղագոտին ծառաբնի հետ B կետում հավելու պահին նրանց միջև առաջանում է ուժային փոխազդեցություն: Օղագոտին ծառաբնի վրա ազդում է N նորմալ ուժով, որը փորձում է դուրս հրել օղագոտին միջբնային տարածությունից և T_o ուժով, որը նպաստում է օղագոտու պտույտին ծառաբնի նկատմամբ: Միևնույն ժամանակ ծառաբունը օղագոտու վրա ազդում է F ուժով և արգելակում է օղագոտու պտույտը T սահքի շփման ուժով:

Դիտարկենք N և T ուժերի ազդեցությունը և դրանց այնպիսի համադրությունը, որի դեպքում օղագոտու շարժումը ծառաբնի վրայով կընթանա գլորման ռեժիմով: Չամաճայն ներկայացված սխեմայի (Նկ.2.3), նշված ուժերի պրոյեկցիաները կարտահայտվեն հետևյալ բանաձևերով.

$$\left. \begin{aligned} T_x &= T \cos \beta, \\ N_x &= N \sin \beta : \end{aligned} \right\} \quad (2.6)$$

Ակնհայտ է, որ գլորմամբ շարժման ապահովման պայմանը պետք է լինի $\frac{N_x}{T_x} > 1$: Օգտվելով (2.6) համակարգից, կարող ենք գրել .

$$\frac{N \sin \beta}{T \cos \beta} > 1, \text{ կամ } \frac{N}{T} > \operatorname{tg} \beta :$$

Քանի որ $T = \mu N$, որտեղ μ -ն շփման գործակիցն է ռետինապատ օղագոտու և ծառաբնի միջև, ապա վերջին արտահայտությունը կարող ենք արտահայտել հետևյալ կերպ $\frac{N}{\mu N} > \operatorname{tg} \beta$, կամ.

$$\beta < \operatorname{arctg} \frac{1}{\mu} : \quad (2.7)$$

Հետևաբար, հաշվի առնելով (2.7) պայմանը, (2.5) արտահայտությունը կստանա հետևյալ տեսքը.

$$R_0 > \frac{r_{\text{օբ}} \cdot \cos \operatorname{arctg} \frac{1}{\mu} + e}{1 - \cos \operatorname{arctg} \frac{1}{\mu}} : \quad (2.8)$$

Ընդունելով $r_{\text{օբ}} \approx 10$ սմ, $e = 10$ սմ, $\mu \approx 0,6 \dots 0,8$ (ռետինի և փայտի միջև), օղագոտու շառավղի համար կստանանք $R_0 \geq 43$ սմ պայմանը՝ ծառաբնի վրայով նվազագույն սահքով գլորում ապահովելու համար:

Հաշվի առնելով (2.4) արտահայտությամբ ֆրեզի տրամագծի ընտրված արժեքը՝ $D = 80$ սմ, և ֆրեզի ու օղագոտու միջև բնապաշտպան շերտի մեծությունը՝ $e = 10$ սմ, ուստի օղագոտու ստացված տրամագիծը՝ $D_0 = D + 2e = 90$ սմ > 86 սմ, լիովին բավարարում է ծառաբնի վրայով օղագոտու գլորմամբ շարժում ապահովելու պայմանին:

2.2. Ուղղաձիգ պտտման առանցքով ֆրեզի կինեմատիկան և աշխատանքային բանեղակարգի հիմնավորումը

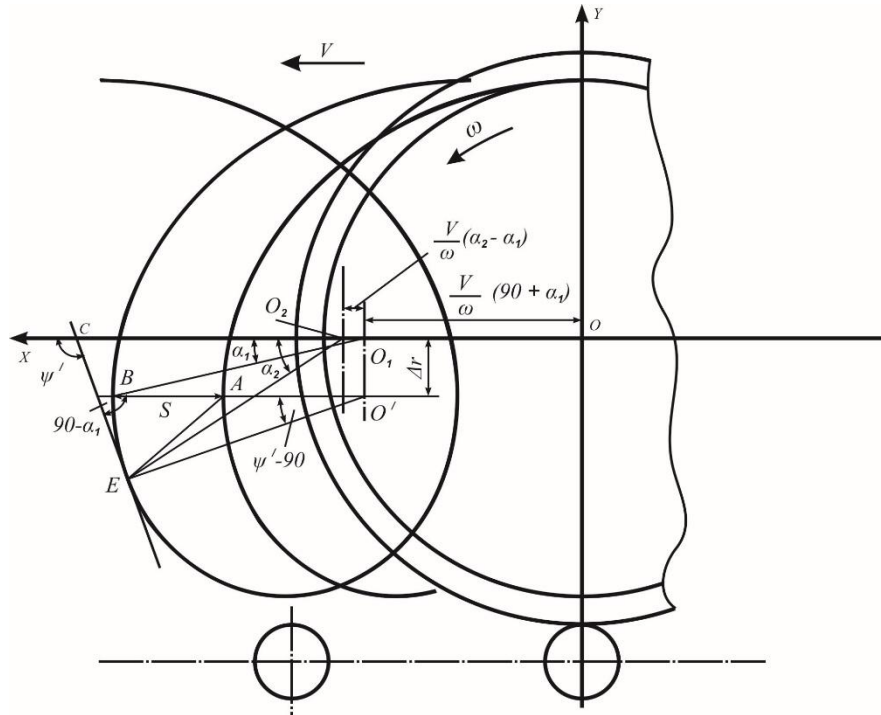
Այգիների միջբնային տարածության մշակման պահանջվող տեխնոլոգիական որակի ապահովման խնդրում՝ հողի փխրեցում, մոլախոտային բուսականության կտրատում հողի հետմիախառնում և փխրեցված զանգվածը մերձբնային տարածությունից միջշարքային տարածություն և վազագույն չափով տեղափոխում, անհրաժեշտ է ապահովել ինչպես մատուցման՝ S , որոշակի մեծությունն՝ ($S = 2\pi R/\lambda Z$, որտեղ R -ը ֆրեզի շառավիղն է, λ -ն՝ ռոտացիոն մեքենայի կինեմատիկական պարամետրը, Z -ը՝ դանակների թիվը), ռոտացիոն հողամշակ մեքենաների հիմնական տեխնոլոգիական ցուցանիշներից մեկը, այնպես էլ բանող օրգանի դանակների լավագույն երկրաչափական ձևի մշակում և ռոտացիոն մեքենայի համապատասխան կինեմատիկական պարամետրերի ընտրություն:

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 լարվածադեֆորմացիոն վիճակից:

Մշակվող միջավայրի հետ բանող օրգանի ուժային վերլուծության համար կարևոր են համակարգի կինեմատիկական պարամետրերը, որոնք բնութագրվում են, հիմնականում բանող օրգանի շարժման հավասարումներով՝ հետագծի, արագության և արագացման: Բանող օրգանի աշխատանքային մակերևույթի վրա ազդող համազոր ուժի կիրառման կետի կոորդինատները, ուղղությունը և բանող օրգանի տեղակայման կոորդինատները տրակտորի վրա, որոշվում են համակարգի կինեմատիկական հետազոտություններից ստացված արդյունքներով:

Ելնելով խնդրի հարցադրման պայմանից, հետազոտենք ֆրեզի դանակի սայրի շարժման հավասարումները, որոնք ընդհանուր են ստիպողական պտտման բանող օրգաններով բոլոր մեքենաների համար [61]:

Յոդի ֆրեզայիս մշակմանը նվիրված բազմաթիվ հետազոտություններով հաստատված է, որ ուղղաձիգ առանցքով ֆրեզի դանակի շարժման հետագիծն իրենից ներկայացնում է երկարացված ցիկլոիդ (տրախոիդա), որի հավասարումներն ունեն հետևյալ հայտնի տեսքը (նկ. 2.4).



Նկ. 2.4. Ուղղաձիգ առանցքով պտտման ֆրեզի կիսեմատիկական պարամետրերի հաշվարկային սխեմա:

$$\left. \begin{aligned} x &= V_{\delta} t + R \sin \omega t, \\ y &= R(1 + \cos \omega t) \end{aligned} \right\}, \quad (2.9)$$

որտեղ V_{δ} -ը մեքենայի համընթաց շարժման արագությունն է,

ωt -ն՝ դանակի պտտման անկյունը,

ω -ն՝ ֆրեզի անկյունային արագությունը,

R -ը՝ դանակի ծայրակետի պտտման շառավիղը:

Ֆրեզի և տանող անիվի կիսեմատիկաներն ըստ էության նման են: Երկու դեպքում էլ տեղի ունի շրջագծային և տեղափոխական արագությունների որոշակի տարբերություն՝ $\omega r - V$, որոնք բնութագրում են նաև տեղափոխության որոշակի տարբերությունը $(\omega r - V)t = \Delta r$: Սակայն անիվի գլորման տեղապտույտը բնութագրվում

Է տեղապտույտի գործակցով՝ $\eta = \frac{\Delta r}{r - \Delta r}$, որը կախված է ճանապարհի տեխնոլոգիական հատկություններից: Ֆրեզի դեպքում որոշակի են այդ արագությունները, իսկ տեղապտույտը բնութագրվում է որոշակի՝ նույնպես Δr մեծությամբ, որը էապես տարբերվում է տանող անիվի դեպքից: Մեր դեպքում Δr մեծությունը բնութագրվում է գործակցով, որը մենք անվանում ենք տեղապտույտի քվազի (ռուս. *quasi*- <<կարծեցյալ >>) գործակից $\Delta r_{քվ}$, որը բնութագրում է ֆրեզի պտտման կենտրոնից մինչև ակնթարթային կենտրոն հեռավորությունը [61].

$$\Delta r = \frac{r}{\lambda} \quad (2.10)$$

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

Մեր հետազոտություններով բացահայտվել է, որ պտտման ակնթարթային կենտրոնի՝ O' կետի, և ցիկլոիդի B կետի, որտեղ արագության V_x բաղադրիչը՝ $\frac{dx}{dt} = 0$, օրդինատներն իրար հավասար են:

Բերված հավասարությունից ($x=0$), ստացվում է $V + \omega r \cos(90 + \alpha_1) = 0$, որտեղից.

$$\sin \alpha_1 = \frac{V}{\omega r} = \frac{1}{\lambda}: \quad (2.11)$$

Օգտվելով վերջին արտահայտությունից կստանանք

$$y_B = r \sin \alpha_1 = \frac{r}{\lambda}: \text{ Այսինքն } y_B\text{-ն և } \Delta r\text{-ը իրար հավասար են: Այդ պայմանը}$$

զգալ իորեն հեշտացնում է ֆրեզի կինեմատիկական պարամետրերի որոշման խնդիրներին լուծումը:

Հաստատված է, որ տաշեղի կտրման առավելագույն ուժը, որը որոշվում է տաշեղի առավելագույն հաստության հետ կապից, կիրառված է B կետում:

Համաձայն կատարված հետազոտությունների [32, 34, 61] 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 ($O'E \perp EC$):

Այս ափսոսվ, տաշ եղի հաստու թյ ու նը՝ $\delta = AE = S \cos \alpha$:

Քանի որ $\sin \alpha_1 = \frac{I}{\lambda}$, ուստի $\cos \alpha_1 = \sqrt{1 - \sin^2 \alpha_1} = \frac{\sqrt{\lambda^2 - I}}{\lambda}$,

$$\delta = \frac{2\pi r}{\lambda^2 z} \sqrt{\lambda^2 - I}, \quad (2.12)$$

որտեղ $S = \frac{2\pi r}{\lambda z}$ - մատուց ու մն է:

Անհրաժեշտ ենք համարում նշել, որ գրականության մեջ ընդունված պայմանը՝ $\overline{O_1 O'} < \gamma_A$, հանգեցրել է ճշգրտության որոշակի կորստի [61]: Այսպես՝ ըստ Ի.Ս. Պանովի տաշ եղի հաստու թյ ու նը $\delta = S \sin \psi'$, իսկ ըստ Ն.Ֆ. Կանևի՝

$$\delta = S \cos \alpha + r(1 - \cos \Delta \alpha), \quad \sin \Delta \alpha = \frac{S \sin \alpha}{r}:$$

Ստացված արտահայտություններով կստանանք α_2 անկյան հաշվարկային բանաձև, այնուհետև տաշ եղի կտրման ու ժի կիրառման կետի կոորդինատները՝ y_E և x_E , որտեղ տաշ եղի հաստու թյ ու նը առավելագույնն է, և որի կտրման համար պահանջվում է առավելագույն ու ժ:

Օգտվելով նկ. 2.4-ից կարող ենք գրել.

$$\cos \alpha_2 = \frac{\Delta r + \delta \sin \alpha_1}{r} = \frac{I}{\lambda} \left(1 + \frac{2\pi}{\lambda^2 z} \sqrt{\lambda^2 - I} \right): \quad (2.13)$$

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

$$(2.14)$$

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

Այդ ուղղությամբ գրականության մեջ երաշխավորվում են մի շարք հաշվարկային բանաձևեր, որոնցից ճշգրտության տեսանկյունից կարելի է առանձնացնել հետևյալ երկուսը.

ըստ Ի.Մ. Պանովի [61] $\gamma = \arccos\left(\frac{1}{\lambda} + \frac{\ell}{2\pi}\right),$

ըստ Ս.Ն. Կիսելյովի - Ա.Ի. Պանովի [34] $\gamma = \arctg(\sqrt{\lambda^2 - 1}) = \frac{\ell\lambda}{2r\sqrt{\lambda^2 - 1}},$

որտեղ ℓ –ը դանակի թևի լայնությունն է:

Բերված բանաձևերին համեմատական գնահատական տալու նպատակով կատարենք թվային հաշվարկներ, Ի.Մ. Պանովի և Ս.Ն. Կիսելյովի կողմից ընտրված պարամետրերով. $S=23$ սմ, $r=42$ սմ, $\lambda=2,9$, ընտրում ենք $\ell=8$ սմ:

Յամաձայն Ի.Մ. Պանովի առաջարկած բանաձևի, դանակի տեղակայման անկյունը կստացվի $\gamma = \arccos\left(\frac{1}{2,9} + \frac{8}{85}\right) \approx 64^\circ$, իսկ Ս.Ն.

Կիսելյովի բանաձևի դեպքում՝ $\gamma = \arctg\left(\sqrt{2,9^2 - 1} - \frac{8 \times 2,9}{85\sqrt{2,9^2 - 1}}\right) \approx 69^\circ$

Այսպիսով, կատարված հաշվարկներով երկու եղանակներով ստացված γ անկյունների տարբերությունը կազմում է մոտ 5° , որն՝ ըստ էության, հողային-մրրկային պայմանների համար էական նշանակություն չունի: Այդուհանդերձ, օգտվելով այդ երկու անկյունների միջինացված արժեքից՝ $\gamma \approx 66^\circ 30'$, ստուգենք լուծված խնդրի արդյունքները հողի ֆրեզման տեխնոլոգիական գործընթացի իրականացման անհրաժեշտ պահանջների տեսակետից: Յամաձայն նկ. 2.5-ում ներկայացված սխեմայի, ունենք հետևյալ պայմանը. $\gamma + \varepsilon_{min} + \Delta\varepsilon = 90^\circ$, իսկ ըստ տեխնոլոգիական պահանջների՝ $\varepsilon_{min} \geq 10^\circ \approx 15^\circ$,

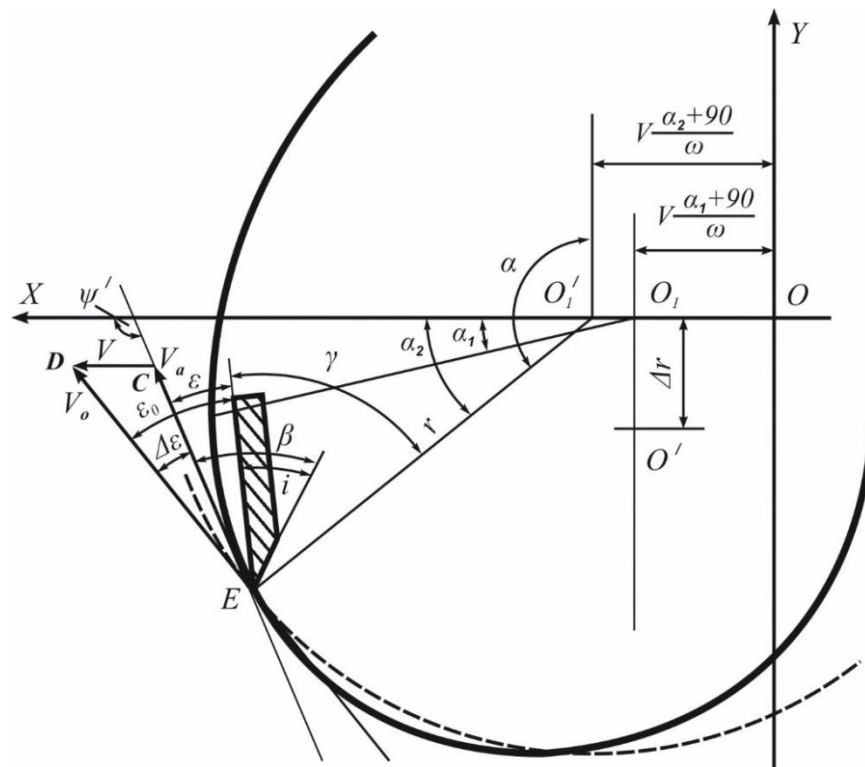
$\Delta\varepsilon_{max} = \arctg \frac{1}{\sqrt{\lambda^2 - 1}} = 20^\circ$, ապահովվում է մշակության հաստատուն

խորություն:

Այսպիսով, դանակի տեղակայման անկյան համար կստանանք $\gamma = 90 - 15 - 20 = 55^\circ$: Ստացված արժեքի համեմատությամբ միջինացված արժեքի տարբերությունը գերազանցում է 11° -ը: Ինչպես տեսնում ենք, վերը բերված բանաձևերի ճշգրտության աստիճանը ցածր է, որն անհրաժեշտ է դարձնում զբաղվել դանակի տեղակայման անկյան որոշման տեսության հարցով:

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

Սրված կանգնակն ըստ էության կատարում է ուղղահայտ տեղակայված հողափորիչ դանակի դեր, իսկ ընթացքի խորության վրա, հորիզոնական դիրքով, պտտման հարթության վրա տեղակայված դանակը կատարում է քաղհանում: Այդ երկու դանակներն աշխատում են փոխադարձ ուղղահայաց դիրքով:



Նկ. 2.5. Ֆրեզի դանակի տեղակայման անկյան հիմնավորման սխեմա:

Դիտարկենք ֆրեզի համակցված բանող օրգանի դանակների կինեմատիկան: Փորիչ դանակի գործողությամբ տեխնոլոգիական որակի ապահովման կարևոր պայման է տաշեղի հարաբերական շարժման ապահովումը, որը արտահայտվում է դանակի դրվածքի անկյան մեծությամբ (նկ. 2.5).

$$\beta = \varepsilon + i \leq 90 - \varphi : \quad (2.15)$$

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

Համաձայն առաջին պայմանի [61], β անկյան մեծությունը պետք է ապահովի դանակի՝ որպես սեպի, առավելագույն օգտակար գործողության գործակից: $\beta = 25 \div 28^\circ$ 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: Համաձայն Գ.Ն. Սինեոկովի, անհրաժեշտ է ապահովել (2.15) բանաձևի բաղադրիչների հետևյալ արժեքները. դանակի սրման անկյունը ընտրվում է սայրի անհրաժեշտ ամրության ապահովման պահանջից՝ $i = 15 \dots 20^\circ$: Տեխնոլոգիական պահանջներով անհրաժեշտ է պահպանել $\varepsilon_{min} \geq 10^\circ$: 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. Թարվերդյանի տեսական-գիտափորձնական հետազոտությունների, փխրիչ դանակի հանգիստ և առանց տատանումների գործողության խնդրի միակ լուծումը նվազագույն քարշային դիմադրության ապահովումն է, որը $\beta = 22^\circ$ մնում է հաստատուն հողի և բանող օրգանի միջև շփման անկյան $10 \dots 28^\circ$ փոփոխման սահմաններում:

Հաշվի առնելով աշխատանքային միջավայրից կախված դանակի դրվածքի անկյամբ պայմանավորված ֆրեզի ստիպողական տատանումների առաջացումը, ընդունում ենք.

$$\beta = i + \varepsilon = 15^\circ + 10^\circ:$$

Հանրահայտ է, որ դանակի սայրի շարժման բացարձակ հետագծի՝ ցիկլոիդի պարամետրերից կախված, ֆրեզի պտտման ընթացքում դանակի կտրման անկյունը՝ β , անընդհատ փոփոխվում է, որով պայմանավորված փոփոխվում է նաև նրա ε բաղադրիչը (նկ.2.5):

Գրականության տվյալներով [34,61] ընդունենք դանակի տեղակացման անկյունը $\gamma = 70^\circ$, այդ դեպքում կունենանք $\varepsilon + \Delta\varepsilon + \gamma = 90^\circ$ կամ $\varepsilon = 20 - \Delta\varepsilon$:

$$\Delta ECD\text{-ից կստանանք (նկ.2.5). } \operatorname{tg} \Delta\varepsilon = \frac{\cos \alpha}{\lambda - \sin \alpha}, \text{ ուստի.}$$

$$\varepsilon = 20^{\circ} - \operatorname{arctg} \frac{\cos \alpha}{\lambda - \sin \alpha} :$$

(2.16)

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 $(8,6 \div 31)^{\circ}$ տիրույթում: Այսինքն, տեխնիկական պահանջներով $\varepsilon_{\max} = 10^{\circ}$ -ի փոխարեն, այն ավելի քան 3 անգամ մեծանում է և պատճառ դառնում ֆրեզի անհանգիստ աշխատանքին: Իրականում ֆրեզը աշխատում է նվազագույն՝ աննկատ ցնցումներով: Այդ երևույթի պատճառը կայանում է նրանում, որ մեկ դանակը՝ գտնվելով ցնցումների գոտում, $\alpha = 70 \dots 180^{\circ}$ տիրույթում, մնացած 5 դանակներն աշխատում են բավարար պայմաններում և համատեղ մեղմացնում են 1-2 դանակների թրթռումները, ֆրեզը հիմնականում աշխատում է հանգիստ:

Մոլախոտային բուսականության քաղհանող դանակի սայրի կինեմատիկական առավել բարդ է: Քաղհանիչ դանակի գործողության ընթացքում սայրի շարժման հետագծի շոշափողի նկատմամբ փոփոխվում է սայրի դիրքը, որի հետևանքով մեկ ցիկլի ընթացքում մոլախոտերի մի մասը կտրվում է սահումով, որոշ մասը հատումով: Միանգամայն հասկանալի է, որ կտրման երկրորդ եղանակն անընդունելի է՝ տեխնոլոգիական գործընթացի նվազ էներգածախսումներ ապահովելու տեսանկյունից: Տեսական հետազոտությունների արդյունքների վերլուծությամբ հնարավոր է մեծացնել մոլախոտերի սահումով կտրման տիրույթը:

Համաձայն նկ. 2.5-ի, կարող ենք գրել .

$$\Delta\varepsilon + \varepsilon + \gamma = 90^{\circ}, \quad (2.17)$$

որտեղ γ -ն դանակի տեղակայման անկյունն է, $\Delta\varepsilon = \operatorname{arctg} \frac{\cos \alpha}{\lambda - \sin \alpha}$, ε -ը կտրող սայրի և ցիկլոիդի տվյալ կետում շոշափողի միջև կազմած անկյունը՝ $\varepsilon < 90 - \varphi$, φ -ն դանակի և մոլախոտի միջև սահքի շփման անկյունն է:

Դանակի $0 \dots 180^\circ$ սահմաններում պտտվելու ընթացքում, $\Delta\varepsilon$ -ը փոփոխվում է $(+)$ 14⁰-ից $(-)$ 14⁰, մինչդեռ դանակի տեղակայման անկյունը մնում է հաստատուն, ուրեմն մոլախտի կտրման համար անհրաժեշտ պարամետրերը՝ ε -ը, փոփոխվում է կախված ֆրեզի կինեմատիկական պարամետրից՝ λ -ից, դանակի պտտման անկյունից α -ից: Մոլախտի և դանակի միջև շփման անկյունը ընդունելով՝ $\varphi_{max} \approx 30^\circ$, կստանանք $\varepsilon \leq 60^\circ$ պայմանը:

Յաշվի առնելով, որ մոլախտը կտրվում է հողում, այսինքն առկա է լրացուցիչ <<հակակտրիչ>>, կարելի է ընդունել $\varepsilon_{max} = 50^\circ$: Կուլտիվատորային թաթիկներով մոլախտի քաղհանման սլաքած և թաթիկների փռվածքի անկյունը ընդունվում է $2\gamma_n = 60^\circ$, կաշուն հողերում աշխատելու համար: Այսինքն, ծանր հողային պայմանների համար $\varepsilon = \gamma_n = 30^\circ$: Յիշատակվածը փաստում է, որ ցանկալի է փռվածքի անկյունն ընտրել ոչ պակաս, քան 30° , քանի որ մատուցման առաջադրված հաստատուն մեծության (S) դեպքում դանակի

երկարությունը՝ $l = \frac{5}{\sin \gamma_n}$: Այսինքն, անհրաժեշտ է ֆրեզի

պարամետրերն ընտրել այնպես, որ մոլախտը կտրվի սահմանով և քաղհանման գոտու մեծ մասը ընկնի $\varepsilon = 20 \dots 30^\circ$ տիրույթում:

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

Այսպիսով, մշակված է ագրոտեխնոլոգիական պահանջներին առավելագույնը համապատասխանող պողատու այգիների միջծառային և միջբնային տարածությունների մշակման ուղղաձիգ պտտման առանցքով ֆրեզի կինեմատիկական պարամետրերի հաշվարկի տեսությունը:

Յետագոտությունների հաջորդ փուլով կմշակվի ֆրեզի գործողության կինեմատիկական և հողի հետ փոխազդեցության ուժային վերլուծությունը, որը կհիմնավորվի գիտափորձնական հետազոտությունների արդյունքներով:

2.3. Պտղատու այգիների միջբնային և մերձբնային տարածությունների մշակման ուղղածիզ պտտման առանցքով ֆրեզի դինամիկան

Պտղատու այգիների ծառերի միջբնային տարածությունների մշակման գոյություն ունեցող պասիվ և ակտիվ բանվորական օրգաններով մեքենաներից վերջին տարիներին առավել տարածված են հորիզոնական և մասամբ ուղղածիզ պտտման առանցքներով ֆրեզները, որոնք համալրված են տարբեր կառուցվածքի դանակներով: Չնայած բազմաթիվ հետազոտություններով հաստատված այն անհերքելի առավելություններին, որոնք վերաբերում են ակտիվ ռոտացիոն մեքենաներով հողի մշակման տեխնոլոգիական բարձր որակին՝ հողի փխրեցման, մոլախտային բուսականության ոչնչացման, բարենպաստ օդային և ջրային պայմանների և այլ ցուցանիշների ապահովման տեսանկյունից, այդ մեքենաներն իրենց կառուցվածքային մի շարք առանձնահատկությունների պատճառով լայն կիրառություն չեն ստանում՝ կառուցվածքային բարդության և տեխնոլոգիական գործընթացի բարձր էներգատարության պատճառով, ի համեմատություն պասսիվ բանող օրգաններով մեքենաների: Պտղատու այգիների մերձբնային և միջբնային տարածքում ֆրեզի լայնական տեղաշարժը ապահովող ազդակային մեխանիզմն իր կառուցվածքով բավականին զգայուն է, ցանկացած պատահական խոչընդոտի (բազմամյա մոլախտեր կամ ճյուղեր) և բանող օրգանի կառավարման մեխանիզմի շոշափոցի հանդիպման արդյունքում, ֆրեզն անհարկի տեղափոխվում է դեպի այգիների միջշարքային տարածություն (փակվում է), փոքրացնելով բանող օրգանների ընդգրկման լայնությունը և մշակման տեխնոլոգիական գոտում թողնելով չմշակված տարածքներ: Նման երևույթից խուսափելու նպատակով կարելի է մեծացնել բանող օրգանի կառավարող մեխանիզմի հիդրոմեխանիկական հանգույցի կոշտությունը, որը սակայն ծառերի միջբնային և մերձբնային գոտու մշակման ընթացքում անխուսափելիորեն կհանգեցնի ծառերի բնի կեղևի

զգալի վնասվածքի, որը մշակման ագրոտեխնիկական պայմանների անթույլատրելի խախտում է:

Հիմնախնդրի ուսումնասիրության նկատմամբ արդյունքում մեր կողմից մշակվել է ուղղաձիգ պտման առանցքով ֆրեզ, որի կարևորագույն կառուցվածքային առանձնահատկությունը կայանում է նրանում, որ ֆրեզին համառանցք տեղակայված է ֆրեզի տրամագծից մեծ տրամագծով օղագոտի, արտաքին առաձգական ծածկույթով, որն էլ հենց հանդիսանում է ֆրեզի լայնական տեղաշարժման տվիչը: Առաջարկված մեքենայի կառուցվածքը և աշխատանքի սկզբունքը բերված են [4]:

Առաջարկված մեքենայի օպտիմալ՝ երկրաչափական ու կինեմատիկական, պարամետրերը որոշելու նպատակով իրականացվել են տեսական և գիտափորձական հետազոտություններ [3]: Մեքենան պարզ է կառուցվածքով, միջբնային տարածությունները մշակելիս չի թողնում չմշակված տարածքներ, ինչով բացառում է ձեռքի ծանր աշխատանքի անհրաժեշտությունը: Արտաքին առաձգական օղագոտին հավելով բնին, որն է վնասվածք չի պատճառում կեղևին, սահուն շրջանցելով և պատճենահանելով ծառերի շարքը:

Առաջարկվող մեքենան ապահովելով միջբնային տարածքների մշակումը ագրոտեխնիկական պայմաններին համապատասխան, միաժամանակ պետք է լինի էներգոխնայողական: Մեքենայի էներգետիկ ցուցանիշները բացահայտելու համար անհրաժեշտ է ուսումնասիրել բանվորական օրգանի դինամիկան, ազդող ուժային համակարգը և որոշել այն պարամետրերը, որոնց դեպքում ագրեգատի քարշային դիմադրությունը կլինի նվազագույն:

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

Ֆրեզի և մշակվող միջավայրի փոխազդեցության հայտնի կինեմատիկական-դինամիկական տեսությունը վերաբերում է հորիզոնական առանցքով պտման ֆրեզներին: Ի տարբերություն և հորիզոնական պտման առանցքով ֆրեզների, ուղղաձիգ պտման առանցքով ռոտացիոն մեքենաների բանող օրգանները մշտապես

գործում են հողային զանգվածում: Նշենք, որ հորիզոնական պտտման առանցքով ֆրեզների հաշվարկի տեսության որոշ խնդիրների լուծման արդյունքները վերափոխումներով օգտագործվում են ուղղաձիգ պտտման առանցքով ֆրեզների դինամիկա-կինեմատիկական պարամետրերի հաշվարկի նպատակով:

Հողամշակման մեքենաների քարշային դիմադրության որոշման նպատակով հարմար է օգտվել Վ.Պ. Գորյաչկինի կողմից առաջարկված քարշային դիմադրության ռացիոնալ բանաձևից.

$$P = P_{կտ} + P_{շի} + P_{շպ},$$

որտեղ $P_{շի}$ – ն հողի և դանակի միջև առաջացած շփման դիմադրությունն է,

$P_{կտ}$ – ն՝ տաշեղի կտրման և փխրեցման դիմադրությունը,

$P_{շպ}$ – ն՝ տաշեղին կինետիկ էներգիա հաղորդելու վրա ծախսված դիմադրությունը:

Քննարկվող խնդրի հաշվարկային սխեմայում կան նախադրյալներ օգտվելու Վ.Պ. Գորյաչկինի ռացիոնալ բանաձևից ֆրեզի դիմադրության որոշման ընթացքում: Տարբերությունը երրորդ անդամի՝ $P_{շպ}$, առին կինետիկ էներգիա հաղորդելու բացակայության մեջ է, որը պայմանավորված է աշխատանքի ընթացքում ուղղաձիգ պտտման առանցքով ֆրեզի դանակների ամբողջությամբ հողազանգվածով շրջափակված պայմաններում գտնվելու հանգամանքով, և ըստ էության, գրեթե բացակայում է հողային զանգվածի շարտման դիմադրությունը:

Ուղղաձիգ առանցքով ֆրեզի ուղղաձիգ և հորիզոնական սայրերով ունիվերսալ դանակով կատարվում է երկու գործողություն՝ հողի փխրեցում և մոլախտերի արմատացողունային համակարգի կտրում:

Նախապես նշենք, որ հորիզոնական պտտման առանցքով ֆրեզի բանող օրգանների վրա ազդող ուժերի հաշվարկի տեսությունը չի կարելի օգտագործել ուղղաձիգ պտտման առանցքով ֆրեզի դանակների վրա ազդող ուժերի հաշվարկի նպատակով: Հորիզոնական պտտման առանցքով ֆրեզի դանակով հողի կտրումը կատարվում է

ընթացքի խորությունը համապատասխան: Մինչդեռ ուղղաձիգ պտտման առանցքով ֆրեզի դանակներն աշխատում են երկնիստ սեպի գործողության սկզբունքով, կորագիծ հետագծով, որի պատճառով դանակի վրա ազդող ուժի համազորի ուղղությունը փոփոխական է և համընկնում է սայրի շարժման բացարձակ արագության ուղղության հետ (նկ. 2.6,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 [85] և Յ. Բերնացկին [77], այլ փոփոխական անկյան տակ $\Delta\varepsilon$ (նկ. 2.6,ա):

Այգեփոր ագրեգատի ուղղաձիգ պտտման առանցքով ֆրեզի ուժային վերլուծության համար անհրաժեշտ է ունենալ արտաքին ազդող ուժերի համազորի մեծությունը՝ P -ն, կիրառման կետի կոորդինատները՝ y_E, x_E և ուղղությունը՝ կախված դանակների քանակից:

Խնդրի լուծումը պարզեցնելու նպատակով նախ դիտարկենք հողի մշակման՝ տաշեղի կտրման և փխրեցման գործընթացումները, ուղղաձիգ պտտման առանցքով ֆրեզի մեկ դանակի դեպքում:

Ֆրեզի դանակի ընթացքի խորությունը՝ տաշեղի հաստությունը, փոփոխվում է $\delta = 0$ -ից մինչև δ_{max} և այնուհետև աստիճանաբար փոքրանում և $\omega t \approx 180^\circ$ -ի տակ մոտավորապես հավասարվում 0-ի: Որոշ ենք դանակի դիմադրության ուժը կախված չդեֆորմացված հողից տաշեղի կտրումից և դրա որոշակի տեղափոխությունից:

Գիտափորձնական հետազոտություններով հաստատված է [1, 77, 85], որ ֆրեզի դիմադրության ուժի փոփոխությունն ուղիղ համեմատական է տաշեղի հաստությանը:

Որոշ ենք տաշեղի հաստության փոփոխությունը դանակի ուղղաձիգ սայրով կտրման դեպքում, պտտման անկյան $\alpha = 0 \dots \pi$ սահմաններում: Տաշեղի հաստության վերաբերյալ կան մի շարք սահմանումներ, դրանց վերլուծության արդյունքում ընդունված է տաշեղի հաստությունը չափել արտաքին ցիկլոյիդին տարված ուղղահայացի այն հատվածով, որը պարփակված է արտաքին և ներքին ցիկլոիդների միջև [61]:

XOY կոորդինատային համակարգում (նկ. 2.6,ա), դանակի սայրի հետագծի (ցիկլոիդի) հավասարումը կլինի.

$$\left. \begin{aligned} x &= Vt + R \sin \omega t, \\ y &= R \cos \omega t, \end{aligned} \right\} \quad (2.18)$$

Ցիկլոիդի հավասարումների համակարգից, կորի ընթացիկ կետում շոշափողի կազմած անկյունը X-երի առանցքի դրական ուղղությամբ հետկլինի.

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

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

Ցիկլոիդի շոշափողին՝ V_a , տարված ուղղահայացի՝ EO' -ի անկյունային գործակիցը՝ $\operatorname{tg} \alpha_n = -\frac{I}{\operatorname{tg} \psi^1}$, ուստի կստանանք

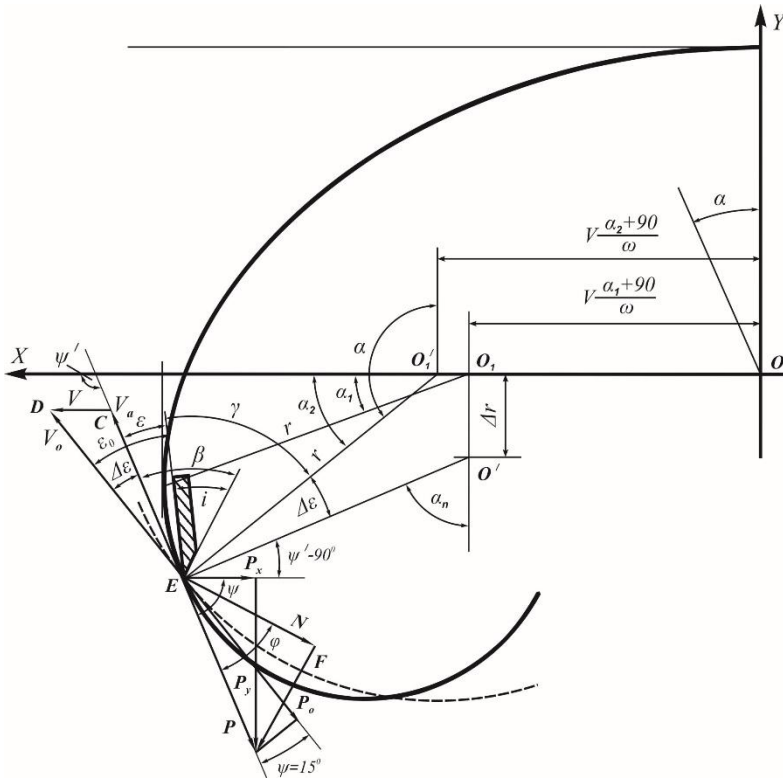
$$\operatorname{tg} \alpha_n = \frac{1 + \lambda \cos \omega t}{\lambda \sin \omega t}, \text{ որտեղից.}$$

$$\alpha_n = \operatorname{arctg} \frac{1 + \lambda \cos \omega t}{\lambda \sin \omega t} \quad (2.19)$$

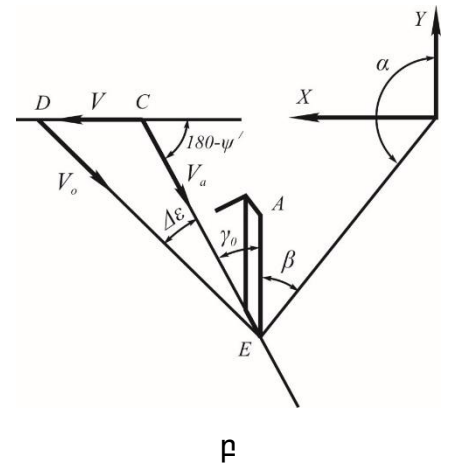
Արտահայտելով տաշեղի հաստություները δ -ն մատուցման մեծությամբ՝ S -ով, կարող ենք գրել $\delta = S \cos \alpha_n$, կամ.

$$\delta = S \cos \left(\operatorname{arctg} \frac{1 + \lambda \cos \omega t}{\lambda \sin \omega t} \right) \quad (2.20)$$

Ստացված բանաձևի հավաստիությունը ստուգենք սայրի բնութագրական դիրքերի համար: Երբ $\omega t = 0$, ունենք $\operatorname{arctg} \infty = 90^\circ$, $\delta = 0$, երբ $\omega t = 180^\circ$ նույնպես $\delta = 0$ և երբ $\omega t = 90^\circ$, ունենք $\alpha_n = \operatorname{arctg} \frac{1}{\lambda}$, տաշեղի հաստություները կլինի առավելագույնը՝ $\delta = \delta_{\max}$: Երբ $\operatorname{arctg} \frac{1 + \lambda \cos \omega t}{\lambda \sin \omega t} = 0$, որտեղից $\cos \omega t = -\frac{1}{\lambda}$, որը նույնպես հավաստի է, $\omega t = 90 + \alpha_n$:



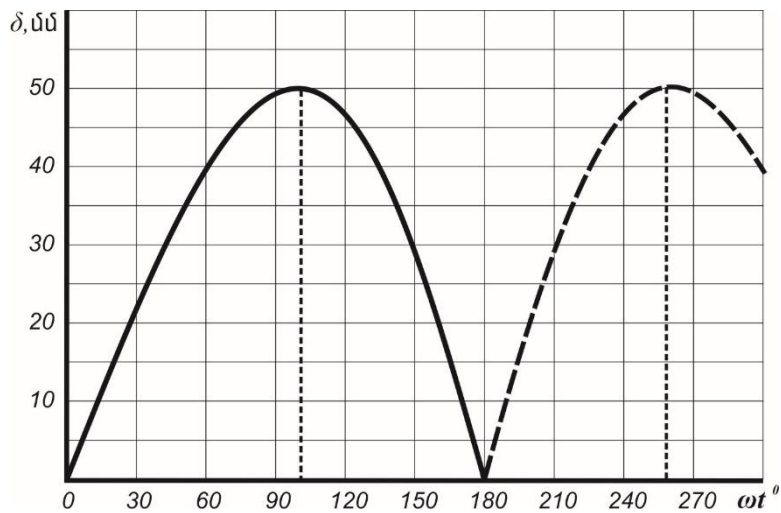
ա



բ

Նկ. 2.6. ՈՒՊԱ ֆրեզի պարամետրերի հաշվարկային սխեմա.
 ա-ֆրեզի կինեմատիկական և ուժային հաշվարկի,
 բ-դանակի սայրի երկարության հաշվարկի:

Տաշեղի հաստության փոփոխության կախվածությունը դանակի պտտման անկյունից ներկայացված է Նկ. 2.7-ում:



Նկ. 2.7. Տաշեղի հաստություն δ -ի կախվածությունը դանակի պտտման անկյունից ωt ($\lambda=6, S=5,0$ սմ):

Գրաֆիկի տվյալների վերլուծությունը ցույց է տալիս, որ տաշեղի հաստությունը դանակի պտտման անկյունից կախված փոփոխվում է յուրահատուկ՝ ասիմետրիկ պարաբոլի օրենքով՝ 5° ասիմետրիկությամբ: Ընդ որում, տաշեղի հաստության առավելագույն արժեքն ընկնում է $\omega t > 90^\circ$ -ի տիրույթում և մեծությամբ համապատասխանում է (2.20) հավասարման $I + \lambda \cos \omega t = 0$ պայմանին, այսինքն.

$$\delta_{max} = S \arccos\left(-\frac{I}{\lambda}\right) \quad (2.21)$$

Դիտարկվող խնդիրը վերաբերում է մեկ դանակին, որի լուծումից ստացանք տաշեղի առավելագույն հաստությունը և դանակի պտտման համապատասխան անկյունը $\alpha_n = \arccos\left(-\frac{I}{\lambda}\right)$:

Ֆրեզը դանակը գործողության $\alpha = 0 \dots 180^\circ$ միջակայքում մշակում է դեռևս անմշակ տարածք, իսկ $\alpha = 0 \dots 360^\circ$ -ի տիրույթում այն գործում է արդեն մշակված հողում: Այս դեպքում փշրված տաշեղի երկարությունն ընկնում է $1 + \lambda \cos(180 + \omega t) = 0$ տիրույթ, որտեղից.

$$180 + \omega t = \arccos\left(-\frac{I}{\lambda}\right), \quad \omega t = \arccos\left(-\frac{I}{\lambda}\right) - 180:$$

Այսինքն ստացվում է, որ փշրված տաշեղի առավելագույն մեծությունը գտնվում է ցիկլոիդի հակառակ կողմի նույն խորություն վրա (նկ. 2.7):

Կատարենք համակարգի ուժային վերլուծություն:

Դանակի վրա ազդող ուժերի համագործը՝ P -ն, ֆրեզի լիսեռի վրա առաջացնում է դիմադրության մոմենտ $M_{\eta} = P_2 R \cos \Delta \varepsilon$, որը հավասարակշռվում է շարժաբեր մոմենտով՝ $M_{պտ} = P_2 R$, որտեղ P_2 -ն շրջագծային ուժն է (նկ. 2.6,ա), որը որոշվում է գիտափորձնական ճանապարհով, համակարգի շարժաբեր մոմենտի չափումների

միջոցով. $P_2 = \frac{M_{պտ}}{R}$:

Եռանկյունի ECD -ից (նկ. 2.6,ա) կարող ենք գրել .

$$\operatorname{tg} \Delta \varepsilon = \frac{\cos \alpha}{\lambda - \sin \alpha} : \quad (2.22)$$

Օգտվելով մոմենտների հավասարության պայմանից՝ $M_2 = M_{\text{պտ}}$ և (2.22) արտահայտությունից, կարող ենք գրել .

$$P = \frac{P_2}{\cos \Delta \varepsilon} = \frac{M_{\text{պտ}}}{r \cos \operatorname{arctg} \frac{\cos \alpha}{\lambda - \sin \alpha}} : \quad (2.23)$$

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

$$\cos \alpha_2 = \frac{\Delta r + \delta \sin \alpha_1}{r} = \frac{1}{\lambda} \left(1 + \frac{2\pi}{\lambda^2 z} \sqrt{\lambda^2 - 1} \right), \quad (2.24)$$

ուստի առավելագույն ուժի կիրառման E կետի կոորդինատների համար ճշգրիտ են.

$$\left. \begin{aligned} y_E &= \frac{r}{\lambda} \sqrt{\lambda^2 - \left(1 + \frac{2\pi}{\lambda^2 z} \sqrt{\lambda^2 - 1} \right)^2}, \\ x_E &= \frac{r}{\lambda} \left(1 + \frac{2\pi}{\lambda^2 z} \sqrt{\lambda^2 - 1} + \frac{\pi}{2} + \alpha_2 \right) : \end{aligned} \right\} \quad (2.25)$$

Յետևելով հողամշակման դիմադրության որոշման գործընթացի կինյան ուսմունքին և հաշվի առնելով հետևորդների կողմից կատարված գիտափորձնական հետազոտությունների արդյունքները, ընդունվում է, որ հողային փակ միջավայրում աշխատող ուղղահիգ պտտման առանցքով ֆրեզի դանակի դիմադրության ուժը հիմնականում բաղկացած է երկու բաղադրիչներից. տաշեղի կտրման և դեֆորմացման դիմադրությունից՝ $P_{\text{կտ}}$, և դանակի և հողի միջև շփման դիմադրությունից՝ $P_{\text{շփ}}$.

$$P = P_{\text{կտ}} + P_{\text{շփ}} : \quad (2.26)$$

Արտահայտելով P -ի արժեքը P_2 -ով (2.23), կստանանք.

$$\frac{P_2}{\cos \Delta \varepsilon} = \frac{M_{\text{պտ}}}{r \cos \left[\operatorname{arctg} \frac{\cos \alpha}{\lambda - \sin \alpha} \right]} = P_{\text{շփ}} + P_{\text{կտ}} : \quad (2.27)$$

Ունենալով ֆրեզի դիմադրության ուժի ընդհանուր արժեքը, որոշենք տաշեղի կտրման և դեֆորմացիայի դիմադրության ուժերը:

Ուղղաձիգ պտտման առանցքով ֆրեզի գործողության մեջ տաշեղը կազմավորվում է հաստատուն խորությամբ՝ α և փոփոխական հաստությամբ δ , քառանկյունի հատվածքով, $\alpha \times \delta$ փոփոխական մակերեսով:

Օգտվելով գույքանի իրանի աշխատանքի անալոգիայից, կարող ենք գրել $P_{կտ} = K_{կտ} \delta a$, որտեղ $K_{կտ}$ -ն համեմատականության գործակից է, այն իր մեջ ներառում է հողի կտրման տեսակարար և տաշեղի դեֆորմացման դիմադրությունները: Տեղադրելով տաշեղի հաստության δ -ի որոշման արտահայտությունը (2.20)-ից, կստանանք.

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

որտեղ S -ը մատուցում է՝ $S = \frac{2\pi R}{\lambda z}$, որը նույնպես կախված է ֆրեզի

կիսեմասիկական պարամետրից և դանակների թվից: Այսպիսով $P_{կտ}$ դիմադրության ուժի հաշվարկի համար կստանանք հետևյալ բանաձևը.

$$P_{կտ} = K_{կտ} a \frac{2\pi r}{\lambda z} \cos\left(\operatorname{arctg} \frac{1 + \lambda \cos \omega t}{\lambda \sin \omega t}\right): \quad (2.28)$$

Գիտափորձնական ճանապարհով չափազանց դժվար է որոշել հողի ֆրեզման դիմադրության շփման ուժի բաղադրիչը՝ $P_{շփ}$, սակայն ունենալով $P_{կտ}$ -ի արժեքը, (2.27) արտահայտությունից կստանանք.

$$P_{շփ} = \frac{M_{կտ}}{r \cos\left(\operatorname{arctg} \frac{\cos \alpha}{\lambda - \sin \alpha}\right)} - P_{կտ}: \quad (2.29)$$

Պետք է ընդունել, որ հողի ֆրեզման դիմադրության ընդհանուր բանաձևի մեջ որոշակի դժվարություն կա, հողի կտրման տեսակարար դիմադրության որոշման խնդրում: Ա.Գ. Դալինի և Ա.Վ. Պավլովի այս ուղղությամբ կատարած բազմագործոն գիտափորձերի արդյունքում առաջարկվել է տաշեղակտրման տեսակարար դիմադրության որոշման հետևյալ էմպիրիկ բանաձևը.

$$K_{\text{լոն}} = k_{I,5} + k_V V_p, \quad (2.30)$$

որտեղ $k_{I,5}$ -ը կտրման տեսակարար դիմադրությունն է, սայրի $V_p = (I \div I,5)$ մ/վ

բացարձակ արագության դեպքում,

k_V -ն կտրման դիմադրության վրա արագության ազդեցության գործակիցն է՝

$$k_V = (I \div I,7) \cdot 10^4 \text{ Ն} \cdot \text{վ} / \text{մ}^3 :$$

Առաջարկված բանաձևին (2.30) կիրառական բնույթ տալու համար ներկայացնենք դանակի սայրի շարժման բացարձակ արագության բանաձևն ըստ հաշվարկային սխեմայի (նկ. 2.6,ա):

Օգտվելով (2.18) հավասարումից, որոշենք բացարձակ արագության (V_a) բաղադրիչները.

$$\dot{x} = V - \omega r \cos \omega t, \quad \dot{y} = -\omega r \sin \omega t,$$

և համագործի մեծությունը.

$$V_p = \sqrt{(V + \omega r \cos \omega t)^2 + (-\omega r \sin \omega t)^2},$$

հաշվի առնելով, որ $\frac{\omega r}{V} = \lambda$, կստանանք.

$$V_p = V \sqrt{1 + \lambda^2 + 2\lambda \cos \omega t} : \quad (2.31)$$

Այսպիսով, օգտվելով (2.28) բանաձևից, դանակի դիմադրության հաշվարկի բանաձևի (2.26) երկրորդ անդամը՝ $P_{\text{լոն}}$ -ն, կարտահայտվի հետևյալ հավասարումով.

$$P_{\text{լոն}} = (k_{I,5} + k_V \cdot V \sqrt{1 + \lambda^2 + 2\lambda \cos \omega t}) a \frac{2\pi r}{\lambda Z} \cos \left(\arctg \frac{1 + \lambda \cos \alpha}{\lambda \sin \alpha} \right), \quad (2.32)$$

իսկ առաջին անդամը.

$$P_{2\text{փ}} = \frac{M_{\text{լոն}}}{r \cos \left(\arctg \frac{\cos \alpha}{\lambda - \sin \alpha} \right)} - P_{\text{լոն}} : \quad (2.33)$$

Սովորաբար կտրման P համագործի երկրորդ բաղադրիչի որոշման դժվարության պատճառով, հաճախ այն միավորում են կտրման ուժի հետ:

Որոշենք հողի կտրման ուժը ըստ դանակի կատարած աշխատանքի: Դանակի մեկ պտույտի ընթացքում հողի կտրման աշխատանքը կարելի է որոշել հետևյալ բանաձևով. $A_{կտ} = P_{կտ} \cdot \ell$: Յաշվի առնելով նաև, որ $A_{կտ} = 2\pi M_{կտ}$, կտրման ուժի որոշման համար կարող ենք գրել.

$$P_{կտ} = \frac{A_{կտ}}{\ell} = \frac{2\pi M_{կտ}}{\ell}: \quad (2.34)$$

որտեղ $A_{կտ}$ -ն դանակի մեկ պտույտի ընթացքում հողի կտրման վրա ծախսվող

աշխատանքն է,

ℓ -ը՝ կտրման աղեղի երկարությունը:

Կտրման աղեղի երկարության տակ հասկացվում է ցիկլոիդի հատվածի երկարությունը, որը գտնվում է ցիկլոիդի երկու հարևան գալարների հատման կետերի՝ A և D , միջև $ABCD$ աղեղը (նկ. 2.8):

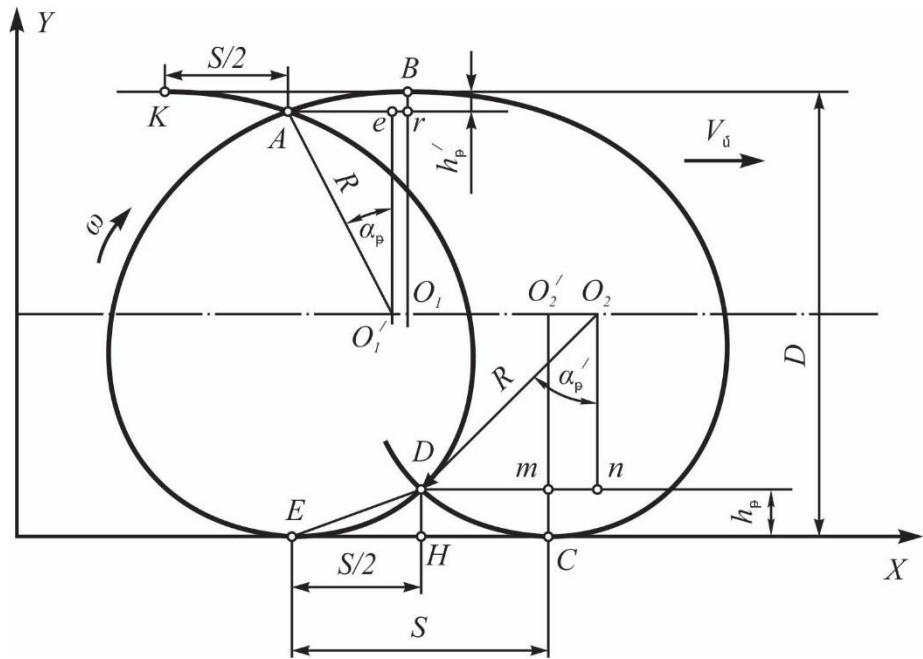
Կտրման աղեղի երկարությունը՝ տրված պարամետրական հավասարումների համակարգով (2.18), կարելի է գտնել հետևյալ արտահայտությամբ [61].

$$d\ell = \sqrt{dx^2 + dy^2} dt, \quad (2.35)$$

$$\frac{dx}{dt} = V + R\omega \cos \omega t = V + V_2 \cos \omega t,$$

$$\frac{dy}{dt} = -R\omega \sin \omega t = -V_2 \sin \omega t:$$

որտեղ $V_2 = \omega R$ - ֆրեզի դանակի շրջագծային արագությունն է:



Նկ. 2.8. Հողային տաշեղի երկրաչափական պարամետրերի և թմբիկի բարձրության որոշման սխեմա (ըստ Ի. Մ. Պանովի):

Դանակի շարժման հավասարումների ածանցյալները տեղադրելով (2.35) հավասարման մեջ, կստանանք կտրման աղեղի տարրական երկարությունը.

$$dl = \sqrt{(V + V_o \cos \omega t)^2 + (V_o \sin \omega t)^2} dt = V \sqrt{1 + \lambda^2 + 2\lambda \cos \omega t} dt, \quad (2.36)$$

որտեղ $\lambda = \frac{V_2}{V}$ - ռոտացիոն մեքենայի կինեմատիկական պարամետրն է:

Կտրման աղեղի ողջ երկարությունը կորոշվի կտրման համապատասխան անկյունների սահմաններով աղեղի տարրական երկարությունը ինտեգրելով միջոցով.

$$\ell = \int_{\omega t_1}^{\omega t_2} dl dt: \quad (2.37)$$

Փոփոխելով ինտեգրման սահմաններն ըստ դանակի պտտման անկյունների $\omega t_1 = \alpha_1$, $\omega t_2 = \alpha_2$, և հաշվի առնելով $dt = d\alpha / \omega$, կստանանք.

$$\ell = \frac{R}{\lambda} \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \sqrt{1 + 2\lambda \cos \alpha + \lambda^2} d\alpha,$$

կամ

$$\ell = \frac{R}{\lambda} \sqrt{1 + \lambda^2} \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \sqrt{1 + \frac{2\lambda \sin \alpha}{1 + \lambda^2}} d\alpha: \quad (2.38)$$

Ինտեգրալը (2.38) պատկանում է երկրորդ կարգի էլիպտիկ ինտեգրալների տեսակին: Ինտեգրալի մոտավոր արժեքը կարելի է ստանալ ենթաինտեգրալային ֆունկցիան Թեյլորի շարքի տրոհելու միջոցով: Սահմանափակվելով շարքի երեք անդամներով և կատարելով ինտեգրում, ստացվել է [61].

$$\ell = \frac{R}{\lambda} \sqrt{1+\lambda^2} \left| (\alpha_2 - \alpha_1) + \frac{\lambda}{1+\lambda^2} (\alpha_2^2 - \alpha_1^2) - \frac{\lambda^2}{6(1+\lambda^2)^2} (\alpha_2^3 - \alpha_1^3) \right|: \quad (2.39)$$

Յոդամշակ ֆրեզի աշխատանքի ընթացքում հաջորդական տեղակայված դանակների ոչ ամբողջական վերածածկի պատճառով ակոսապատին անխուսափելիորեն առաջանում են թմբիկներ: Ճշգրիտ հաշվարկների համար անհրաժեշտ է հաշվի առնել այդ թմբիկների բարձրությունը, քանի որ դրանց չափերն ուղղակիորեն ազդում են դանակի չմշակված հողազանգվածի մեջ մտնելուն և համապատասխանող սկզբնական և դրանից դուրս գալու վերջնական անկյունների արժեքների վրա: Մոտավոր հաշվարկների դեպքում կարելի է անտեսել թմբիկներով պայմանավորված ինտեգրման սահմանների փոփոխությունները և խնդիրը դիտարկել կտրման աղեղին համապատասխանող $\alpha_1 = 0$ և $\alpha_2 = 180^\circ$ անկյունների փոփոխման սահմաններում:

Եթե ընդունենք դանակի հողի մեջ մխրճվելու անկյունը $\alpha_1 = 0$, ապա համաձայն սխեմայի (նկ.2.8), կտրման հետագծին համապատասխանող դանակի պտտման անկյունը կամ կտրման գործընթացի ավարտը կհամապատասխանի $\alpha_2 = \pi + \alpha_p + \alpha'_p$ անկյանը, որտեղ α_p և α'_p անկյունները համապատասխանաբար երկու հարևան դանակների հետագծերի հատման կետերի և ակոսապատի հարթության միջև կազմված անկյուններն են:

Յամաձայն սխեմայի (նկ. 2.8), կարող ենք գրել .

$$\sin \alpha_p = \frac{S - 2 \cdot |er|}{D}, \quad \sin \alpha'_p = \frac{S + 2 \cdot |mn|}{D},$$

որտեղ S - ը դանակի մատուցումն է,

D - ն՝ ֆրեզի տրամագիծը:

$|er|$ և $|mn|$ հատվածները հավասար են հորիզոնական հարթության մեջ ֆրեզի պտտման կենտրոնի տեղափոխությանը մինչև նրա շառավղի համընկնումը համապատասխանաբար B և D կետերի հետ:

$$|er| = \alpha_p \frac{S \cdot Z}{2\pi}, \quad |mn| = \alpha'_p \frac{S \cdot Z}{2\pi}:$$

Ընդունելով $\sin \alpha_p \approx \alpha_p$ և $\sin \alpha'_p \approx \alpha'_p$, և կատարելով որոշ ձևափոխություններ, կստանանք.

$$\alpha_p = \frac{\pi}{z(\lambda+1)} = \frac{\lambda S}{D(\lambda+1)}, \quad \alpha'_p = \frac{\pi}{z(\lambda-1)} = \frac{\lambda S}{D(\lambda-1)},$$

որտեղ z - ը դանակների քանակն է:

Այսպիսով, ինտեգրման վերին սահմանի համար կստանանք.

$$\alpha_2 = \pi + \frac{\lambda S}{2R(\lambda+1)} + \frac{\lambda S}{2R(\lambda-1)} = \pi + \frac{S\lambda^2}{R(\lambda^2-1)}: \quad (2.40)$$

Ստացված արտահայտությունն (2.40) ակնհայտ է, որ ինտեգրման վերին սահմանի վրա առավելապես ազդում է ֆրեզի մատուցման մեծությունը, իսկ կինեմատիկական պարամետրը էական ազդեցություն չի թողնում: Այսինքն, թմբիկների բարձրությամբ պայմանավորված կտրման աղեղի անկյունը նպատակահարմար է որոշել միայն ռոտացիոն մեքենայի մեծ մատուցումներով աշխատանքի դեպքում:

Կատարելով որոշ ձևափոխություններ և անտեսելով (2.39) հավասարման երրորդ անդամը, կտրման երկարության որոշման համար կստանանք.

$$\ell = R \alpha_2 \left(\frac{1 + \lambda^2 + \alpha_2 \lambda}{\lambda \sqrt{1 + \lambda^2}} \right): \quad (2.41)$$

Բերված առնչությունն (2.41) երևում է, որ հողամշակ ֆրեզի կտրման աղեղի երկարությունը կախված է դանակի պտտման շառավղից՝ R , առաջին կարգի ուղիղ համեմատական կապով, և ռոտացիոն մեքենայի կինեմատիկական պարամետրից՝ λ , երկրորդ կարգի հակադարձ համեմատական կապով:

Չավասարեցնելով (2.32) և (2.34) հավասարումները և տեղադրելով (2.41) բանաձևի արժեքը, հողի կտրումից ֆրեզի շարժաբեր լիսեռի

վրա առաջացող պտտող մոմենտի որոշման համար կստանանք հետևյալ արտահայտությունը.

$$M_{\text{պտ}} = \frac{\alpha_2}{2\pi} \cdot aSR \cdot \left(k_{1,5} + k_V V \sqrt{\lambda^2 + 2\lambda \cos \omega t + 1} \right) \cdot \left(\frac{1 + \lambda^2 + \alpha_2 \lambda}{\lambda \sqrt{1 + \lambda^2}} \right) \cdot \sin \left(-\arctg \frac{\lambda \sin \omega t}{1 + \lambda \cos \omega t} \right): \quad (2.42)$$

Դիտարկենք ռոտացիոն մեքենայի շրջագծային և համընթաց շարժման արագությունների ազդեցությունը հողի կտրման ժամանակ ֆրեզի շարժաբեր լիսեռի վրա դիմադրության մոմենտի փոփոխության օրինաչափությունների վրա ֆրեզի տրամագծի, դանակների թվի և մշակման խորության հաստատուն արժեքների դեպքում. $R=0,4$ մ, $z=6$, $a=0,1$ մ: Կատարենք որոշ վերապահումներ և խնդիրը դիտարկենք ֆրեզի մեկ կիսապտույտի՝ $\omega t = 0 \dots 180^\circ$, միջակայքի սահմաններում, ընդունելով, որ այն համապատասխանում է հողի ակտիվ կտրման տեղամասին, իսկ հետագա կիսապտույտի ընթացքում դանակներն արդեն շարժվում են արդեն իսկ մշակված հողային միջավայրում, որտեղ հողի կտրման դիմադրությունն անհամեմատ փոքր է: Տեղադրելով նշված արժեքները (2.42) արտահայտության մեջ, ինչպես նաև ընդունելով $k_{1,5} \approx 3,5 \cdot 10^4$ Ն/մ² և $k_V \approx 1,3 \cdot 10^4$ Ն·վ/մ³, կստանանք.

$$M_{\text{պտ}} \approx \alpha_2 \cdot S \cdot \left(195 + 72V \sqrt{\lambda^2 + 2\lambda \cos \omega t + 1} \right) \cdot \left(\frac{1 + \lambda^2 + \alpha_2 \lambda}{\lambda \sqrt{1 + \lambda^2}} \right) \cdot \sin \left(-\arctg \frac{\lambda \sin \omega t}{1 + \lambda \cos \omega t} \right): \quad (2.43)$$

Ֆրեզի տրամագծի, դանակների թվի և մշակման խորության հաստատուն արժեքների դեպքում շրջագծային և համընթաց շարժման արագությունների փոփոխման արդյունքում անխուսափելիորեն կփոփոխվի նաև ռոտացիոն մեքենայի կինեմատիկական պարամետրը՝ $\lambda = \frac{V_2}{V}$, և մատուցման մեծությունը՝ $S = \frac{2\pi R}{\lambda z}$: Կինեմատիկական պարամետրերի և դրանց համապատասխան շրջագծային և համընթաց շարժման արագությունների ու մատուցման մեծության փոխկապակցված արժեքները բերված են աղյուսակ 2.1-ում:

Յողի կտրումից ֆրեզի շարժաբեր լիսեռի վրա պտտման մոմենտի փոփոխության կախվածությունը դանակի շրջագծային և ագրեգատի

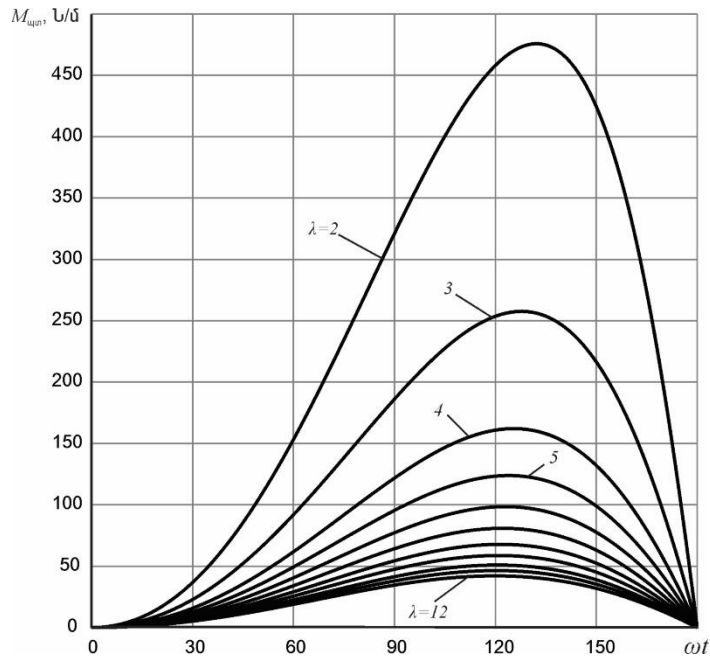
համընթաց շարժման արագություններին՝ $M_{\text{սր}} = f(V_2, V)$,
 ներկայացված են նկ. 2.9 և 2.10-ում:

Աղյուսակ 2.1

Ռոտացիոն մեքենայի կինեմատիկական պարամետրի տարբեր
 արժեքներին համապատասխան V , V_2 և s -ի արժեքները

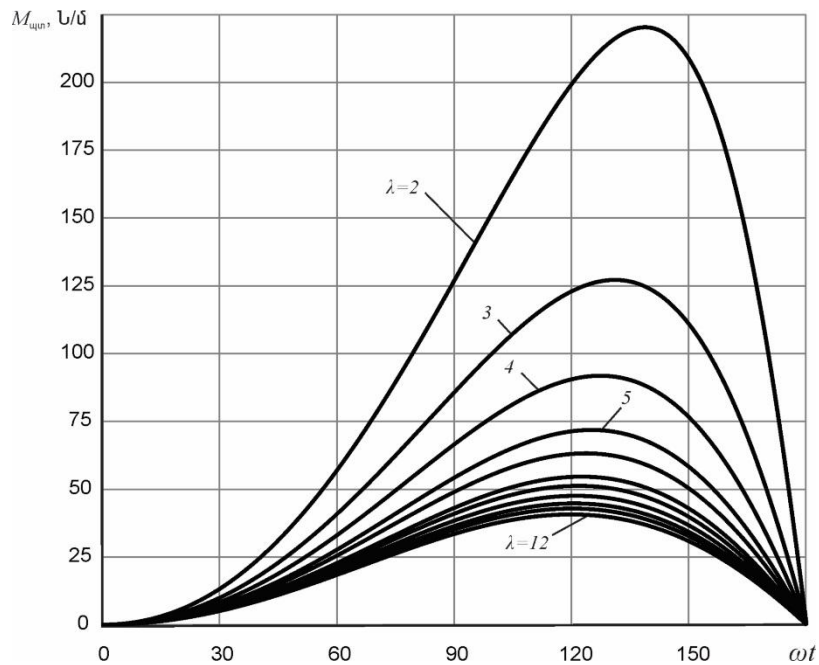
$V_2 = \text{const} = 5 \text{ մ/վ}$			$V = \text{const} = 0,5 \text{ մ/վ}$		
λ	$V \text{ (մ/վ)}$	$s \text{ (սմ)}$	λ	$V_2 \text{ (մ/վ)}$	$s \text{ (սմ)}$
2	2,5	21	2	1	21
4	1,25	10,5	4	2	10,5
6	0,83	7	6	3	7
8	0,63	5,2	8	4	5,2
10	0,5	4,1	10	5	4,1
12	0,42	3,5	12	6	3,5

Դանակի շրջագծային և ագրեգատի համընթաց շարժման
 արագությունների ադդեցությունները հողի կտրման
 դիմադրության մոմենտի առավելագույն արժեքների փոփոխման
 օրինաչափությունների վրա $M_{\text{սր}} = f(V_2, V)$ ներկայացված են նկ.2.11-
 ում:



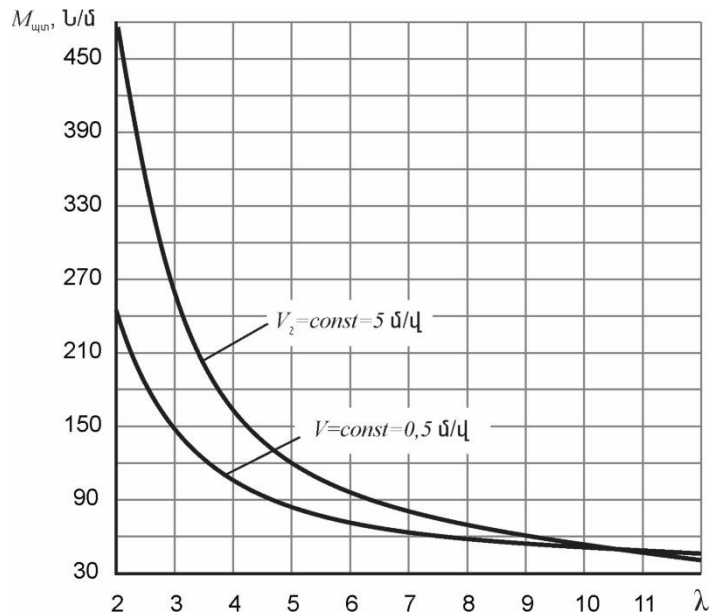
Նկ. 2.9. Կտրման դիմադրությունը ու նից ֆրեզի պտտող մոմենտի փոփոխման օրինաչափ ափուլային ներքին կախված համընթաց շարժման արագությունը՝ $M_{\text{սլ}} = f(V)$.

$R=0,4$ մ, $a=0,1$ մ, $V_2 = \text{const} = 5$ մ/վ, $z=6$:



Նկ. 2.10. Կտրման դիմադրությունը ու նից ֆրեզի պտտող մոմենտի փոփոխման օրինաչափ ափուլային ներքին կախված դանակի շրջագծային արագությունը՝ $M_{\text{սլ}} = f(V_2)$.

$R=0,4$ մ, $a=0,1$ մ, $V = \text{const} = 0,5$ մ/վ, $z=6$:



Նկ. 2.11. Դանակի շրջագծային և ագրեգատի համընթաց շարժման արագությունների ազդեցությունները հողի կտրման դիմադրության մոմենտի առավելագույն արժեքների փոփոխման օրինաչափությունների վրա $M_{\max} = f(V_2, V)$.

$$R=0,4 \text{ մ}, \quad a=0,1 \text{ մ}, \quad z=6:$$

Ներկայացված գրաֆիկների տվյալների վերլուծությամբ պարզվում է, որ թեև ռոտացիոն մեքենայի կինեմատիկական պարամետրի մեծացումը բերում է ֆրեզի շարժաբեր լիսեռի վրա պտտող մոմենտի նվազեցման, սակայն այդ փոփոխությունների արժեքները էականորեն տարբերվում են իրարից՝ հատկապես կինեմատիկական պարամետրի $\lambda=2\dots 8$ արժեքների միջակայքում: Նման պատկերը վկայությունն է այն փաստի, որ դանակի շրջագծային և ագրեգատի համընթաց շարժման արագությունները տարբեր չափերով են ազդում պտտող մոմենտի վրա և կինեմատիկական պարամետրի ու մատուցման միևնույն արժեքների դեպքում այն ձեռք է բերում տարբեր արժեքներ: Այսպես, կինեմատիկական պարամետրի մեծացումը 6,5 անգամ՝ ի հաշիվ դանակի շրջագծային արագության փոփոխության, հանգեցնում է պտտող մոմենտի նվազեցման մոտ 6 անգամ, այն դեպքում, երբ կինեմատիկական պարամետրի համանման փոփոխությունը՝ ի հաշիվ ագրեգատի համընթաց շարժման

արագության փոքրացման, թեև կրկին բերում է պտտող մոմենտի նվազեցման, սակայն արդեն ավելի քան 12 անգամ:

Այսպիսով, տեսական հետազոտությունների արդյունքներով կարելի է փաստել, որ ագրեգատի համընթաց շարժման արագության մեծացման դեպքում \$r\$-եզի շարժաբերլիսեռի վրա պտտող մոմենտի փոփոխությունները կրում են ավելի ինտենսիվ բնույթ, քան եթե միևնույն տեխնոլոգիական պարամետրերի դեպքում մեծացվեր դանակի պտտման շրջագծային արագությունը:

Ստացված օրինաչափությունները թերևս կարելի է բացատրել այն հանգամանքով, որ դանակի շարժման բացարձակ արագության փոփոխությունը այսպես թե այնպես հանգեցնում է մատուցման չափի փոփոխությանը, սակայն վերջինիս միջակայքային սահմաններն ավելի ինտենսիվ փոփոխության են ենթարկվում ագրեգատի համընթաց շարժման արագության փոփոխության դեպքում՝ միևնույն կինեմատիկական պարամետրերի պարագայում:

Տեսական հետազոտություններով հաստատված օրինաչափությունները և արդյունքները կհիմնավորվեն գիտափորձերի տվյալներով, համադրման եղանակով: Գիտափորձերի կատարման մեթոդիկային, չափումների կազմակերպմանը և դրանց արդյունքների վերլուծությանը կանդրադառնանք առենախոսության հետագա բաժիններում:

2.4. Պտղատու այգիների միջբնային-մերձբնային տարածությունների մոլախոտային բուսականության քաղհանման հաշվարկի տեսությունը

Ուղղաձիգ պտտման առանցքով \$r\$-եզի, մոլախոտի քաղհանման դանակը երկրաչափական ձևով իրենից ներկայացնում է միակողմանի սայրով հարթահատ թաթիկ, որի փռվածքի γ անկյան մեծությունը պարտադիր պետք է հաշվարկել համաձայն $\gamma_n < 90 - \varphi$ հանրահայտ պայմանի, համաձայն որի ապահովվում է մոլախոտի արմատային համակարգի սահուն մոլ կտրում: Անհրաժեշտ ենք համարում նաև նշել, որ ինչպես հիմնահողի, այնպես էլ մոլախոտային բուսականության արմատային համակարգի կտրման նվազագույն դիմադրություն

ապահովելու համար անհրաժեշտ է օգտվել Ա.Պ.Թարվերդյանի կողմից իրականացված տեսական ու գիտափորձնական հետազոտությունների արդյունքների հիման վրա ստացված եզրակացություններից, մասնավորապես գյուղատնտեսական նյութերի կտրումը անհրաժեշտ է իրականացնել թեք-շեղ-սահումով կտրման սկզբունքով [65, 66]: Ընդ որում դանակի տեղակայման անկյան տրանսֆորմացված մեծությունը պետք է ընտրել $\alpha_{տր} = 20 \div 22^\circ$ սահմաններում, ապահովելով սահումի գործակցի $\varepsilon_u = 8,0 \div 10,0$ մեծություն, իսկ քայքայման (կտրման) հարթությունը պետք է համընկնի տվյալ վարվածադեֆորմացիոն վիճակի գլխավոր հարթակի հետ:

Այս դեպքում շոշափող լարումը կարելի է հաշվարկել $\tau_{xy} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{\theta}{2} \cos \frac{3}{2}\theta$ բանաձևով, որտեղ K_I -ը լարման ինտենսիվության գործակիցն է, r -ը՝ հետազոտվող կետի շառավիղ-վեկտորը [65]:

Չափազանց կարևոր է ճիշտ հաշվարկել հարթահատ թաթիկի՝ դանակի սայրի փռվածքի անկյան՝ γ_n մեծությունը (նկ. 2.6, բ): Կախված դանակի դիրքից՝ ֆրեզի պտտման անկյունից α ֆրեզի կես պտույտի՝ ($\alpha = 0 \div 180^\circ$) ընթացքում, փռվածքի անկյունը՝ կազմված դանակի կտրող սայրի և շարժման բացարձակ արագության միջև, փոփոխվում է լայն սահմաններում, որոշակիորեն կախված նաև կինեմատիկական պարամետրից (λ):

Քանի որ դանակի դիրքը սևեռակված է ֆրեզի հետ, դեռևս անհայտ մեծության՝ β , անկյան տակ, ուստի սահումով կտրման համար հարցը ուսումնասիրենք $\beta + \gamma_n$ մեծության հետ համատեղ:

Համաձայն նկ. 2.6, բ-ի, կարող ենք գրել .

$$\Delta\varepsilon + \gamma_n + \beta = 90^\circ : \quad (2.44)$$

Օգտվելով (2.22) արտահայտությունից՝ $tg \Delta\varepsilon = \frac{\cos \alpha}{\lambda - \sin \alpha}$, (2.34)

հավասարությունը ներկայացնենք $\Delta\varepsilon = 90 - (\gamma_n + \beta)$ տեսքով, նկատի առնելով, որ $tg \Delta\varepsilon = ctg(\gamma_n + \beta)$, կստանանք.

$$\frac{\cos \alpha}{\lambda - \sin \alpha} = \operatorname{ctg}(\gamma_n + \beta),$$

կամ

$$\frac{\lambda - \sin \alpha}{\cos \alpha} = \operatorname{tg}(\gamma_n + \beta): \quad (2.45)$$

Ստացված $\gamma_n + \beta = \varphi(\lambda)$ ֆունկցիայի վերլուծությունից ակնհայտ է, որ կինեմատիկական պարամետրից կախված $\gamma_n + \beta$ անկյան անը դանդաղ է, $\lambda = 5 \div 10$ սահմաններում՝ $\gamma_n + \beta$ անկյան անը չի անցնում $3-5^{\circ}$ սահմանը: Այդ պատճառով (2.45) հավասարման վերլուծությունը, սահմանով կտրման տեսանկյունից, կատարենք $\lambda = 7$ միջին արժեքի համար, ուստի կստանանք հետևյալ տվյալները աղյուսակի տեսքով (աղ. 2.2):

Աղյուսակ 2.2

α , աստ	0	30	60	90	120	150	180
$(\gamma_n + \beta)$, աստ	81,86	82,4	85,3	90	-85,3	-82,4	-81,86

Բազմաթիվ տարիների գիտափորձնական հետազոտությունների արդյունքներով հաստատված է, որ անկախ կտրվող միջավայրի՝ հողի, մոլախոտային բուսականության վիճակից և հատկություններից, լավագույն տեխնոլոգիական որակ է ապահովվում սահմանով կտրումը՝ $\gamma_n = 30 \div 40^{\circ}$ փռվածքի անկյան դեպքում:

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

Այժմ որոշենք դանակի սայրի երկարությունը՝ EA (նկ. 2.6, բ): Չանրահայտ է, որ սայրի երկարությունը պետք է լինի այնքան, որ տաշեղի ամեմամեծ հաստության գոտում գտնվող մոլախոտերը իսպառ կտրվեն: Տաշեղի առավելագույն հաստությունը՝ δ_{max} -ը, պետք է հավասար կամ փոքր լինի դանակի ընդգրկման լայնությունից՝ b -ից:

Չայտնի է, որ տաշեղի առավելագույն հաստության՝ $\delta = \overline{AE}$ -ի E կետը գտնվում է ֆրեզի պտտման ակնթարթային կենտրոնից՝ O' ,

ցիկլոյի (նկ. 1,ա) շողափողին տարված ուղղահայացի հետ հատման տեղում ($O'E \perp EC$):

Այսպիսով, ըստ նշվածի $\delta_{max} = AE = S \cos \alpha_1$, և քանի որ $\sin \alpha_1 = \frac{1}{\lambda}$, ուստի կստանանք.

$$\cos \alpha_1 = \sqrt{1 - \sin^2 \alpha_1} = \frac{\sqrt{\lambda^2 - 1}}{\lambda} :$$

Քանի որ մատուցումը $S = \frac{2\pi r}{\lambda z}$, որտեղ z -ը դանակների թիվն է, ուստի կստանանք.

$$\delta_{max} = \frac{2\pi r}{\lambda^2 z} \sqrt{\lambda^2 - 1} : \quad (2.46)$$

Չափի առնելով, որ $\delta_{max} \leq b = \frac{\ell}{\sin \gamma_{n_{min}}}$, կստանանք.

$$\ell \geq \frac{2\pi r}{\lambda^2 z} \sqrt{\lambda^2 - 1} \sin \gamma_{n_{min}} : \quad (2.47)$$

Տեղադրելով համապատասխան տվյալների արժեքները.

$$r = 40 \text{ սմ}, \lambda = 6, z = 6, \gamma = 42^\circ$$

կստանանք

$$\ell \geq 4,7 \text{ սմ} :$$

Դանակի երկրաչափական պարամետրերի հաշվարկի հիման վրա կատարենք հարթահատ դանակի դիմադրունքյան ուժի հաշվարկը հողամուկախոտային զանգվածի կտրման ընթացքում:

Սայրով կտրման տեսություն վերաբերյալ կան բազմաթիվ հեղինակների աշխատանքներ, սակայն սույն հարցին համապատասխանաբար մոտեն Ն.Ե. Ռեզնիկի [59] և Ա.Պ. Թարվերդյանի [65, 66] աշխատանքները:

Ն.Ե. Ռեզնիկի այս ուղղությամբ աշխատանքները վերաբերում են ցողունների և ցողունաշերտի կտրման հաշվարկի տեսությունը: Ա.Պ. Թարվերդյանի հետազոտությունները վերաբերում են ցողունների և հողացողունային զանգվածի կտրման տեսությունը:

Չողի մակերեսային մշակման հարթահատ թափկների հետազոտություններով հաստատված է, որ հողամուկախոտային զանգվածում մուկախոտների սահումով կտրման համար անհրաժեշտ է

ապահովել հետևյալ պայմանը $\gamma_n \leq 90 - \varphi$ որտեղ γ_n -ն թաթիկի փռվածքի անկյունն է, φ -ն մոլախտի և կտրող սայրի միջև շփման անկյունը:

Կախված հողի և մոլախտի տեխնոլոգիական հատկություններից, φ անկյան հաշվարկային մեծությունը ընտրվում է նաև սայրի և հողի միջև շփման անկյան φ_h մեծությամբ, եթե այն մեծ է սայրի և արմատի միջև շփման անկյան մեծությունից՝ φ_w , այսինքն՝ $\varphi \leq \max(\varphi_w, \varphi_h)$:

Հաստատված է, որ փռվածքի անկյան՝ γ_n -ի օպտիմալության չափանիշը ընդունված է սայրի վրա մոլախտերի քանակից յուրաքանչյուր ակնթարթում [35]: Ուստի անհրաժեշտ է ընտրել γ_n -ի այնպիսի արժեք, որի դեպքում սայրի վրա մոլախտերի քանակը կլինի նվազագույն տվյալ ակնթարթում: Նշված պահանջների համաձայն կատարված հետազոտությունների արդյունքում, փռվածքի անկյան հաշվարկային բանաձևը ունի հետևյալ տեսքը

$$\gamma_{\text{օպտ}} = \frac{[90 - \max(\varphi_w, \varphi_h)]}{2}: \quad (2.48)$$

Համաձայն ընդունված պայմանի [10], թաթիկի (դանակի) սայրին փաթաթված մոլախտերի քանակը՝

$$Q = \frac{b^2 n}{2} [tg(\gamma + \varphi) + ctg \gamma]: \quad (2.49)$$

Փռվածքի անկյան մեծությունը արտահայտելով (2.48) բանաձևով կստանանք.

$$Q_{\min} = \frac{b^2 n}{2} \left[tg \left(\frac{90 - \varphi}{2} + \varphi \right) + ctg \left(\frac{90 - \varphi}{2} \right) \right]:$$

Վերջին արտահայտությունը ձևափոխելուց հետո կստանանք.

$$Q_{\min} = b^2 n \frac{\cos \varphi}{1 - \sin \varphi}: \quad (2.50)$$

Ստացված արտահայտությունը (2.49) բանաձևի վերափոխված տեսքն է, որը վերաբերում է պասիվ գործողության սլաքաձև թաթիկներին, որտեղ ընդգրկման լայնությունը մնում է հաստատուն: Սակայն հողամշակ ֆրեզների մոտ դանակի ընդգրկման լայնությունը փոփոխվում է պտման անկյունից կախված, հաստատուն է մնում միայն սայրի երկարությունը՝ ℓ -ը, որը

ընդգրկման լայնություն հետ կապված է $b = \ell \sin \gamma$ արտահայտությունը: ՌԻստի եթե $\gamma_{\text{օպտ}}$ -ը կախված է փոփոխական շփման անկյունից՝ φ , ապա դանակի ընդգրկման լայնությունը նույնպես փոփոխական է, որի արժեքը ($\ell \sin \gamma$) տեղադրելով (2.50) հավասարման մեջ ստացվում է.

$$Q_{\min} = n\ell^2 \sin^2 \left(45 - \frac{\varphi}{2} \right) \frac{\cos \varphi}{1 - \sin \varphi}: \quad (2.51)$$

Ստացված արտահայտության տվյալների վերլուծությամբ բացահայտվում է (2.49) հավասարման հակասական բնույթը: Իրականում կախված φ -ի աճից իջնում է սայրին փաթաթված մոլախտերի քանակը:

Ճշտված բանաձևը (2.51) կարևոր է, այն կօգտագործվի ֆրեզի դանակի տեղակայման անկյան γ -ի հաշվարկի ընթացքում.

$$\gamma_{\text{օպտ}} = [90 - \max(\varphi_w, \varphi_h)] / 2 \pm \Delta\gamma: \quad (2.52)$$

Չամաձայն գրականության ստուգված տվյալների [59, 66] մոլախտային բուսականության կտրման համար պահանջվող ուժի կրիտիկական մեծությունը՝ $P_{\text{կր}}$ -ն գումարվում է չորս բաղադրիչներից.

$$P_{\text{կր}} = P_{\text{կտ}} + P_{\text{սղծ}} + T_I + T'_I,$$

որտեղ $P_{\text{կտ}}$ -ն մոլախտի կտրման ուժն է, որը պահանջվում է սայրը $\delta\Delta\ell$ եզրաշերտով σ_p քայքայող կոնտակտային լարումով արմատի մեջ մխրճելու համար՝ $P_{\text{կտ}} = \delta\Delta\ell \sigma_p$, որտեղ $\Delta\ell$ -ը սայրի, արմատի մեջ մխրճված երկարությունն է: Չաչորդ բաղադրիչը՝ $P_{\text{սղծ}}$ -ն, անհրաժեշտ է մինչև արմատի կտրելը, $\delta\Delta\ell$ մակերեսով արմատը խտացնելու համար [66]:

$$P_{\text{սղծ}} = \frac{E}{2d} h_{\text{սղծ}}^2 \text{tg} \varepsilon \Delta\ell, \text{ որտեղ } E\text{-ն արմատի դեֆորմացիայի մոդուլն է,}$$

d -ն արմատի տրամագիծը, $h_{\text{սղծ}}$ -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 անկյունն է: Մյուս բաղադրիչը T'_I շփման ուժն է, որն առաջանում է արմատի և սայրի հատակի միջև, որն այս

գործընթացում չնչին մեծություներ և հաշվի չի առնվում: T_1 շփման ուժը առաջանում է դանակով արմատի շրջանվման ուժով՝ P_{2nq} , ազդման արդյունքում $T_1 = fP_{2nq}$ [66].

$$P_{2nq} = \mu \frac{E}{2} \frac{h_{unq}^2 \Delta l}{d},$$

որտեղ μ -ն Պուասոնի գործակիցն է:

Այսպիսով, գումարելով մոլախոտային բուսականության կտրման ուժի բաղադրիչները, կստանանք.

$$P_{un} = \delta \Delta l \sigma_p + \frac{E}{2d} h_{unq}^2 tg \varepsilon \Delta l + \frac{f \mu E h_{unq}^2}{2d} \Delta l, \quad (2.53)$$

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

Հաշվի առնելով այն հանգամանքը, որ P_{un} համագոր ուժը առավելագույն արժեքին է հասնում $\Delta l = d$ հավասարության դեպքում և, որ համաձայն h_{unq} -ի բևորոշման $h_{unq} = d \frac{\sigma_p}{E}$ [66], միաժամանակ դանակի սայրով կտրվում են n հատարմաններ, կստանանք.

$$\max P_{un} = nd \sigma_p \left[\delta + \frac{\sigma_p d}{2E} (tg \varepsilon + f \mu) \right]: \quad (2.54)$$

Այսպիսով, մշակված է պողատու այգիների միջբնային մշակման ուղղաձիգ պտտման առանցքով ֆրեզի և հողամոլախոտային զանգվածի հետ ուժային փոխազդեցության հաշվարկի տեսությունը՝ դինամիկան, ֆրեզի մեկ դանակի միաժամանակ կտրվող n հատ մոլախոտի դեպքում:

Դիտարկվող խնդրի լուծման վերջնական նպատակը մշակված այգեգործական ֆրեզի առավելագույն քարշային դիմադրության իրական մեծության հաշվարկի տեսության մշակումն է, որը չափազանց կարևոր է գյուղմեքենաչինության մասնագիտական գիտական կենտրոնների կոնստրուկտորների համար: Այդ նպատակի համար հանրագումարելով (2.32) և (2.54) հավասարումները, կստանանք ֆրեզի առավելագույն քարշային դիմադրության հաշվարկային բանաձևը.

$$\max P_{\Phi n} = \left(K + 0, IV \sqrt{1 + \lambda^2} \right) \mu \frac{2\pi R}{Z\lambda} \cos \left(\arctan \frac{1}{\lambda} \right) + P_2 + nd \sigma_p \left[\delta + \frac{d}{2} \frac{\sigma_p}{E} (\tan \varepsilon + f \mu) \right]: \quad (2.55)$$

Բերված հավասարման մեջ շփման ուժը կամ հաշվարկվում է, կամ որոշվում է ըստ ընդունված մեթոդի՝ $P_2 = 20\%$ կտրման $P_{կտր}$ ուժից:

Ֆրեզի ընդհանուր քարշային դիմադրության որոշման հաշվարկը կատարվել է ներքոհիշյալ պարամետրերով.

- կինեմատիկական պարամետր - $\lambda = 10 \div 12$,
 - հողի տեսակարար դիմադրությունը - $K = 5 \div 8$ Ն/սմ²,
 - ունիվերսալ դանակի փռվածքի անկյունները - $\gamma = 32 \div 40^\circ$,
 - դանակի ընթացքի խորությունը - $a = 8 \div 12$ սմ,
 - մատուցման մեծությունը - $S = 5$ սմ,
 - տաշեղի հաստությունը - $\delta = 2,5 \div 3$ սմ,
 - դանակների քանակը $Z = 6$,
 - մոլախտի առավելագույն տրամագիծը - $d = 3$ մմ,
 - քայքայող կոնտակտային լարվածությունը - $\sigma_p = 9,3$ Ն/սմ²,
 - դանակի կտրող սայրի հաստությունը - $\delta_n = 0,01$ մմ,
 - դեֆորմացիայի մոդուլը - $E = 18$ Ն/սմ²,
 - Պուլասոնի գործակիցը - $\mu = 0,02$,
 - քաղհանող դանակի փխրեցման անկյան տրանսֆորմացված մեծությունը - $\varepsilon = 22^\circ$,
 - արմատի և դանակի միջև շփման գործակիցը - $f = 0,56$,
 - միաժամանակ կտրվող մոլախտերի քանակը - $n = 4 \div 5$ հատ:
- Այսպիսով, հաշվի առնելով հողամոլախտային զանգվածի ֆիզիկամեխանիկական պարամետրերի իրական արժեքները ֆրեզի առավելագույն քարշային դիմադրությունը ստացվում է.

$$\max P_{\text{ֆր}} \approx 365 \text{ Ն} \quad (2.56)$$

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:

ԵԶՐԱԿԱՑՈՒ ԹՅՈՒՆՆԵՐ

1. Պտղատու այգիների միջշարքային տարածությունների մշակման ժամանակ ծառաբների և կմախքային ճյուղերի չվնասման նպատակով շարքի երկու կողմից թողնվում է բուսապաշտպան գոտի: Անհրաժեշտ է բուսապաշտպան գոտու լայնությունն ընտրել միջշարքային տարածության մշակության ագրեգատի նվազագույն անցումների և դրանց վերածածկի նվազագույն չափի ապահովման պայմանից: Կատարված հաշվարկների արդյունքում ստացվել է բուսապաշտպան գոտու լայնության լավագույն չափը. $b = 1,5$ մ:

2. Ըստ բնապաշտպան գոտու ստացված արժեքի, ընտրվել է այգիների մերձբնային և միջբնային մշակման մեքենայի ընդգրկման լայնությունը և հաշվի առնելով նաև հարակից անցումների վերածածկը, այն հարմարադասվել է երկու հատ $D = 0,8$ մ տրամագծով ուղղաձիգ պտտման առանցքով անշարժ և շարժական ֆրեզներով:

3. Ծառաբների վրայով բուսապաշտպան օղագոտու նվազագույն սահքով գլորումն ապահովելու նպատակով հիմնավորվել է օղագոտու շառավղի նվազագույն մեծությունը՝ $R_0 \geq 43$ սմ, ծառաբնի վրայով նվազագույն սահքով գլորում ապահովելու համար: Ֆրեզի և օղագոտու միջև բուսապաշտպան շերտի մեծության $e = 10$ սմ դեպքում օղագոտու ստացված տրամագիծը՝ $D_0 = D + 2e = 95$ սմ > 86 սմ, լիովին բավարարում է ծառաբնի վրայով օղագոտու գլորմամբ շարժում ապահովելու պայմանին:

4. Արտածվել է ֆրեզի շարժաբեր լիսեռի վրա պտտող մոմենտի որոշման նոր հավասարում (2.41), որում հաշվի են առնված դանակով հողի կտրման աղեղի երկարությունը՝ ℓ , դանակի բացարձակ շարժման արագությունը՝ V_p , ռոտացիոն մեքենայի կինեմատիկական պարամետրը՝ λ , և կտրվող հողային տաշեղի հաստությունը՝ δ :

5. Ըստ (2.41) հավասարմամբ ստացված առնչությունների, պարզվել են դանակի շրջագծային՝ ωR , և ագրեգատի համընթաց՝ V , շարժման արագությունների՝ որպես առանձին գործոնների,

ազդեցությունները Ֆրեզի պտտող մոմենտի փոփոխության օրինաչափությունների վրա: Մի դեպքում նշված գործոնների փոփոխությունների դեպքում ազատ է թողնվել մատուցման չափը, մեկ այլ դեպքում այն պահվել է հաստատուն, ի հաշիվ Ֆրեզի դանակների փոփոխության:

6. Փաստվել է, որ ագրեգատի համընթաց շարժման արագության մեծացման դեպքում Ֆրեզի շարժաբեր լիսեռի վրա պտտող մոմենտի փոփոխությունները կրում են ավելի ինտենսիվ բնույթ, քան եթե միևնույն տեխնոլոգիական պարամետրերի դեպքում մեծացվեր դանակի պտտման շրջագծային արագությունը: Դրա պատճառը թերևս մատուցման փոփոխության միջակայքային սահմանների վրա դանակի շրջագծային և ագրեգատի համընթաց շարժման արագությունների տարբեր ինտենսիվությունը ավելի ազդեցություններն են՝ միևնույն կիսեմատիկական պարամետրերի պարագայում:

7. Այլ է պատկերը մատուցման հաստատուն արժեքների դեպքում: Այս դեպքում պտտող մոմենտը առավել ինտենսիվ է աճում դանակի շրջագծային արագության մեծացմանը զուգընթաց, քան եթե միևնույն կիսեմատիկական պարամետրը ստացվեր ի հաշիվ ագրեգատի համընթաց շարժման արագության նվազեցման: Պատճառը Ֆրեզի պտուտաթվերի մեծացումից հողի կտրման ուժերի ավելի մեծ չափերով աճն է:

8. Ուղղաձիգ առանցքով Ֆրեզի և հողամուկ արտադրանքի զանգվածի հետ ուժային փոխազդեցության, դինամիկայի ուսումնասիրությունից և վերլուծությունից պարզվում է, որ հորիզոնական առանցքով Ֆրեզի դինամիկայի հետազոտության արդյունքում ստացված արտահայտությունները կիրառելի չեն ուղղաձիգ առանցքով Ֆրեզի դինամիկական համակողմանի ներկայացնելու համար, քանի որ դրանք ընդամենը առաջինի մասնավոր դեպքն են:

3. ԳԻՏԱՓՈՐՁՆԱԿԱՆ ՀԵՏԱԶՈՏՈՒ ԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԿՐԱԳԻՐԸ, ՕԲԵԿՏՆԵՐԸ ԵՎ ՄԵԹՈԴԻԿԱՆ

Գիտափորձնական հետազոտության ներկայացումը նպատակաուղղված է, ընտրված հավաստիության աստիճանով հիմնավորել առաջադրված խնդիրների տեսական հետազոտության արդյունքներով ստացված օրինաչափությանը: Գիտափորձական հետազոտության ներկայացումը առանձնապես կարևորվում է հողամշակ տեխնիկական միջոցների հետագա կատարելագործման և նորի մշակման անհրաժեշտությամբ, այդ թվում, այգեգործության աշխատատար գործընթացների՝ այգու միջբնային-մերձբնային տարածության ներքին լիարժեք մշակման համալիր մեքենայացման հիմնահարցի լուծման առումով: Ընդհանրապես, երկրագործության բոլոր գոտիներում իրական է հողատարածքների հատկության ներկայացումը և վիճակի, լայն սահմաններում փոփոխական բնույթը, որտեղ տեխնոլոգիական գործընթացների իրականացումը անհրաժեշտ է կազմակերպել հողի ֆիզիկատեխնոլոգիական հատկության ներկայացումը և վիճակը բնութագրող գործոնների այն սահմաններում, որով ապահովվում է տեխնոլոգիական գործընթացի բարձր որակ:

Շարադրվածը թելադրում է գիտափորձնական հետազոտության ներքին իրականացում, որպես առավել ազդու և նշանակալի գործոնների ընտրված սահմաններում փոփոխարկման միջոցով ստանալ, ընտրված օպտիմալացման պարամետրի ֆիզիկական մեծության արժեքները:

Գիտափորձերի պլանավորման մեթոդների կիրառումը, առաջին հերթին, հնարավորություն է տալիս տեխնոլոգիական գործընթացի մաթեմատիկական մոդելի բացահայտում: Արդյունքում ստանում ենք ոչ միայն գրաֆիկական, այլև անալիտիկ-էմպիրիկ կապ ազդող գործոնների և ուսումնասիրվող օպտիմալացման պարամետրի միջև: Հաջորդ հանգամանքը, որը կարևորում է գիտափորձերի անհրաժեշտությանը, դա արդյունավետ ռեժիմի որոնման ռազմավարության մշակումն է:

Պտղատու այգիների միջբնային և մերձբնային տարածությունների մշակման մեքենայի աշխատանքային գործընթացը ուղեկցվում է բարդ կինեմատիկական տեղաշարժերով, իր վրակրելով հողի հետփոխազդեցության և արվածադեֆորմացիոն մեծ ուժեր: Ակտիվ բանվորական օրգաններով ֆրեզների տեսական և գիտափորձնական հետազոտություններով հստակվել է, որ հողամշակման գործընթացը ընթանում է բարդ և փոփոխական էներգատարություններ, կախված մեքենայի համընթաց արագությունից, բանվորական օրգանի երկրաչափական ձևից, կինեմատիկական պարամետրից, օղազոտու տրամագծից, դանակների թվից: Արտաքին գործոնների կարգավորումով հնարավոր է մեղմել հատկապես օղազոտի-ծառաբուն և արվածադեֆորմացիոն փոխազդեցությունը:

Միջբնային-մերձբնային տարածությունների հողամշակման գործընթացի էներգատարությունը բնութագրող և ավագույն ընդհանրական պարամետր է հանդիսանում բանվորական օրգանի ուղորդ մոմենտը, որն էլ ընտրվել է որպես օպտիմալացման պարամետր:

Ուղորդ մոմենտի նվազեցմանը կարելի է հասնել և համակարգի կառուցվածքային մշակումներով, և բանելակարգի և ավարկմամբ, գործոնների արժեքների ճիշտ համադրությամբ:

Հաշվի առնելով վերը շարադրվածը և այն հանգամանքը, որ գործոնները պետք է լինեն կառավարելի և վերահսկելի, գիտափորձնական հետազոտությունների նպատակահարմար գործոններից ընտրվել են երկուսը.

1. Մեքենայի համընթաց արագությունը՝ V , կմ/ժ,
2. Ֆրեզի պտուտաթվերը՝ n , պտ/ր:

Երկրորդ պարամետրի՝ ծառաբնի հետ օղազոտու ուժային փոխազդեցության և ավարկմանն ուղղված գիտափորձնական հետազոտությունները կատարվել են բանող օրգանի, ծառաբնի շրջանցման, մեխանիկական համակարգով:

3.1. Գիտափորձնական հետազոտությունների ծրագիրը

Գիտափորձնական հետազոտությունների իրականացման նպատակով առաջադրված խնդիրների լուծման ծրագիրը իր մեջ ընդգրկում է լավարկվող պարամետրի գրանցում, դրա թվային արժեքների վերլուծություն և տեխնոլոգիական գործընթացի մաթեմատիկական մոդելավորում, որի միջոցով հաստատվում են տեխնոլոգիական գործընթացի լավագույն ռեժիմը, նվազագույն էներգատարության և ագրոտեխնիկական պահանջների բավարարման տեսանկյունից, այդ թվում հետևյալ էներգատեխնոլոգիական-կինեմատիկական պարամետրերը.

- Ֆրեզի ոլորող մոմենտը և կախվածությունը արտաքին ազդող գործոններից,
- Ֆրեզի կինեմատիկական պարամետրը՝ λ -ն, իր համընթաց շարժման V_{Σ} և շրջագծային ωr արագությունների բաղադրիչների փոփոխման օպտիմալ սահմանները,
- Ֆրեզի ընթացքի խորության փոփոխությունը,
- ծառաչարքի լայնության գոտու հողա-մոլախտային զանգվածի մշակում և դեպի կողք տեղափոխման չափի փոփոխության սահմանները,
- հողամոլախտային զանգվածում, մոլախտի մանրման և հողից դուրս մնացած ցողունների չափերի հարաբերության որոշում,
- տաշեղի հաստության և դանակի մատուցման երկրաչափական չափերի գրանցում, ըստ հաշվարկային տվյալների,
- ակոսահատակում չմշակված թմբիկների բարձրության փոփոխությունը, արտաքին գործոններից կախված,
- ծառաչարքերի լայնության գոտու հողի խոնավության, շփման գործակիցների, խոտության, ծավալային տրորման գործակիցի, տեսակարար դիմադրության փոփոխությունները գիտափորձերի ընթացքում:

3.2. Լաբորատոր դաշտային գիտափորձական հետազոտությունների օբյեկտները և մեթոդիկան

Ատենախոսության լաբորատոր դաշտային գիտափորձերը կատարվել են մշակված ծրագրին համապատասխան ՀԱԱՀ հիմնադրամի,

Հ.Պետրոսյանի անվան հողագիտության,ագրոքիմիայի և մելիորացիայի գիտական կենտրոնի մասնաճյուղի Երասխահունի փորձարարական տնտեսության ունեցողները: Նշված փորձարարական տնտեսության ունեցողների բոլոր անհրաժեշտ պայմանները դաշտային գիտափորձերի կազմակերպման համար: Փորձերը կատարվել են տնտեսության ծիրանի այգիներում:

Փորձերը իրականացվել են նախագծված փորձանմուշ-մեքենայով:

3.2.1. Գիտափորձնական հետազոտության ներքին օբյեկտը

Գիտափորձնական հետազոտության ներքին իրականացվել են, մեր կողմից մշակված պտղատու այգիների միջբնային և մերձբնային մեքենայով (ՀՀ արտոնագիր N 2993 A, 16.02.2016թ. և ՀՀ մտավոր սեփականության ներկայացման համարը AM20170053 30.03.2017թ. գտնվում է տպագրման փուլում):

Մշակված մեքենան զերծ է ժամանակակից, նույն նշանակության, նույնպես ֆրեզի ուղղաձիգ պտտման առանցքով այգեփոր մեքենաների թերություններից, որը կայանում է նրանում, որ շոշափոցի առկայությամբ, բարդ հիդրոհամակարգով համալրված ֆրեզի գործողություններից հետո մնում է մերձբնային տարածության չմշակված գոտի և որի հետագա լրամշակումը կատարվում է ձեռքի ուժով:

Այգեփոր մեքենայի (ՊԱՄ-1) մշակման ընթացքում,որպես ամենամոտ` լավագույն նմանակ ընտրվել է Elkaer rotary tiller մեքենան [Կայք` www.elkaer-maskiner.dk]: Այս այգեփորի թերությունն է. շոշափոցի առկայությամբ գործող բարդ հիդրոմեխանիկական համակարգը, որը ծառի բնից դուրս ճյուղից, կամ կոշտ մոլախտից ստանալով „կեղծ“ ազդանշան շարժաբերում է ֆրեզը և մշակումը իրականացնում խարակով: Այդ մեքենայի փոքր ընդգրկման լայնությունը` 800 մմ, բացառում է սովորական այգիներում աշխատելու հնարավորությունը, տրակտորը ծառի սաղարթին վնասելը բացառելու համար, մեքենան նախատեսված է աշխատելու գաճաճ ծառատեսակներով այգիներում:

ՊԱՄ-1 այ գեփորի կառուցվածքային առանձնահատկությունը կայանում է նրանում, որ մեքենայի բարդ հիդրոմեխանիկական համակարգը փոխարինված է առավել պարզ, տրակտորի ՅԱԼ-ից սնվող մեխանիկական շարժաբերով, որի բանեցման համար չի պահանջվում լրացուցիչ՝ այլ էներգետիկ աղբյուրներ: Ծարժական ֆրեզը, ծառի բունը անվնաս շրջանցելը իրականացվում է բնապաշտպան օղագոտիով, նրան շարքի մեջ մտցնելը և դուրս բերելը կատարվում է տրակտորի հիդրոհամակարգին միացված հիդրոգլանով:

Առաջարկվող մեքենան ագրեգատավորվում է տրակտորի հետ, կախոցով (1), բաղկացած է՝ ուղղաձիգ առանցքով պտտման, հողամշակ և մոլախոտային բուսականության քաղհանման ունիվերսալ դանակներով (13) համալրված երկու ֆրեզներով՝ մեկը անշարժ (3), մյուսը՝ շարժական (4), որը շաժվելով միջծառային տարածություններով կատարում է տարածքի փխրեցում և մոլախոտի քաղհանում: Անշարժ ֆրեզը (3) շրջանակից (2) կախված է անշարժ դիրքով՝ ծառի բնից հեռու և կատարում է առաջին ֆրեզով մշակված գոտու ընդլայնում (նկ. 3.1, ա, բ, գ):

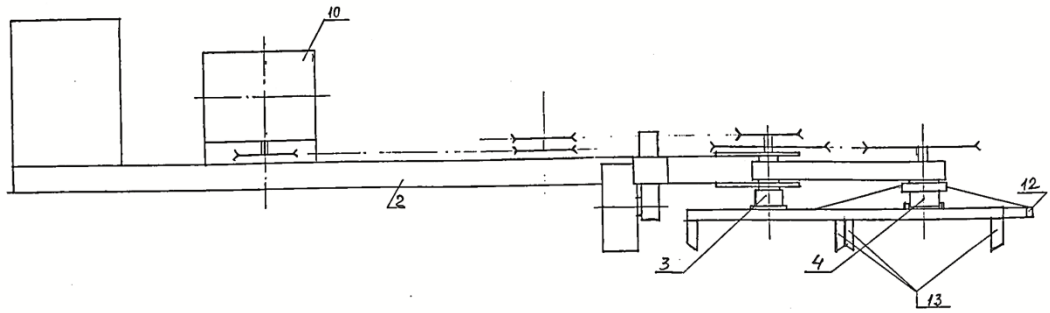
Ծարժական ֆրեզի (4) շարք մտցնելը և հանելը, մշակման առաջադրված լայնությունը ապահովելը և ծառի բունը անվնաս շրջագլորումը իրականացվում է տրակտորի հիդրոհամակարգին միացված հիդրոգլանով (6) (նկ.3.1, ա, բ, գ):

Տեխնոլոգիական գործընթացը սկսելուց բռնակի (14) օգնությամբ (15) և (16) մղանցքները միացվում են միմյանց, յուրը պոմպից (17) մղվելով բաշխիչ (18), մղանցքից (15) անցնում է (16)-ին և թափվում բաք (19): Ընդ որում յուրը անցնելով մղանցքների չափաբերված անցքերով համակարգում առաջացնում է մինչև 15 մթն ճնշում, որը կարգավորվում է փականով (20) (նկ.3.1, գ.):

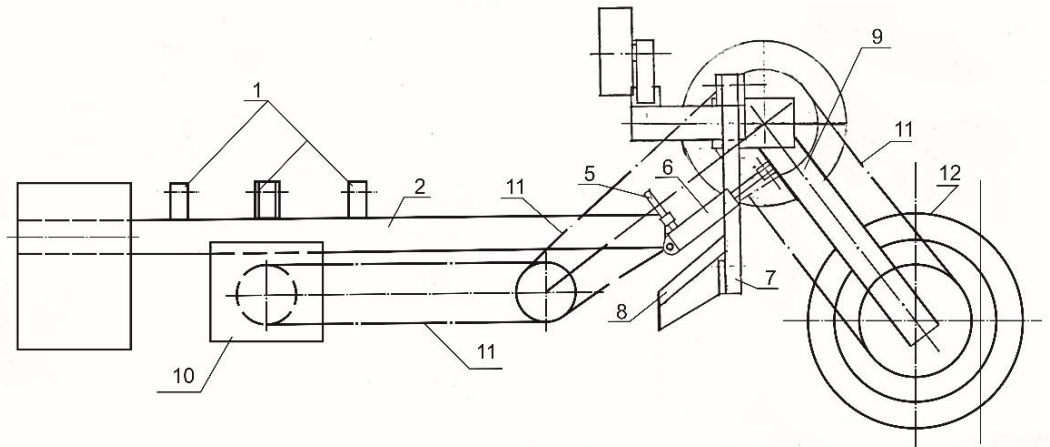
Աշխատանքի ընթացքում շարժական ֆրեզի (4) բուսապաշտպան օղագոտին (12) հանդիպելով ծառի բնին (21) և գլորվելով բնի վրայով կատարվում է շրջամշակում:

Ընդ որում հիդրոգլանի (22) մխոցը (23) տեղափոխվում է և յուրը (16) անցքով մղում բաք: Ծրջանցման գործընթացը ավարտելուց հետո մխոցը (23) ի հաշիվ խողովակաշարում (24) յուրի ճնշման, ընդունում է ելքային դիրք:

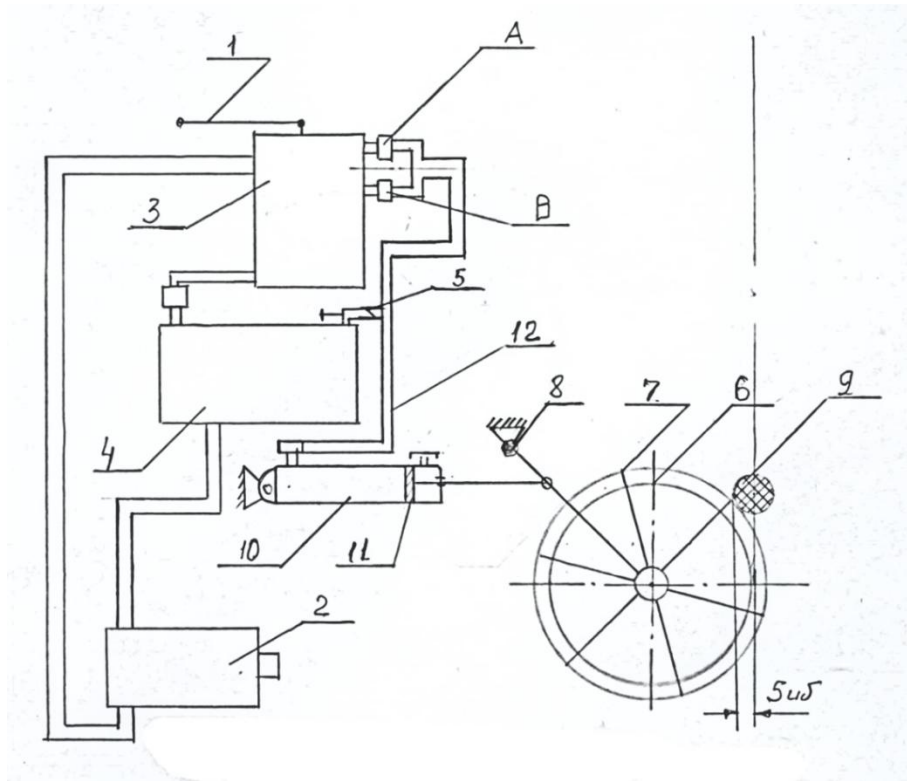
Մշակվող մեքենայի երկրորդ հանգույցը՝ ակոսահանը (8), առաջին հանգույցի գործողության հետ միաժամանակ շարքից 1,3-1,4 մ հեռավորությամբ բացում է ոռոգման ակոս:



ա.



բ.



գ.

Նկ.3.1. ՊԱՄ-1 այ գեփոր մեքենայի տեխնոլոգիական սխեմա.
 ա- ճակատային պրոյեկցիան, բ - հորիզոնական պրոյեկցիան, գ -
 շարժական ֆրեզի շարժաբերման հիդրոհամակարգի սխեման:

Այսպիսով տեղի է ունենում միջծառային և մերձբնային տարածությունների մշակում մոլախոտերի քաղհանումով և միաժամանակ ոռոգման ակոսահանումով:



Նկ. 3.2. ՊԱՄ-1 այ գեփոր ագրեգատի աշխատանքը պողատու այգում:

Այ գեփոր մեքենայի փորձարարական նմուշի տեխնիկական և կինեմատիկական բնութագրականները հետևյալն են.

1. Կոնական գանձիչի փոխանցման թիվ՝ $i_q = 2,5$,
2. Ֆրեզների քանակը՝ $n=2$,
3. Դանակների քանակը յուրաքանչյուր ֆրեզի վրա՝ $Z=6$,
4. Մեքենայի շղթայավոր փոխանցման թիվը՝ $i_{շղթա}=1,6$:

3.2.2. Գիտափորձերի իրականացման սարքավորման և տվյալների գրանցման հարմարանքի նկարագրությունը

Դաշտային գիտափորձերի կազմակերպման և տեխնիկական չափումների համար նախապես հիմնավորվել են այն ուժային պարամետրերի ընտրությունը, որոնք ենթակա են լավարկման: Տեխնիկական չափումների տեսանկյունից, տեխնոլոգիական պատկերն ընդհանրացնող պարամետր է հանդիսանում բանող օրգանի գործողության դիմադրության ոլորող մոմենտը: Այս մեծության վրա ազդող գործոններից առանձնացվել են մեքենայի համընթաց շարժման արագությունը և բանող օրգանի պտտման անկյունային արագությունը: Ընտրված գործոններն ունեն հստակ ֆիզիկական իմաստ, չափողականություն, կառավարելի են, միանիշ, համատեղելի՝ (գործեն միասին և անկախ), հնարավոր է չափել, կարգավորել և վերահսկել նրանց արժեքները գիտափորձերի իրականացման ընթացքում:

Այ գեփոր մեքենայի շարժաբերումը կատարվում է կարգանային փոխանցումով, տրակտորի ՅԱԼ-ից: Կոնական գանձիչի միջոցով կատարվում է պտտման հարթության փոփոխություն և պտուտաթվերի նվազեցում: Գանձիչից ֆրեզներին շարժահաղորդում կատարվում է շղթայավոր փոխանցման միջոցով:

Օպտիմալացման պարամետր հանդիսացող ոլորող մոմենտը չափվել և գրանցվել է TRA-50K մոդելի դիմադրության տենզոտվիչի միջոցով (նկ.3.3): Սարքը տեղակայվում է փորձարարական նմուշի վրա՝ տրակտորի ՅԱԼ-ի և կոնական գանձիչի միջև:



Նկ. 3.3. TRA-50K մոդելի դիմադրության տենզոտվիչի ընդհանուր տեսքը:

Տենզոտվիչի աշխատանքի սկզբունքը կայանում է նրանում, որ դեֆորմացիաները փոխակերպվում են հաղորդիչի (բարակ մետաղալար) կամ կիսահաղորդիչի էլեկտրական դիմադրության փոփոխության, այնուհետև էլեկտրական ազդակի, սովորաբար, լարման [67]:

TRA-50K մոդելի դիմադրության տենզոտվիչը կարող է չափել ոլորման մոմենտը շարունակական պտտող մեքենամասերի և տարրերի վրա: Նախատեսված է դինամիկ չափումների համար: Պլատինումով պատված կոնտակտները ապահովում են չափման կայունություն և ճշգրտություն: TRA-50K մոդելի տեխնիկական բնութագիրը բերված է աղյուսակ 3.1-ում:

TRA-50K մոդելի դիմադրության տենզոսովիչի տեխնիկական
բնութագիրը

Նոմինալ ելքային ալիք (ն.ա.)	1.5մվ/վ±1%
Անգծայնություն (ն.ա.-ից)	0.3%
Յիստերեզիս (ն.ա.-ից)	0.2%
Կրկնվելիություն (ն.ա.-ից)	0.3%
Ելքային ալիքի ջերմաստիճանային գործակիցը (ն.ա./10 ⁰ C-ից)	0.2%
Զրոյի մակարդակի ջերմաստիճանային դրեյֆ (ն.ա./10 ⁰ C-ից)	0.3%
Դիմադրություն, Օմ	350±1%
Ցանկալի սնուցումը, Վ	10
Թույլատրելի բեռնվածությունը (ն.ա.-ից)	120%

Ազդող գործոններից մեքենայի համընթաց արագության V, կմ/ժ (X₁) կարգավորման, ընտրված միջակայքում տարափոխման և արդյունքների գրանցման համար անհրաժեշտ է եղել կիրառել քարշակ տրակտոր: Երկրորդ տրակտորի անհրաժեշտությունը հիմնավորվել է այն հանգամանքով, որ այգեփոր մեքենայի հետ ագրեգատավորվող տրակտորի ընթացքային արագությունը հնարավոր չի փոփոխել ՀԱԼ-ի պտուտաթվերից անկախ (նկ. 3.4):

Երկրորդ գործոն հանդիսացող ֆրեզի աշխատանքային պտուտաթվերը n, պտ/ր (X₂) կարգավորվել են տրակտորի ՀԱԼ-ի պտուտաթվերը հաստատուն մակարդակներում փոփոխելով: Գրանցումը կատարվել է բարձր ճշգրտության էլեկտրական պտուտաչափիչի միջոցով:

Ֆրեզի դանակները, յուրաքանչյուր պտուտի ընթացքում գտնվում են իրարից տարբեր և արվածադեֆորմացիոն վիճակում: Նրանցից երեքը գործում են չմշակված հողային գոտում, մյուս

Երեքը՝ արդեն փխրված գոտում: Նրանցից յուրաքանչյուրի մասնաբաժինը (միջինացված) ֆրեզի սնուն վրա ընկնող ոլորող մոմենտի ձևավորման գործընթացում որոշելու համար ընտրվել է ֆրեզի աշխատանքային գործակից պարամետրը (K):



Նկ.3.4. Գիտափորձերի իրականացման այգեփոր ագրեգատի գործողության ապահովման քարշակ տրակտորով համալրված մեխանիկական համակարգի ընդհանուր տեսքը:

Օգտվելով տարածական ուժային համակարգը մի կենտրոնի բերելու թեորեմից, այդ գործընթացը ներկայացվում է հետևյալ կերպ. ուժային մոմենտների բազուկները հավասար են միմիանց, յուրաքանչյուր դանակի վրա ընկնող համագոր ուժի և բազուկի փոխապակորոնությունը բոլորի համար նույն դիրքով է, մեծությամբ տարբեր:

Աշխատանքային գործակից պարամետրի հաշվարկի համար օգտվել ենք հետևյալ հանրահայտարտահայտությունից.

$$K = \frac{n_1 \cdot 100\% + n_2 \cdot 10\%}{z} \tag{3.1}$$

որտեղ՝ n_1 -ը ակտիվ գոտում աշխատող դանակների քանակն է, այս խնդրում $n_1=3$,

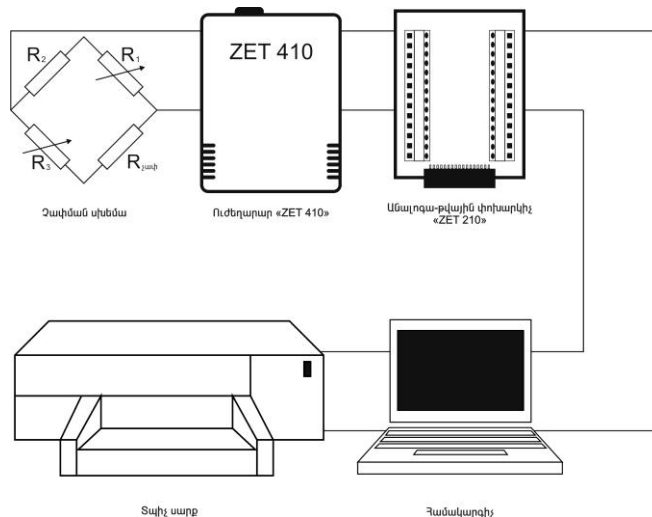
n_2 -ը՝ պասիվ (փխրեցված) գոտում աշխատող դանակների թիվը $n_2=3$, որոնցից յուրաքանչյուրն աշխատում է ակտիվ դանակի 10% բեռնվածությամբ, Z-ը դանակների թիվը ֆրեզի վրա:

3.2.3. Գիտափորձերի կատարման մեթոդիկան

Լաբորատոր դաշտային գիտափորձերի իրականացման ժամանակ ազդող գործոնները՝ մեքենայի համընթաց արագությունը (X_1) և ֆրեզի պտուտաթվերը (X_2) գրանցվել են միաժամանակ, աշխատանքային գործընթացում:

Օպտիմալացման պարամետրի գրանցման համար նախատեսված TRA-50K մոդելի դիմադրության տենզոտվիչ-հարմարանքը տեղակայվում է տրակտորի Յ.Ա.Լ-ի և կոնսկան գանձիչի միջև, հանդիսանալով որպես ուժային փոխանցող լիսեն:

Տենզոտվիչից ստացված ազդակները ընդունելու, գրանցելու և մշակելու համար կիրառվել է նորագույն "ZetLab" չափող-գրանցող համակարգը, որն իր մեջ ներառում է "Zet 410" առանց գալվանական հանգուցալուծման դիֆերենցիալ ուժեղարար (նկ. 3.5,ա), "Zet 210" անալոգաթվային փոխարկիչ (նկ. 3.5,բ) և համակարգչային օպերացիոն ծրագիր: Համակարգը աշխատում է համակարգչին միացված (նկ.3.4):



Նկ.3.5. Չափիչ-գրանցիչ սարքավորման աշխատանքի սկզբունքի ընդհանուր սխեման:

Տենզոտվիչի սնուցումը իրականացվում է ուժեղարարի ելքային հոսանքի լարումից: Տվիչի աշխատանքային չափորոշումը

(тарировка) իրականացվել է մեխանիկական եղանակով՝ հայտնի մեծության կշռաքարերով բեռնավորելու եղանակով, տվիչի և իստեռի վրա ստեղծելով ուղորման մոմենտի ճիգ (նկ.3.6): Փոփոխելով գործադրվող ուղորման մոմենտի մեծությունը և գրանցելով, նրան համապատասխան ազդակի մեծությունը՝ ստացվել են տվյալներ, որոնց հիման վրա կառուցվել է չափորոշման դիագրամը:



ա



բ

Նկ. 3.6. “Zet 410” ու ժեղարարի (ա) և “Zet 210” անալոգաթվային փոխակերպիչի (բ) ընդհանուր տեսքը:



Նկ. 3.7. Չափաբերման դրվագներ:

Տեսզոտվիչներից ստացված անալոգային ազդակները անհրաժեշտության դեպքում 10, 100 և 1000 անգամ ուժեղացվում են

Zet-410 ու ժեղարարով, որն այնուհետև փոխարկվում է թվայինի, Zet-210 անալոգաթվային փոխարկիչով, որն էլ փոխարկված թվային տեղեկատվությունը փոխանցում է համակարգչին, որի հետ կապը ապահովվում է USB ինտերֆեյսի միջոցով: Վերջնական թվային տեղեկությունը գրանցվում և պահպանվում է այս նպատակի համար նախատեսված ZetLab հատուկ համակարգչային ծրագրով: Այդ ծրագիրը, ստացված թվային տեղեկատվության հիման վրա, իրական ժամանակում, մոնիտորի վրա արտապատկերում է դիագրամ, արդյունքը պահում աղյուսակի տեսքով և հնարավորություն տալիս հետագամշակումներ կատարել համակարգչի միջոցով:

Գիտափորձական հետազոտությունների գլխավոր օբյեկտի՝ պողատու այգու մերձքնային և միջքնային տարածությունների մշակման ագրեգատը կազմված է ֆրեզ մեքենայից և տրակտորից: Մշակվող միջավայրը՝ հողամուկախտային զանգվածը, որպես կարևոր օբյեկտ բնութագրվում է ֆիզիկա-տեխնոլոգիական-ամրության հատկություններով և վիճակով, որոնք որոշվել են հայտնի մեթոդներով: Հողի խտությունը՝ ամրությունը բնութագրող հատկությունները որոշվել են OCT 70.2.15-75-ով, համաձայն որի հողի տրորման դիմադրության ցուցանիշը՝ բնորոշում է „հողի միջին ամրությունը“, իսկ սարքը կոչվում է ամրաչափ: Որպես հողի ամրաչափ օգտագործվել է Յու. Ռեյակինի հանրահայտ ամրաչափը:

Մանրակրկիտ գիտափորձերի արդյունքներով Վ.Ա. Ժելիգովսկին և Յու. Ռեյակինը հաստատել են, որ հողի մեխանիկական հատկություններից ամրության բնութագիրը անհրաժեշտ է ներկայացնել երկու մեծություններով.

ամրությամբ՝ $q = \frac{P}{S}$ (Ն/մմ²) և ծավալային տրորման գործակցով $q_0 = \frac{P}{S \cdot h}$ (Ն/մմ³), որտեղ p -ն դրոշմի վրա ազդող ուժն է, S -ը՝ դրոշմի մակերեսը, h -ը՝ ամրության դիագրամի միջին բարձրությունը:

Սույն հիմնահարցի լուծման գործընթացի կախվածությունը ագրեգատի կինեմատիկական ցուցանիշներից, առավելապես կախված է ֆրեզի կինեմատիկական պարամետրից՝ λ -ից, իր երկու բաղադրիչներով. ֆրեզի համընթաց շարժման V_{Γ} և շրջագծային ωr արագություններով:

Ֆրեզի պտտող մոմենտի և տեխնոլոգիական ցուցանիշների կախվածությունը կինեմատիկական պարամետրից բացահայտելու համար ագրեգատի արագության փոփոխման տիրույթը ընդգրկված է $V = 0,85 - 1,75$ կմ/ժ սահմաններում, շրջագծային արագության փոփոխման տիրույթը՝ ֆրեզի պտտման անկյունային արագությունը $7,0 - 13,6$ վ⁻¹, և դանակի ծայրակետի շառավիղը՝ $r = 30 - 35$ սմ սահմաններում:

Ֆրեզի դիմադրության պտտող մոմենտի հաշվարկում ներառված, դանակի մատուցումը՝ S -ը և տաշեղի հաստության՝ δ -ի մեծությունը որոշվել է համաձայն հաշվարկային բանաձևի (2.20):

Ֆրեզի կինեմատիկական պարամետրի՝ λ -ի փոփոխման տիրույթը հաշվարկված է կինեմատիկական ռեժիմի ($\lambda = \frac{\omega r}{v_c}$) այն սահմանների համար, որոնք որոշվել են նախնական գիտափորձերով և որոնք ընդգրկվում են տեխնոլոգիական գործընթացի օպտիմալացման պարամետրի արձագանքի մակերևույթի տիրույթում:

Ֆրեզի ընթացքի խորությունը, ակոսատակի չմշակված թմբիկների բարձրությունը, մոլախոտային բուսականության ոչ նչացման աստիճանը որոշվել են մաթեմատիկական սպասումի և միջին քառակուսային շեղումներով: Մուտքային տվյալները ստացվել են սովորական չափումների արդյունքներով:

Դաշտային գիտափորձերի ընթացքում ծառաշարքի լայնության գոտին ընդգրկում է ծառաշարքի երկայնական առանցքի և ծառաշարքի ծառերի աջ և ձախ կողմից տարված շոշափողների միջև ընդգրկված մեծությունները, 20 շարքի չափումների արդյունքներով:

3.3. Գիտափորձերի պլանավորման մեթոդիկան և արդյունքների մշակման եղանակի ընտրությունը

Ատենախոսության դիտարկվող հիմնահարցին համապատասխան գիտափորձերը բազմագործոն են, ուստի գիտափորձական հետազոտությունների իրականացումը նպատակահարմար է կազմակերպել օգտվելով գիտափորձերի պլանավորման տեսությունից [2]:

Գիտափորձերի պլանավորման ներկայիս մեթոդները և դրանց արդյունքների մշակումը, որը հիմնված է հավանականության տեսության և մաթեմատիկական վիճակագրության սկզբունքների վրա, թույլ են տալիս մի քանի անգամ կրճատել անհրաժեշտ փորձերի քանակը:

Ըստ գիտափորձերի օպտիմալացման պարամետրերի վրա ազդող գործոնների մակարդակների կառավարման՝ կատարվել են ակտիվ գիտափորձեր, որի ժամանակ փորձարկողը հնարավորություն ունի անձամբ կառավարել ու այդ գործոնների մակարդակների փոփոխումը: Ըստ գիտափորձերի կատարման նպատակի իրականացվել են էքստրեմումային գիտափորձեր, որի նպատակն է բացահայտել օպտիմալացման պարամետրերի վրա ազդող կառավարվող գործոնների այնպիսի համադրություն, որով կապահովվի տեխնոլոգիական գործընթացի օպտիմալ ռեժիմ [44, 63]:

Օպտիմալացման պարամետրի՝ \$Y\$-ի դիմադրության ուղորդ մոմենտի (\$y\$) և ազդող գործոնների (\$x_1, x_2\$) \$Y\$-ի նկատմամբ կապի բացահայտման նպատակով օգտվել են քերկրորդ կարգի երկգործոն բազմանդամի ամբողջական հավասարման մաթեմատիկական մոդելից

$$Y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_{12}x_1x_2 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 \quad (3.2)$$

Առաջադրված խնդիրը բերված հավասարումով լուծելու համար անհրաժեշտ է, որ գիտափորձերի գործոններն ունենան տարափոխման առնվազն երեք մակարդակ, որոնց կողավորված տեսքով կիրառելու համար օգտվել են քերկրային արտահայտություններից.

$$x_j = \frac{\tilde{x}_j - \tilde{x}_0}{d},$$

որտեղ \$\tilde{x}_j\$-ն գործոնի բնական արժեքն է, \$\tilde{x}_0\$-ն՝ գործոնի հիմնական (զրոյական) մակարդակի բնական արժեքը, \$d\$-ն՝ տարափոխման միջակայքը, \$j\$-ն՝ գործոնի համարը:

Գործոնների որոշման տիրույթը, բնական կողավորված մեծությունների արժեքները և օպտիմալացման պարամետրի վրա ազդող գործոնների տարափոխման տիրույթի արժեքները ներկայացված են աղյուսակ 3.2-ում:

Ներկայացված մոլտքային պարամետրերով գիտափորձերի իրականացման համար, նպատակահարմար են ք գտել օգտվել

օրթոգոնալ կենտրոնական կոմպոզիցիոն պլանից [6,63]: Պլանի այդպիսի ընտրությունը թույլ է տալիս բազմագործոն գիտափորձը իրականացնել նվազագույն փորձերի քանակով $N=9$, որոնցից գրոյական մակարդակում $n_0 = 1$, զուգահեռ գիտափորձերի թիվը $n=3$:

Աղյուսակ 3.2

Գործոնների տարափոխման մակարդակները

Պլան-մատրիցի պարամետրերը	Կոդավորված արժեք	Մեքենայի համընթաց արագություն $V(x_1)$, կմ/ժ	Ֆրեզի պտուտաթիվ $n(x_2)$, պտ/ր
Տարափոխման միջակայքը	-	0,3	20
Չիմնական մակարդակը	0	1,3	100
Վերին մակարդակը	+1	1,6	120
Ստորին մակարդակը	-1	1,0	80

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 տեսակարար դիմադրության գործակիցը $k = 5 \dots 8$ Ն/սմ², ուղղահիգ դանակի փռվածքի անկյունը՝ $\gamma = 32 \dots 40^\circ$, մշակման խորությունը՝ $8 - 12$ սմ, մատուցումը՝ $s = 5$ սմ, տաշեղի հաստությունը՝ $\delta = 2,5 \dots 3$ սմ:

Ռեգրեսիոն հավասարման գործակիցները որոշվել են նվազագույն քառակուսիների մեթոդով, բոլոր գործակիցների համար հաշվարկվել են դիսպերսիաների արժեքները: Ռեգրեսիոն հավասարման գործակիցների արժեքների վստահելի միջակայքը հաշվարկվել է ըստ Ստյուդենտի չափանիշի վստահելի միջակայքերի, $\gamma = 0,05$ մակարդակի դեպքում, արդյունքում նշանակալիության մակարդակին չբավարարած գործակիցները արտաքսվել են հավասարումից: Վերջնական ստացված ռեգրեսիոն

հավասարման համար ժեք ությունը ստուգվել է ըստ Ֆիշերի չափանիշի՝ նշանակալիություն $\gamma = 0,05$ մակարդակի դեպքում [2, 44]:

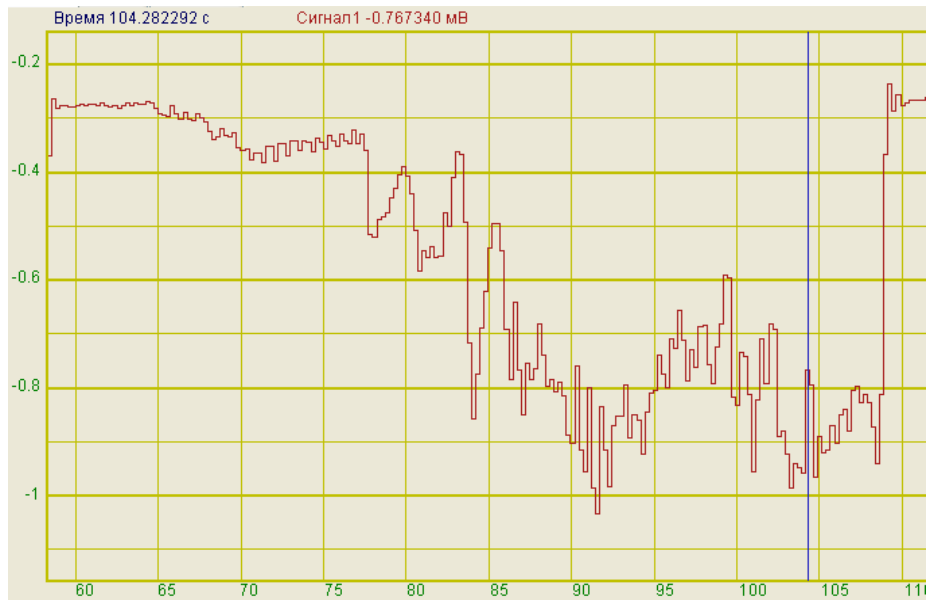
Կատարված գիտափորձերի արդյունքում ստացված տվյալների մշակման համար ընտրված երկրորդ կարգի երկգործոն օրթոգոնալ կենտրոնական կոմպոզիցիոն պլան-մատրիցան ներկայացված է աղյուսակ 3.3-ում:

Աղյուսակ 3.3

Օրթոգոնալ կենտրոնական կոմպոզիցիոն պլան-մատրիցա

N	x_{0j}	x_{1j}	x_{2j}	$x_{1j} \cdot x_{2j}$	$x'_{1j} = x_{1j}^2 - a$	$x'_{2j} = x_{2j}^2 - a$	y_{1j}	y_{2j}	...	y_{nj}	y_j
1	+1	+1	+1	+1	x'_{11}	x'_{21}	y_{11}	y_{21}	...	y_{n1}	y_1
2	+1	-1	+1	-1	x'_{12}	x'_{22}	y_{12}	y_{22}	...	y_{n2}	y_2
3	+1	+1	-1	-1	x'_{13}	x'_{23}	y_{13}	y_{23}	...	y_{n3}	y_3
4	+1	-1	-1	+1	x'_{14}	x'_{24}	y_{14}	y_{24}	...	y_{n4}	y_4
5	+1	+ ε	0	0	x'_{15}	x'_{25}	y_{15}	y_{25}	...	y_{n5}	y_5
6	+1	- ε	0	0	x'_{16}	x'_{26}	y_{16}	y_{26}	...	y_{n6}	y_6
7	+1	0	+ ε	0	x'_{17}	x'_{27}	y_{17}	y_{27}	...	y_{n7}	y_7
8	+1	0	- ε	0	x'_{18}	x'_{28}	y_{18}	y_{28}	...	y_{n8}	y_8
9	+1	0	0	0	x'_{19}	x'_{29}	y_{19}	y_{29}	...	y_{n9}	y_9
...	+1
N	+1	0	0	0	x'_{1N}	x'_{2N}	y_{1N}	y_{2N}	...	y_{nN}	y_N
$\sum x_{ij}$	N	0	0	0	0	0					
$\sum x_{ij}^2$	N	$2^2 + 2\varepsilon^2$		4	-						

Գիտափորձնական հետազոտությունների արդյունքների վերլուծության հաշվարկները և հաշվարկի տեսություն տվյալների համեմատական գնահատականը կներկայացվի օգտվելով աղյուսակ 3.3-ի լրացված տվյալներից:



Նկ.3.7. Ու որող մոմենտի հաշվարկման օսցիլոգրամ՝
 $V=1,6$ կմ/ժ, $n=80$ պտ/րոպ:

Ու որող մոմենտի արժեքն ապահովող ազդակները և օսցիլոգրամը (նկ.3.7) մշակվել է միջինացման սկզբունքով՝ անհրաժեշտ միջակայքում ստացված տվյալներից հաշվվել է նրանց միջին թվաբանականը [67]:

Հաշվի առնելով այն հանգամանքը, որ դիմադրության տենզոտվիչի միջոցով գրանցվում է ամբողջ այգեփոր մեքենայի աշխատանքային էներգատարությունը՝ ու որող մոմենտի մեծության արժեքով, ուստի արդյունքների վերլուծության ժամանակ կատարվել են համապատասխան հաշվարկներ, որոնց միջոցով ստացվել է մեկ ֆրեզի աշխատանքային ու որող մոմենտի մեծությունը, ընտրված գիտափորձերի պլան մատրիցին համապատասխան:

4. ԳԻՏԱՓՈՐՁԱԿԱՆ ՅԵՏԱՉՈՏՈՒ ԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱՐԴՅՈՒՆՔՆԵՐԸ ԵՎ ՎԵՐԼՈՒԾՈՒ ԹՅՈՒՆԸ

Պտղատու այգիների տարբեր ծառատեսակների միջբնային և մերձբնային տարածությունների մշակմանն ուղղված լաբորատոր-դաշտային գիտափորձնական հետազոտությունների արդյունքներով, վերջնականապես իրականացվում է մշակված տեխնիկական միջոցի արտադրական գնահատականը:

Մեքենայի, արտադրության մեջ ներդրման անհրաժեշտ պրակտիկ-համալիր հատկություններով գնահատականն ընդգրկում է տեխնոլոգիական, կինեմատիկական, էներգատեխնիկական՝ նվազագույն ծախսումներով, ագրոտեխնիկական պահանջներին համապատասխան, պարամետրերի օպտիմալացման խնդրի լուծման արդյունքները: Ստացված տվյալները պետք է հաստատվեն արտադրական փորձարկումների արդյունքներով և հանձնվեն համապատասխան մասնագիտական կոնստրուկտորական կազմակերպության:

Գիտափորձնական հետազոտությունների կատարման ծրագրին համապատասխան գիտափորձերի պլանավորման մեթոդիկայի օգտագործումով որոշվել են հետևյալ կինեմատիկական-տեխնոլոգիական, ուժային- էներգածախսումների պարամետրերի օպտիմալացված մեծությունները:

4.1. Տեխնոլոգիական պարամետրերը:

Տեխնոլոգիական պարամետրերի օպտիմալացման գիտափորձերն իրականացվել են, մեր կողմից ընտրված, երկու մոդելային այգիներում, որոնք իրարից տարբերվում են մշակվող փորձատարածքների անհարթության աստիճանով՝ խորության տատանումներով – N1 մոդելային տարածքը, ագրոտեխնիկական պահանջներին բավարարման տեսակետից եղել է հարթ՝ տարածքը հողի մշակման գործողություններից հետո հարթեցվել է, մյուս, N2 տարածքը եղել է անհարթ՝ վարից, չիզելումից, սկավառակումից հետո չի հարթեցվել:

Ընտրված մոդելային տարածքներում կատարված գիտափորձերի արդյունքներով որոշվել են. ֆրեզների դանակների ընթացքի խորությունը, մոլախտերի ոչնչացման աստիճանը, մշակման ընթացքում հողային զանգվածից մոլախտերի դուրս հանման աստիճանը, մշակված հողամոլախտային զանգվածը միջշարք շարտման գործողությունը:

Տեխնոլոգիական պարամետրերի գնահատման հավաստիության ապահովման նպատակով չափվել են և հաշվարկվել գիտափորձերի իրականացման ագրեգատի անցած պատահական ճանապարհի միջին երկարությունը և որոշվել միավոր երկարության վրա արագացման ֆունկցիայի գրոներին միջին թիվը n_{cp} , ընդ որում համապատասխան հաշվարկներից հետո, ստացվել է ֆիկսման քայլը $\Delta l = 1$ մ, $n_{cp} = \frac{N}{L_N}$, որտեղ N -ը ստացված մաթեմատիկական սպասման հատումների թիվն է, $L_N -$ ը՝ գիտափորձերի իրականացման օպտիմալ երկարությունը $2 \times 25 = 50$ մ,

$$N = 0,15 \cdot \frac{L_N}{\Delta l} = 0,15 L_N:$$

Գիտափորձերի արդյունքների մշակումից հետո ֆրեզի դանակների ընտրված ընթացքի խորության $a = 10$ սմ, դեպքում ստացվել է.

- N1 մոդելային տարածքում $a_1 = 10 \pm 2$ սմ,
- N2 մոդելային տարածքում $a_2 = 10 \pm 5$ սմ:

Մոլախտերի ոչնչացման աստիճանը.

- N1 դաշտում $95 \pm 3\%$, N2 դաշտում $68 \pm 12\%$:

Մոլախտերի դուրս հանումը բարելավելու նպատակով, N2 դաշտում մեծացվել է ֆրեզի դանակների ընթացքի խորությունը մինչև 15 սմ, որի դեպքում հետազոտվող ցուցանիշը հասցվել է 80%-ի, որը 15%-ով փոքր է ագրոպահանջներից:

Մշակված հողամոլախտային զանգվածի հեռացումը, ծառի բնից հաշված, երկու գիտափորձերի արդյունքները բավարարել են ագրոպահանջներին:

Նշենք որի հողամշակման տեխնոլոգիական ցուցանիշները որոշվել են ֆրեզի գործողության օպտիմալ պարամետրերի ընտրություններից հետո-ագրեգատի արագությունը՝ $V_{\text{շ}} = 1,1 - 1,3$ կմ/ժ

սահմաններում, ֆրեզի պտտման անկյունային արագությունը՝ 10-12 վ⁻¹:

Այս սերիայի գիտափորձերի արդյունքների վերլուծությունը այ գեգործներին թելադրում է, այ գեփոր մեքենաների շահագործումից առաջ, դաշտը բերել ագրոպահանջներին համապատասխան վիճակի. վարից առաջ մոլ ավտոտերի հունձ-հեռացում, վարից հետո միջշարքի պարտադիր հարթեցում:

Գիտափորձակն հետազոտությունների համար նախապատրաստվող այ գեփոր մեքենայի փորձանմուշի նախագծման և պատրաստման համար հիմք են հանդիսացել դիտարկվող մեխանիկական համակարգի երկրաչափական, տեխնոլոգիական և կինեմատիկական – դինամիկական հաշվարկի տեսություններով հաստատված պարամետրերի և ազդող գործոնների կախվածության օրինաչափությունները, այդ թվում հիմք է ընդունվել. դժվարամշակ հողային տարածքի գերակշռող հողատիպերի բնութագրերը- ավազակավային, կավավազային, բոլոր փորձատարբերակների հողերի մեխանիկական մշակումից հետո հողային մասնիկների առավելագույն 65%-ը պետք է տատանվեն 5-7 սմ տրամագծի սահմաններում: Հողի փխրեցման նշված չափը և մոլ ավտոտային զանգվածի կտրատման 95% ապահովման համար, համաձայն մեր կողմից կատարված նախնական գիտափորձերի, պահանջվում է դանակի մատուցման 5 սմ և տաշեղի հաստության 2,5-3 սմ մեծություններ, հողի տեսակարար դիմադրության 5-8 Ն/սմ² պայմաններում: Լուրջ ուշադրության է արժանի ֆրեզի շառավղի ընտրության հարցը, որը ընտրվում է մշակվող գոտու պահանջվող լայնությամբ: Երկու ֆրեզների օգտագործման պայմանով ստացվում է 30-35 սմ շառավղի սահմանային մեծություն:

Հողամոլ ավտոտային զանգվածի կտրման և փխրեցման իրականացումը, բարձր տեխնոլոգիական որակով և նվազագույն էներգածախառնմաներով, ֆրեզի ունիվերսալ դանակների պարամետրերի որոշման ժամանակ օգտվել ենք Ա.Պ. Թարվեդյանի, տեսական-գիտափորձական հետազոտությունների արդյունքներով հաստատված հետևյալ պարամետրերից. հողամոլ ավտոտային զանգվածի թեք-շեղ սահունով սկզբունքով կտրման համար պետք է ապահովել

սահուն մի գործակցի $\varepsilon = 8,0 - 10,0$ և դանակի կորագիծ շարժման հետևանքով տեղակայման անկյան տրանսֆորմացված մեծության $\alpha_{\text{շր}} = 20 - 22^\circ$ դեպքում փռվածքի անկյան մեծությունը պետք է տատանվի $\gamma_n = 32 - 40^\circ$ սահմաններում: Ընդորոմ անհրաժեշտ է, որ տվյալ լարված ադեֆորմացիոն վիճակի հատույթի հարթության և գլխավոր հարթակների հետագծերը համընկնեն: Այդ պայմանների ապահովումով նյութի կտրման գործընթացը վերափոխվում է ճաքի հարկադրական զարգացման, առանց լրացուցիչ ճիգի կիրառման, որը նպաստում է կտրման դիմադրության կտրուկ իջեցման:

Ընդհանրապես ռոտացիոն հողամշակ մեքենաների, այդ թվում ֆրեզի աշխատանքային գործողության որակի գնահատման կարևորագույն գործոնը կինեմատիկական պարամետրն է. $\lambda = \frac{\omega r}{V}$: Որոշենք այդ պարամետրի օպտիմալ տիրույթի սահմանային արժեքը:

Տեխնոլոգիական տեսակետից հաստատված է, որ գործընթացի բավարար արդյունք և նվազագույն էներգածախսումներ է ապահովվում ագրեզատի $V_{\text{շ}} = 1,1 - 1,3$ կմ/ժամ համընթաց արագության և ֆրեզի պտտման անկյունային արագության $\omega = 10 - 12$ վ⁻¹ մեծությունների պայմաններում: Ուստի օգտվելով վերևում բերված պարամետրերի արժեքներից հաշվարկելի ֆրեզի կինեմատիկական պարամետրի մեծության տատանման օպտիմալ տիրույթը կստացվի.

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

ընդունենք $\lambda = 10 - 12$:

4.2. Էներգետիկական պարամետրերը.

Ֆրեզի դիմադրության ոլորող մոմենտի օպտիմալացման պարամետրի (y) կապը գործոնների հետ (V, n), ներկայացված երկրորդ կարգի բազմանդամով, ձևափոխվել է, քանի որ գործոնների թվի փոքրության պատճառով նպատակահարմար է և անհրաժեշտ գիտափորձերը կատարել օրթոգոնալ կենտրոնական կոմպոզիցիոն (ՕԿԿ) պլան-մատրիցայով (աղյուսակ 4.1):

Օրթոգոնալ ության սկզբունքը, սյուների անդամների միջև, պահպանելու համար ՕԿԿ պլան-մատրիցան ներկայացնենք բազմանդամի հետևյալ տեսքով.

$$Y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_{12}x_1x_2 + b_{11}(x_1^2 - a) + b_{22}(x_2^2 - a):$$

Օրթոգոնալ ության պարամետրը՝ a -ն որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$a = \frac{2^k + 2\varepsilon^2}{N},$$

որտեղ k -ն գործոնների թիվն է՝ $k=2$, N -ը փորձերի պայմանների ընդհանուր քանակը՝ $N=9$, ε -ը՝ պլան-մատրիցայի „ասղանիշային”

կետերում կատարվող փորձերի մակարդակը՝ $\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{2}(\sqrt{N \cdot N_0} - N_0)}$, N_0 -ն

պլանի հիմքում փորձերի քանակը՝ $N_0 = 2^k = 4$:

Այսպիսով, օգտվելով պլան-մատրիցայի տվյալներից կստանանք.

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{2}(\sqrt{9 \cdot 4} - 4)} = \pm 1, \quad a = \frac{4 + 2 \cdot \frac{1}{2}(\sqrt{36} - 4)}{9} = \frac{2}{3};$$

Օրթոգոնալ ության պարամետրի՝ a -ի և փորձերի մակարդակի՝ ε -ի արժեքների օգտագործումով կառուցենք պլան-մատրիցան (աղյուսակ 4.2): Օպտիմալացման պարամետրի (y_j) աղյուսակում գրանցված են j -րդ փորձի արդյունքների տվյալները:

Աղյուսակ 4.1

Օրթոգոնալ կենտրոնական կոմպոզիցիոն պլան-մատրիցա

	x_{0j}	x_{1j}	x_{2j}	$x_{1j} \cdot x_{2j}$	$x'_{1j} = x_1^2 - \frac{2}{3}$	$x'_{2j} = x_2^2 - \frac{2}{3}$
1	+1	+1	+1	+1	+1/3	+1/3
2	+1	-1	+1	-1	+1/3	+1/3
3	+1	+1	-1	-1	+1/3	+1/3
4	+1	-1	-1	+1	+1/3	+1/3
5	+1	+1	0	0	+1/3	-2/3
6	+1	-1	0	0	+1/3	-2/3
7	+1	0	+1	0	-2/3	+1/3

8	+1	0	-1	0	-2/3	+1/3
9	+1	0	0	0	-2/3	-2/3
$\sum x_{ij}$	9	0	0	0	0	0
$\sum x_{ij}^2$	9	6	6	4	2	2

Ռեգրեսիոն հավասարման գործակիցները $b_0, b_1, b_2, b_{12}, b_{11}, b_{22}$ որոշվել են նվազագույն քառակուսիների մեթոդով [2, 44, 63].

$$b_0 = \frac{\sum_{j=1}^N x_{0j} \cdot y_{ij}}{\sum x_{0j}^2}, \quad b_i = \frac{\sum_{j=1}^N x_{ij} \cdot y_{ij}}{\sum_{j=1}^N x_{ij}^2}, \quad b_{iu} = \frac{\sum_{j=1}^N x_{ij} \cdot x_{uj} \cdot y_{ij}}{\sum_{j=1}^N (x_{ij} \cdot x_{uj})^2}, \quad b_{ii} = \frac{\sum_{j=1}^N x'_{ij} \cdot y_{ij}}{\sum_{j=1}^N x'^2_{ij}},$$

$$b_0 = b'_0 - a(b_{11} + b_{22}):$$

Գիտափորձերի տվյալներով կառուցելով պլան մատրիցան, կարող ենք հաշվարկել պլան մատրիցայի յուրաքանչյուր տողի դիսպերսիան հետևյալ արտահայտությամբ.

$$S_j^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (y_{ij} - \bar{y}_j)^2}{n - 1},$$

որտեղ i -ն գուգահեռ փորձի համարն է, j -ն՝ մատրիցայում փորձի հերթական համարը, n -ը՝ գուգահեռ փորձերի քանակը:

Օգտվելով դիսպերսիայի ստացված արժեքներից հնարավորություներն ունենք ստուգել դիսպերսիաների շարքի միատարրությունն ըստ Կոհրենի չափանիշի: Այն ցույց է տալիս ուսումնասիրվող օպտիմալացման պարամետրի պատահական արժեքների ենթարկվելը Նորմալ բաշխման օրենքին: Օգտվելով հետևյալ արտահայտություներից, կունենանք.

$$G_{\text{հաշ}} = \frac{S_{\text{max}}^2}{\sum_{j=1}^N S_j^2} = \frac{103,97}{268,32} = 0,387:$$

Չափանիշի աղյուսակային կրիտիկական արժեքը նշանակալիությամբ $\gamma = 0,05$ մակարդակի և ազատության $n - 1 = 2$ աստիճանների դեպքում հավասար է $G_{\text{կրիտ}} = 0,478 > G_{\text{հաշ}} = 0,387$: Սա նշանակում է, որ դիսպերսիաները միատարր են, ուսումնասիրվող օպտիմալացման պարամետրը ենթարկվում է Նորմալ բաշխման օրենքին:

Այնուհետև, հավաստիանալով, որ գիտափորձերի դիսպերսիաները միատարր են, հաշվում ենք գիտափորձերի վերարտադրելի ության դիսպերսիան հետևյալ արտահայտությամբ.

$$S_{վ.արտ.}^2 = \frac{\sum_{j=1}^9 \sum_{i=1}^3 (y_{ij} - \bar{y}_j)^2}{N(n-1)}, \quad (4.7)$$

որտեղ n -ը գուգահեռ փորձերի քանակն է, $n=3$,

y_{ij} -ն՝ i -րդ գուգահեռ փորձի j -րդ արժեքը (աղյուսակ 4.3),

\bar{y}_j -ն՝ j -րդ գուգահեռ կատարված փորձերի արժեքների միջին թվաբանականը:

Այսպիսով, կունենանք.

$$S_{վ.արտ.}^2 = \frac{1}{9 \cdot 2} (536,63) = 29,813:$$

Աղյուսակ 4.2

Օպտիմալացման պարամետրի՝ ոլորող մոմենտի գնահատման պլան-մատրիցա

N	x_{0j}	x_{1j}	x_{2j}	$x_{1j} \cdot x_{2j}$	$x'_{1j} = x_1^2 - \frac{2}{3}$	$x'_{2j} = x_2^2 - \frac{2}{3}$	y_{1j}	y_{2j}	y_{3j}	\bar{y}_j
1	+1	+1	+1	+1	+1/3	+1/3	89	94,48	95,52	93
2	+1	-1	+1	-1	+1/3	+1/3	54	61,15	58,85	58
3	+1	+1	-1	-1	+1/3	+1/3	96	108,86	116,14	107
4	+1	-1	-1	+1	+1/3	+1/3	79	78,53	76,47	78
5	+1	+1	0	0	+1/3	-2/3	109	104,67	104,33	106
6	+1	-1	0	0	+1/3	-2/3	76	73,34	75,66	75
7	+1	0	+1	0	-2/3	+1/3	68	61,10	59,00	62,7
8	+1	0	-1	0	-2/3	+1/3	78	73,63	67,37	73
9	+1	0	0	0	-2/3	-2/3	51	63,89	67,80	60,9
$\sum x_{ij}$	9	0	0	0	0	0				
$\sum x_{ij}^2$	9	6	6	4	2	2				

Գիտափորձերի արդյունքներից և գործակիցների հաշվարկային համապատասխան արտահայտություններից որոշենք ռեգրեսիոն հավասարման գործակիցները:

Կատարելով համապատասխան հաշվարկներ, ստացվել է.

$$b'_0 = \frac{713,6}{9} = 79,29, \quad b_1 = \frac{95}{6} = 15,83, \quad b_2 = \frac{-44,3}{6} = -7,38,$$

$$b_{12} = \frac{6}{4} = 1,5, \quad b_{11} = \frac{41,27}{2} = 20,633, \quad b_{22} = \frac{-4,03}{2} = -2,017,$$

$$b_0 = b'_0 - a \cdot (b_{11} + b_{22}) = 66,8778:$$

Երկրորդ կարգի օրթոգոնալ ալանի միջոցով ստացված ռեգրեսիոն հավասարման գործակիցների դիսպերսիաները իրարից տարբեր են և որոշվել են հետևյալ արտահայտություններով.

$$S_{b_i}^2 = \frac{S_{\text{վ.արտ.}}^2}{\sum_{\substack{j=1 \\ i=0;1;2}}^N x_{ij}^2}, \quad S_{b_{12}}^2 = \frac{S_{\text{վ.արտ.}}^2}{\sum_{j=1}^N (x_{1j}x_{2j})^2}, \quad S_{b_{ii}}^2 = \frac{S_{\text{վ.արտ.}}^2}{\sum_{\substack{j=1 \\ i=1;2}}^N x_{ij}^{\prime 2}} \quad (4.6)$$

$$S_{b_1}^2 = S_{b_2}^2 = 4,969, \quad S_{b_{12}}^2 = 7,4532, \quad S_{b_{11}}^2 = 14,9064 = S_{b_{22}}^2, \quad S_{b'_0}^2 = 3,312,$$

$$S_{b_0}^2 = S_{b'_0}^2 + a \cdot (S_{b_{11}}^2 + S_{b_{22}}^2) = 3,3125 + \frac{2}{3} \cdot (14,9064 + 14,9064) = 23,188,$$

կամ

$$S_{b_1} = S_{b_2} = 2,2291, \quad S_{b_{12}} = 2,73005, \quad S_{b_{11}} = S_{b_{22}} = 3,8609, \quad S_{b_0} = 4,815:$$

Ռեգրեսիոն հավասարման գործակիցների արժեքների վստահելի միջակայքը հաշվարկվել է ըստ Սոյոլդենտի չափանիշի վստահելի միջակայքերի հետևյալ բանաձևով.

$$t_{b_i} = \frac{|b_i|}{S_{b_i}}: \quad (4.8)$$

$$t_{b'_0} = 13,89; \quad t_{b_1} = 7,1031; \quad t_{b_2} = 3,312; \quad t_{b_{12}} = 0,5494; \quad t_{b_{11}} = 5,344; \quad t_{b_{22}} = 0,522:$$

Քանի որ Սոյոլդենտի չափանիշի կրիտիկական արժեքը նշանակալիության $\gamma = 0,05$ մակարդակի և ազատության $m = N(n-1) = 18$ աստիճանների դեպքում հավասար է $t_{0,5;18} = 2,1$ [2], ուստի ռեգրեսիոն հավասարման բոլոր գործակիցները կարելի է համարել նշանակալի, բացի b_{12} - ից, որի դեպքում՝ $t_{b_{12}} = 0,5494 < t_{\text{կրիտ}} = 2,1$ և b_{22} - ից, որի դեպքում՝ $t_{b_{22}} = 0,522 < t_{\text{կրիտ}} = 2,1$:

Արտաքսելով b_{12} և b_{22} գործակիցները ռեգրեսիոն հավասարումից՝ վերջնական տեսքով այն կարելի է գրել հետևյալ տեսքով.

$$Y = 66,88 + 15,83x_1 - 7,38x_2 + 20,63x_1^2 \quad (4.9)$$

Ըստ պլան-մատրիցի փորձերի պայմանների ու ռորոզ մոմենտի արժեքները (\hat{y}_j) հաշվարկվել են (4.9) արտահայտու թյամբ:

$$\begin{aligned} \hat{y}_1 &= 95,96 & \hat{y}_6 &= 71,68 \\ \hat{y}_2 &= 64,26 & \hat{y}_7 &= 59,49 \\ \hat{y}_3 &= 110,73 & \hat{y}_8 &= 74,26 \\ \hat{y}_4 &= 79,06 & \hat{y}_9 &= 66,88 \\ \hat{y}_5 &= 103,34 & & \end{aligned}$$

Համադրելով ռեգրեսիոն հավասարման հաշվարկային \hat{y}_{ij} և փորձնական (\hat{y}_j) -ի արժեքները՝ ստանում ենք համարժեքության դիսպերսիան.

$$S_{\text{հաս}}^2 = \frac{n \cdot \sum_{j=1}^N (\bar{y}_j - \hat{y}_j)^2}{N - l},$$

որտեղ l -ը նշանակալի գործակիցների քանակն է:

Հաշվի առնելով, որ ռեգրեսիոն հավասարման մեջ նշանակալի գործակիցների քանակը՝ $l=4$, կստանանք.

$$S_{\text{հաս}}^2 = \frac{3 \cdot 129,1}{9 - 4} = 77,46:$$

Հավասարման համարժեքությունը ստուգված է ըստ Ֆիշերի չափանիշի.

$$F_h = \frac{S_{\text{հաս}}^2}{S_{\text{վ.արտ.}}^2} = \frac{77,46}{29,813} = 2,598:$$

Աղյուսակ 4.3

Ու ռորոզ մոմենտի գիտափորձնական և հաշվարկային արժեքները

N	x_0	x_1	x_2	x_1x_2	x_1^2	x_2^2	$\bar{y}_j, \text{ Ն.Մ}$	$\hat{y}_j, \text{ Ն.Մ}$
1	+	+1	+1	+1	+1	+1	93	95,96
2	+	-1	+1	-1	+1	+1	58	64,29
3	+	+1	-1	-1	+1	+1	107	110,73

4	+	-1	-1	+1	+1	+1	78	79,06
5	+	+1	0	0	+1	0	106	103,34
6	+	-1	0	0	-1	0	75	71,68
7	+	0	+1	0	0	+1	62,7	59,49
8	+	0	-1	0	0	-1	73	74,26
9	+	0	0	0	0	0	60,9	66,88

Ֆիշերի չափանիշի արյունակային արժեքը [2] $m_1 = N - l = 5$ և $m_2 = n - 1 = 2$ (l -ը նշանակալի գործակիցների քանակն է՝ $l = 4$) ազատության աստիճանների թվի և նշանակալիության $\gamma = 0,05$ աստիճանի դեպքում՝ $F_{\text{տղ}} = 19,3$, հետևաբար $F_{0,05;m_1=5;m_2=2} = 19,3 > F_h = 2,6$:

Այսպիսով, ուրոդ մոմենտի գիտափորձնական արդյունքները համապատասխանում են ստացված ռեգրեսիոն հավասարմանը:

Ֆրեզ մեքենայի էներգետիկական ծախսումների, ըստ առանձին բաղադրիչների վելոստություն խնդրում կարևոր նշանակություն ունի ուսումնասիրության բեռնվածության որոշումը, հետևյալ տեսակետից:

Ուղղաձիգ առանցքով ֆրեզի 6 դանակներից 3-ը աշխատում են դեռևս չմշակված գոտում, գործողության 180° աղեղով, ետևի մյուս երեքը գործում են, առջևի խումբ դանակներով փխրված, նույնպես 180° աղեղով գոտում: Հաստատված է, որ ետևի դանակներից յուրաքանչյուրի գործողության դիմադրությունը կազմում է առջևի դանակի 10%:

Օգտվելով անտեսախտության մեթոդիկայի բաժնի (3.1) բանաձևից և ընդունելով երկու գոտիներում գործող դանակների թիվը հավասար, $n_1 + n_2 = 3 + 3 = z = 6$, կստանանք.

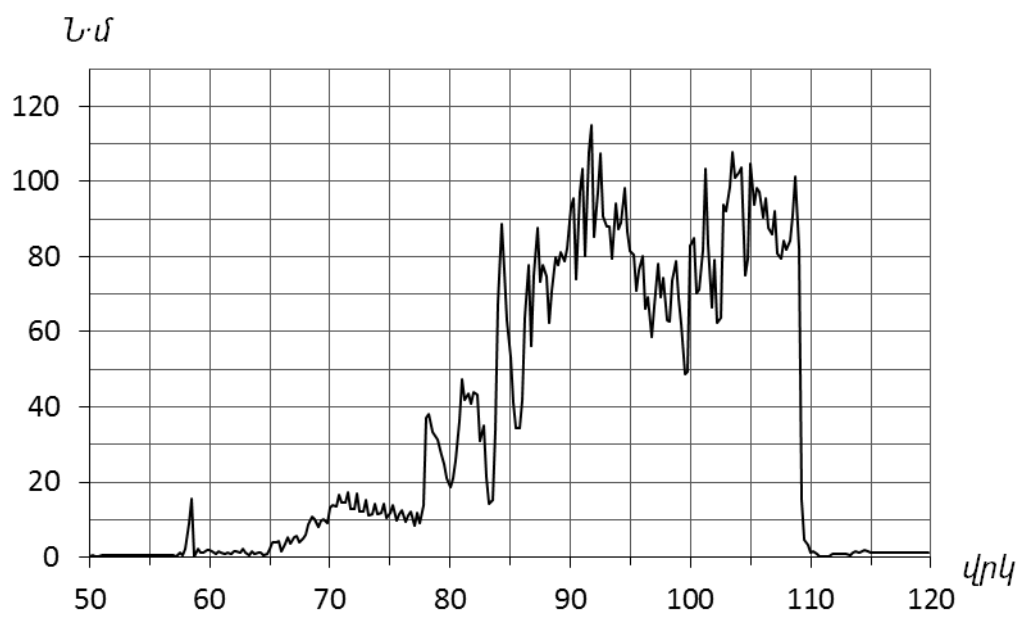
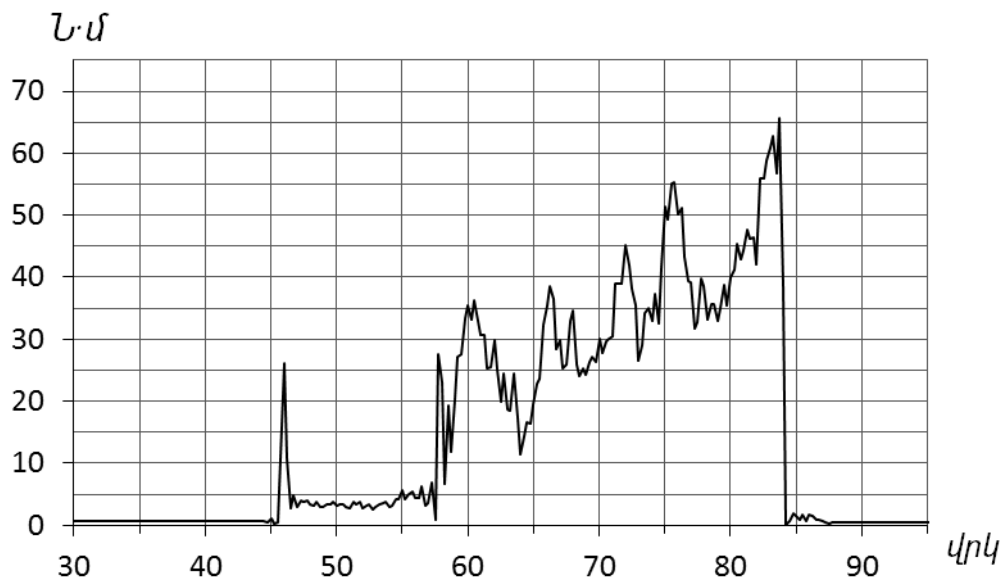
$$K = \frac{3 \cdot 100\% + 3 \cdot 10\%}{6} = 50\%$$

կամ $K \approx 0.5$:

Ներկայացված հաշվարկի արդյունքները կօգտագործվեն ֆրեզի ընդհանուր քարշային դիմադրության վելոստության ժամանակ:

Գիտափորձնական հետազոտությունների օսցիլոգրամների (նկ.4.1) արդյունքներով ստացված, ֆրեզի դիմադրության մոմենտի

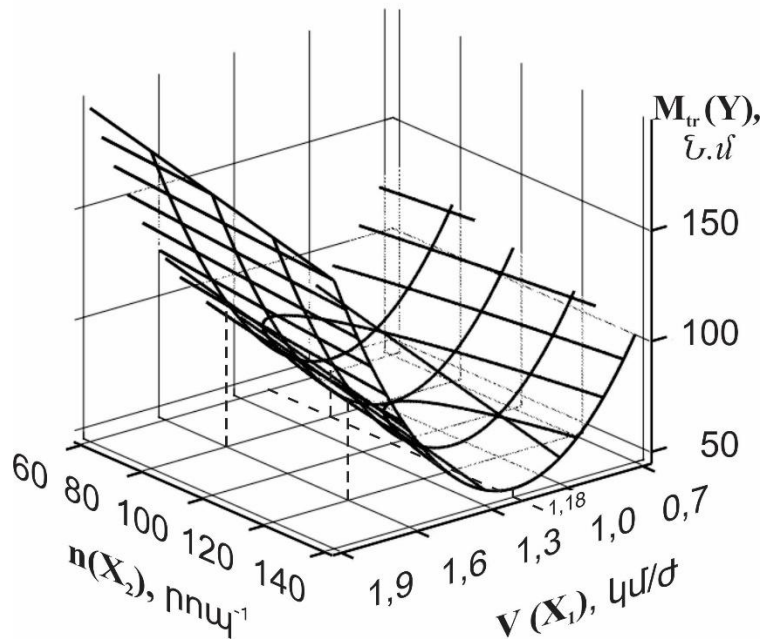
$y = f(x_1, x_2)$ ռեգրեսիոն հավասարման (4.9) արձագանքի մակերևույթի գրաֆիկական տեսքը ներկայացված է ստորև, նկ. 4.2-ում:



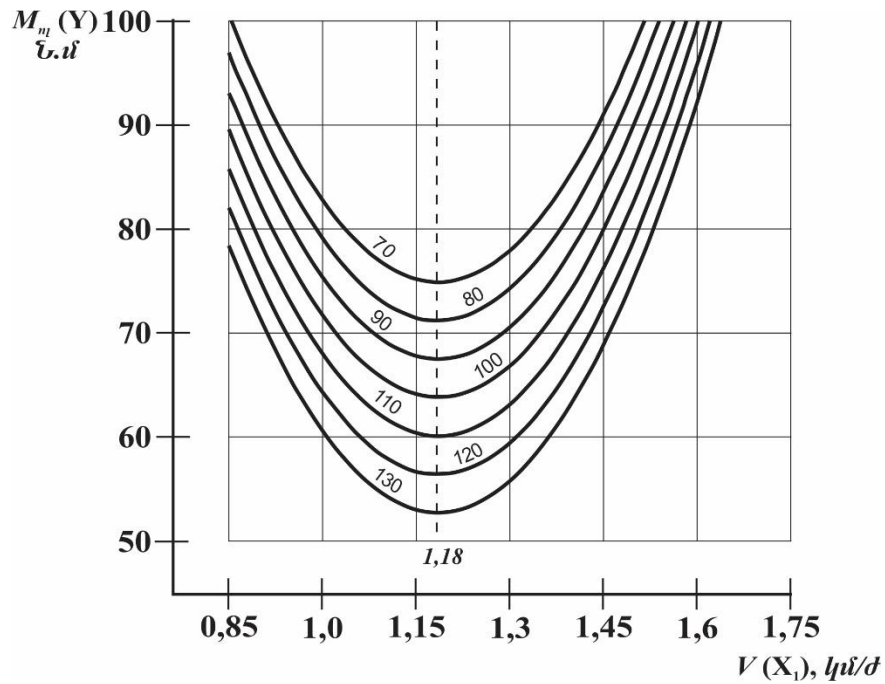
Նկ. 4.1. Գիտափորձերի տվյալների գրանցման օսցիլոգրամի օրինակներ

ա) $V(X_1) = 0,28$ մ/վ, $n(X_2) = 120$ րոպ⁻¹, $t = 26$ վրկ, $L = 8$ մ (2 մերձբնային հեռավորություն),

բ) $V(X_1) = 0,44$ մ/վ, $n(X_2) = 80$ րոպ⁻¹, $t = 32$ վրկ, $L = 13,8$ մ (3 մերձբնային հեռավորություն).



Նկ. 4.2. Ուղղաձիգ առանցքով ֆրեզիլիսերի ոլորող մոմենտի (Y), (X_1) և (X_2) գործոնների հետևյալի արձագանքի մակերևույթի գրաֆիկը:



Նկ.4.3. Այ գե փոր մեքենայի (ՊԱՄ-1) ֆրեզի դիմադրության ու ռոտո մոմենտի (Y, Ն.մ), համընթաց արագության և նից V_{av} (X_1), կմ/ժ կախվածության գրաֆիկական կապը, ֆրեզի տարբեր պտուտաթվերի (n) դեպքում:

Արձագանքի մակերևույթը զուգահեռ հարթության ներքոլ հատման արդյունքում ստացված կորերի ընտանիքի (n=70-130 պտր) ընդհանուր տեսքը ներկայացված է նկ.4.3.-ում:

Ստացված ռեգրեսիոն հավասարման վերլուծության և նից ակնհայտ է, որ ֆրեզի դիմադրության մոմենտի մեծության փոփոխության ինտենսիվության և նը անհամեմատ բարձր է ագրեգատի համընթաց արագության և նից կախված, մինչդեռ ֆրեզի պտուտաթվերից կախված այդ կապը գծային է, սակայն բավականին մեծ անկյունային գործակցով՝ -7.38: Ինդրի ներկայացված վերլուծության թելադրում է, որ գործունեի ընտրության ժամանակ անհրաժեշտ է այ գե փոր մեքենայի պարամետրերի արժեքները վերցնել տեխնոլոգիական պարամետրերի օպտիմալ տիրույթի եզրային սահմաններին համապատասխան, ու շարունակ կենտրոնում պահելով ֆրեզի կինեմատիկական պարամետրի փոփոխման տիրույթի, արդեն հիմնավորված սահմանները՝ $\lambda = 10 - 12$:

Այս կարևոր խնդրի լուծմանը ավարտական տեսք տալու համար, կատարել ենք համապատասխան հաշվարկումներ:

Հողային տարածքների համատարած ֆրեզման համար համապատասխան ռոտացիոն մեքենաների կինեմատիկական պարամետրը կարգավորվում է, ագրեգատի համընթաց արագության կարգավորումով՝ $\lambda = 4 - 16$ սահմաններում:

Կինեմատիկական պարամետրի աճող արժեքները համապատասխանում են ամուր և ճիմոտ հողերի մշակման տեխնոլոգիային:

Մեր խնդրում՝ ուղղաձիգ առանցքով ֆրեզի կինեմատիկական պարամետրի նշված սահմաններում կարգավորման կարիքը չկա, միանգամայն բավարար է $\lambda = 10 - 12$ արժեքը:

Համառեղ վերլուծելով $\lambda = \frac{\omega r}{V_{\text{է}}}$ արտահայտությունը և ներկայացված $y = f(V_{\text{է}}, n)$ ֆունկցիայի գրաֆիկական տեսքը (նկ.4.3), փոխադարձ համաձայնեցման կարգով կատարենք անհրաժեշտ հաշվարկներ:

Կինեմատիկական պարամետրի բանաձևում՝ $\lambda = \frac{\omega r}{V_{\text{է}}} = \frac{\pi n r}{30 V_{\text{է}}}$, կատարենք ագրեգատի արագության ընտրությունն օգտվելով $y = f(V_{\text{է}}, n)$ ֆունկցիայի գրաֆիկի տվյալներից, որոնք համապատասխանում են ծիրանի այգու փորձադաշտային հողի ֆրեզի անտեխնոլոգիական-մեխանիկական հատկություններին:

Նշենք, որ ոռոգելի երկրագործության հողային տարածքները, ամենամյա մշակման արդյունքում ցուցաբերում են տեսակարար դիմադրություն $K = 0,6 - 0,8$ կգ/սմ² տատանումով տիրույթ: Ոչ ոռոգելի և ծանր հողային պայմաններում այգեփորմեքենայի շահագործման համար, անհրաժեշտ է ֆրեզի գործողության ռեժիմային պարամետրերի միջոցով կարգավորել կինեմատիկական պարամետրը (λ):

Այժմ օգտվելով մեր, առկա գիտափորձնական տվյալներից, բնականաբար որպես ելքային պարամետր ընտրել ենք նվազագույն դիմադրության մոմենտի ապահովման համապատասխան արագությունը $V_{\text{է}}=1,18$ կմ/ժ, կինեմատիկական պարամետրի օպտիմալ մեծությունը ապահովելով ֆրեզի պտուտաթվերով (70-130 պտ/րոպ):

Ատենախոսության տեսական բաժնում հիմնավոր ընտրված է ֆրեզի շառավղի օպտիմալ մեծությունը՝ $r=35$ սմ:

Բերված տվյալները տեղադրելով կիսնեմատիկական պարամետրի հաշվարկման բանաձևում, ունենք.

$\frac{\omega r}{V_{\text{L}}} = \lambda = \frac{\omega \cdot 0,35}{0,33} = 10 - 12$, որտեղից $\omega \approx 9,5 - 11,4$ վ⁻¹, ընտրում ենք $\omega = 10 - 12$ վ⁻¹, կամ ֆրեզի օպտիմալ պտուտաթվերը կհամապատասխանեն $n \approx 100 - 120$ պտ/րոպ:

Իրականում ֆրեզմեքենային ագրեգատավորող տրակտորները դաշտում աշխատանքի ընթացքում՝ հողային պայմաններում ցույց են տալիս տեղապտույտի գործակից մինչև 13%: Այս բանը հաշվի առնելով տրակտորի տեսական արագությանը պետք է ընտրել $V_{\text{L}} = 1,3$ կմ/ժ մեծությամբ:

Տրակտորի տեղապտույտի հետևանքով, ֆրեզի կիսնեմատիկական պարամետրի կարգավորումը ապահովելու համար առաջարկում ենք այգեփոր ագրեգատը համալրել ՀԱԼ-ի կախյալ պտուտաթվերով տրակտորով:

Մեր հաշվարկային տվյալներով նախագծված, պատրաստված և այսօր արտադրության մեջ հաջողությամբ շահագործվող, պտղատու այգիների մերձբնային-միջբնային տարածությունների մշակման ֆրեզմեքենայի մի քանի կարևոր պարամետրեր են. ֆրեզի պտուտաթվերը՝ $n = 100 - 120$ պտ/րոպ, անկյունային արագությանը՝ $\omega = 10 - 12$ վ⁻¹, $V_{\text{L}} = 1,1-1,3$ կմ/ժ, ֆրեզի շառավիղը՝ $r=35$ սմ, դանակով կտրվող տաշեղի հաստությանը՝ $\delta \approx 3$ սմ:

Նշված պարամետրերով այգեփոր մեքենայի լաբորատոր-դաշտային գիտափորձերի արդյունքներով ֆրեզի գործողության դիմադրության ոլորող մոմենտստացվել է.

$$M_{\text{նլ}}^{\text{min}} = (57,5 \dots 59,5) \text{ Ն}\cdot\text{մ},$$

$$M_{\text{նլ}}^{\text{max}} = (63,85 \dots 66,9) \text{ Ն}\cdot\text{մ}:$$

Համադրելով ֆրեզի ոլորող մոմենտի տեսական հաշվարկներով ստացված մեծությանը՝ $\text{Max} M_{\text{նլ}}^{\text{տ}} = 64 \text{ Ն}\cdot\text{մ}$, գիտափորձնական չափումների արդյունքների հետ՝ $\text{max} M_{\text{նլ}}^{\text{տ}} = 67 \text{ Ն}\cdot\text{մ}$, ոլորող մոմենտների տարբերությանը չի անցնում 6%-ը, որը միանգամայն գտնվում է գիտափորձերի արդյունքների շեղման թույլատրելի 7% սահմաններում:

Տրեզի դիմադրության ոլորող մոմենտի գիտափորձնական չափումների տվյալների 6% տարբերությունը բացատրվում է փորձադաշտի հողամուկախտային միջավայրի անհամասեռությամբ և այգիների շարքերի լայնության փոփոխությամբ:

ԵՁՐԱԿԱՑՈՒ ԹՅՈՒՆՆԵՐ

Պտղատու այգիների մերձքնային-միջքնային տարածությունների մշակման ֆրեզմեքենայի գիտափորձնական հետազոտությունների արդյունքների վերլուծությունը թույլ է տալիս հանգել ու հետևյալ եզրակացություններին.

1. Պտղատու այգիների այգեփոր մեքենայի և արքրատոր-դաշտային գիտափորձնական հետազոտությունները, նպատակաուղղված ֆրեզմեքենայի տեխնոլոգա-էներգետիկական, երկրաչափական պարամետրերի հաշվարկի տեսություն արժանահավատությանը, բացահայտվեց, որ տեսական և գիտափորձնական հետազոտություններով ստացված տվյալների տարբերությունը՝ 6%-ը թույլ է տալիս մշակված տեսություն հաշվարկային բանաձևերը երաշխավորել մասնագիտական կոնստրուկտորական կազմակերպություններին, օգտագործել ու համապատասխան տեխնիկական միջոցների նախագծման համար:
2. Ի հակադրություն հորիզոնական առանցքներով հողամշակ ֆրեզների, որոնց գործողության ընթացքում համընթաց շարժման արագության մեծացմանը գույքընթաց մեծանում են էներգաձախույժները, ուղղահիգ առանցքով հողամշակ ֆրեզմեքենայի էներգաձախույժները սկսած արագության որոշակի օպտիմալ մեծությունից (սույն խնդրում $V_{օպտ} = 1,18$ կմ/ժ) աճում են աջ և ձախույժողություններով:
3. Հողամշակ ֆրեզմեքենայի էներգաձախույժների՝ դիմադրության ոլորող մոմենտի և տեխնոլոգիական գնահատման կարևոր պարամետրը ֆրեզի կինեմատիկական պարամետրն է, ֆրեզի պտուտաթվերի մեծացմանը գույքընթաց իջնում է ոլորող մոմենտի մեծությունը, պտուտաթվերը փոփոխելով 70-130 պտ/րոպ ոլորող մոմենտը փոքրանում է մոտ 4 անգամ, $V_{օպտ} = 1,18$ կմ/ժ օպտիմալ արագությամբ ագրեգատի աշխատանքի դեպքում, ապահովելով կինեմատիկական պարամետրի $\lambda = 10 - 12$ տիրույթի սահմանային արժեքները:

4. Ֆրեզմեքենայի գործողության կինեմատիկական պարամետրի տատանման տիրույթի ($\lambda = 10 \dots 12$) պահպանման համար նպատակահարմար է ագրեգատը կազմել ՀԱԼ-ի կախյալ տիպի տրակտորով:

5. ՊՏՂԱՏՈՒ ԱՅԳԻՆԵՐԻ ՄԻՋՔՆԱՅԻՆ ԵՎ ՄԵՐՁՔՆԱՅԻՆ ՏԱՐԱԴՐԱԿԱՆ ՎՈՐՁԱՐԿՈՒ ՄԼԵՐԻ ՄՇԱԿՄԱՆ ՄԵՔԵՆԱՅԻ ԱՐՏԱԴՐԱԿԱՆ ՓՈՐՁԱՐԿՈՒ ՄԼԵՐԻ ԱՐԴՅՈՒՆՔՆԵՐԸ ԵՎ ՏՆՏԵՍԱԿԱՆ ԱՐԴՅՈՒՆԱԿԵՏՈՒ ԹՅԱՆ ՀԻՄՆԱԿՈՐՈՒ ՄԸ

Պտղատու այգիների միջքնային և մերձքնային տարածությունների մշակման "ՊԱՄ-1" (այգեփոր) մեքենայի արտադրական փորձարկումները կազմակերպվել են ՀԱԱԱ, 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:

Այգեփոր մեքենայի արտադրական փորձարկումները իրականացվել են շուրջ 22 հա ծիրանի այգիներում:

Քանի որ Հայաստանի Հանրապետության այգեգործական տնտեսություններից և ոչ մի տեղ չեն օգտագործվում արտադրության մեջ հայտնի միջքնային և մերձքնային 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:

Մեքենայի տեխնոլոգիական-էներգետիկական-շահագործական պարամետրերի չափումները և չափագրումները իրականացվել են ագրեգատի առաջարկված հետևյալ մուտքային պարամետրերի պայմաններում.

– ագրեգատի համընթաց շարժման արագությունը՝ $v = 1,1 - 1,3$ կմ/ժամ,

- բանող օրգանի ֆրեզի պտուտաթվերը՝ $n = 100 - 120$ պտ/րոպ,
- ֆրեզի դանակի մատուցումը՝ $S = 5$ սմ,
- մշակման խորությունը՝ $a = 8 - 12$ սմ,
- ռոտացիոն մեքենայի կինեմատիկական պարամետրը՝ $\lambda = 10 - 12$,
- մոլախտահողային զանգվածի կտրման արագությունը՝ $V_p = 6$ մ/վրկ, որը փորձերի բոլոր տարբերակներում փոքր է եղել հողում պլաստիկ դեֆորմացիաների տարածման արագությունից,
- դանակների քանակը ֆրեզի վրա՝ $Z = 6$ հատ,
- մոլախտերի խտությունը մշակման գոտում՝ $300 - 400$ հատ/մ²,
- մոլախտային բուսականության միջին բարձրությունը՝ $20 - 60$ սմ,
- պտղատու այգիների միջշարքային և միջբնային տարածությունների ագրոտեխնիկական վիճակը փորձարկումների պահին՝ միջին որակի, որը բացատրվում է ժամանակակից այգեգործական տեխնիկայի տեխնոլոգիական թերություններով,
- պտղատու այգիների չմշակվող գոտու (միջբնային և մերձբնային տարածություն) լայնությունը շարքի երկու կողմից՝ մինչև 150 սմ:

Առաջարկվող այգեփոր ագրեգատի շահագործական ծախքերի հաշվարկման համար անհրաժեշտ է ունենալ մեքենայի մեծածախ գինը: Այդ նպատակով նախ որոշվում է մեքենայի ինքնարժեքը հետևյալ բանաձևով.

$$C = G(\mu HK + M), \quad (5.1)$$

որտեղ $G = 320$ կգ՝ մեքենայի զանգվածն է, $\mu = 0,7 - 0,8$ մեքենայի կառուցվածքային բարդության գործակիցը, $H = 920$ դր/կգ նոր պատրաստվող մեքենայի 1 կգ զանգվածի արտադրական ծախքերն են՝ առանց նյութերի և ձեռքբերված կիսաֆաբրիկատների արժեքի, K -ն թողարկման ծավալից կախված մեքենայի 1 կգ զանգվածի արտադրական ծախքերի փոփոխման գործակիցն է, որը որոշվում է $K = 1,4386 - 0,456X + 0,00058X^2$ բանաձևով: Ընդունելով տարեկան արտադրական ծրագրի $N = 1000$ հատի դեպքում $X = 1$, K գործակիցի համար ստանում ենք $K = 1,394$, $X = 0,5$ - ի

դեպքում՝ $K = 1,211$, M -ը մեքենայի պատրաստման համար օգտագործվող նյութերի 1 կգ-ի արժեքն է՝ $M = 430$ դր/կգ:

Բերված տվյալների համաձայն մեքենայի ինքնարժեքը ստացվում է.

$$C = G(\mu HK + M) = 320 \cdot (0,7 \cdot 920 \cdot 1,2 + 430) = 384.896 \text{ դր:}$$

Մեքենայի մեծածախ գնի ստորին սահմանի որոշման համար օգտվենք հետևյալ բանաձևից.

$$I = C + \Pi_G \quad (5.2)$$

որտեղ Π_G -ն նորմատիվային շահույթն է, որը որոշվում է ինքնարժեքի նկատմամբ շահույթաբերության ճյուղային տարբերակված նորմատիվի միջոցով (տոկոսներով).

$$\Pi_G = \frac{P_{\text{տն}} C}{100} \%, \quad (5.3)$$

Ընդունելով $P_{\text{տն}} = 13,5\%$, նորմատիվային շահույթի համար կստանանք $\Pi_G = 51.960$ դր, իսկ մեքենայի մեծածախ գնի ստորին սահմանի մեծություն համար՝ $I = C + \Pi_G = 436.856$ դր:

Մեքենայի իրական մեծածախ գինը հաշվարկվում է, հաշվի առնելով լրացուցիչ շահույթը.

$$I_{\text{գ}} = I + \Pi_{\text{լր}}, \quad (5.4)$$

որտեղ լրացուցիչ շահույթը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$\Pi_{\text{լր}} = \gamma \Pi_G = 0,5 \Pi_G \text{ դր,} \quad (5.5)$$

չպետք է գերազանցի նորմատիվային շահույթի 50% - ը:

Այսպիսով, նախագծվող մեքենայի մեծածախ գինը կկազմի.

$$I_{\text{գ}} = I + \Pi_{\text{լր}} = 462.836 \text{ դր:}$$

Այգիների միջբնային և մերձբնային տարածության մշակման առաջարկվող տեխնոլոգիայի և տեխնիկական միջոցի տնտեսական արդյունավետության գնահատման և հիմնավորման նպատակով կատարվել է տնտեսաարար շահագործական ծախքերի հաշվարկը մեքենայի մեկ ժամվա աշխատանքի կամ մշակվող միավոր մակերեսի հաշվով՝ U (դր/ժամ կամ դր/հա):

Ծախքերի հաշվարկային բանաձևն ունի հետևյալ տեսքը.

$$U = A + P + r + X + 3, \quad (5.6)$$

որտեղ A -ն ամորտիզացիոն հատկացումներն են տրակտորի և մեքենայի ռենովացիայի վրա:

$$A = A_{\text{տ}} + A_{\text{ճ}} = \frac{I_h a}{100 t_{\text{տ}}} + \frac{I_h' a'}{100 t_{\text{ճ}}} \text{ (դր/ժամ)}$$

Աղյուսակ 5.1

Այգեփոր ագրեգատի շահագործական ծախքերի հաշվարկման
 ելակետային տվյալները

Ցուցանիշների անվանումը և չափման միավորը	Տառային նշանակումը	ՄՏ ագրեգատի կազմը	
		Տրակտոր T – 54B	Այգեփոր "ՊԱՄ-1"
Տրակտորի շարժիչի արդյունավետ հզորությունը, կՎտ	$N_{\text{ար}}$	40, 4	—
Վառելիքի տեսակարար ծախսը, գ/կՎտ ժամ	q	265, 4	—
Մեծածախ գինը, դրամ	$I_o^{\text{տ}}, I_o^{\text{ճ}}$	1.500.000	462.836
Հաշվեկշռային գինը, դրամ	$I_o^{\text{տ}}, I_o^{\text{ճ}}$	1.800.000	555.403
Տարեկան բեռնվածությունը, ժամ	$t_{\text{տ}}, t_{\text{ճ}}$	1200	480
Ամորտիզացիոն հատկացումների նորման, %	$a_{\text{տ}}, a_{\text{ճ}}$	20	8, 3
Նորոգման և տեխնպասարկումների հատկացումների նորման, %	$r_{\text{տ}}, r_{\text{ճ}}$	13	9
Մեքենաների պահպանման հատկացումների նորման, %	$u_{\text{տ}}, u_{\text{ճ}}$	0, 59	0, 3
Միջշարքային հեռավորությունը, մ	B	8,0	8,0
Ագրեգատի արագությունը, կմ/ժամ	V	1, 08	1, 08
Ագրեգատի ժամային արտադրողականությունը, հա/ժամ հաշվարկային	W	—	0, 43
----- շահագործական	W_2	—	0, 37

Ագրեգատի տարեկան արտադրողականությունը, հա	$W_{տար}$	—	98,8
---	-----------	---	------

Մեքենայի նորոգման և տեխնիկական սպասարկումների հատկացումները՝ P -ն, որոշվում է նմանակերպ: Վառելանյութաքսայուղերի արժեքը որոշվում է $U_p = N_{տ} \alpha_0 U_{կ} q$ (դր/ժամ) արտահայտությամբ, որտեղ $\alpha_0 = 0,8$ գործակից է, որը իրական է դաշտային աշխատանքների համար, $U_{կ}$ -ն 1կգ վառելանյութաքսայուղերի համալիր գինն է. $U_{կ} = \rho G$, որտեղ $G = 270$ դր/կգ-ը դիզելային վառելանյութի 1կգ-ի արժեքն է, ρ -ն՝ քսայուղերի արժեքը հաշվի առնող գործակից, որը Հայաստանի հարթավայրային և նախալեռնային գոտիների համար հավասար է $\rho = 1,31$, հետևաբար $U_{կ} = 326,7$ դր/կգ: Տեխնիկայի պահպանման ծախսերը՝ X - ը, հաշվարկվում է տրակտորի հաշվեկշռային արժեքի $0,59\%$ - ի, իսկ մեքենայի համար՝ $0,3\%$ - ի չափով: Տրակտորիստի ժամային աշխատավարձը՝ 3 - ն, վերցնում են 5 - ռդ կարգի (3 - ռդ խումբ) տրակտորիստ մեքենավարի համար սահմանված $3 = 750$ դր/ժամ չափից: Մեքենայի հաշվեկշռային արժեքը որոշելիս մեքենայի մեծածախ գնով բազմապատկվող գործակիցը ընդունվում է $\alpha = 1,19 - 1,2$: Ծահագործական ծախքերի հաշվարկման ելակետային տվյալները բերված են աղյուսակ 5.1-ում:

Աղյուսակ 5.2-ում ներկայացված են ագրեգատի շահագործական ծախքերի հաշվարկման արդյունքները: Աղյուսակ 5.3-ում բերված են այգեփոր մեքենայի աշխատանքի արդյունավետության համեմատական տվյալները մեկ հեկտարի հաշվով միջշարքային տարածության 8,0 մետրի դեպքում:

Ագրեգատի շահագործական ծախսերի հաշվարկման արդյունքները

Ցուցանիշների անվանումը և չափման միավորները		Տառային նշանակումները	Հաշվարկային մեծությունները
Ամորտիզացիոն հատկացումները, դր/տարի		A	85.496
այդ թվում	տրակտորի	$A_{տ}$	34.720
	մեքենայի	$A_{մ}$	25.311
Նորոգման և տեխսպասարկման հատկացումները, դր/տարի		P	27.476
այդ թվում	տրակտորի	$P_{տ}$	16.516
	մեքենայի	$P_{մ}$	10.960
Վառելիքաբայուղերի արժեքը, դր/տարի		Γ	941.760
Ագրեգատի պահպանման հատկացումները, դր/տարի		X	11.600
այդ թվում	տրակտորի	$X_{տ}$	5800
	մեքենայի	$X_{մ}$	5800
Տրակտորիստի ժամային աշխատավարձը (5-րդ կարգ), դր/ժամ		3	750
Ագրեգատի ժամային շահագործման ծախսերը, դր/ժ		U_{σ}	2295
Ագրեգատի շահագործական արտադրողական թ-յունը, հա/տարի		W_2	177,6
Ագրեգատի շահագործական ծախսերը, դր/հա		U_h	17.505
Ագրեգատի աշխատանքային ծախսերը, մարդ.ժ/հա		H_o	2,96
Մեքենայի գանգվածը, կգ		G	320
Տեսակարար կապիտալ ներդրումները, դր/հա		K	5446
Կապիտալ ներդրումների արդյունավետության գործակիցը		E	2,67

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

Անվանումը	Աշխատանքը կատարվում է	
	ձեռքով (բահով)	մեքենայով "ՊԱՄ-1"
Ժամային արտադրողականությանը, հա/ժամ	0, 0085	0, 206
Աշխատած փառումները մեկ հա-ի հաշվով, մարդ.ժամ/հա	216	2,96
Մեկ գծամետրի ձեռքի աշխատանքի աշխատավարձը, դր/մ	35	—
Ծահագործական ծախսերը մեկ հեկտարի հաշվով, դր/հա	87.500	17.505
Տնտեսական արդյունավետությանը ձեռքի աշխատանքի համեմատությանը ամբ, դր/հա	—	≈70.000

Ամփոփելով առաջարկվող մեքենայի արտադրողականության և տնտեսական արդյունավետության համեմատական տվյալները (աղ. 5.3), կարող ենք եզրակացնել, որ "ՊԱՄ-1" այգեփոր մեքենայով իրականացված գործընթացի արտադրողականությանը ձեռքով կատարված նմանատիպ աշխատանքների համեմատաճում է մինչև 24 անգամ, միաժամանակ ապահովելով մինչև 70.000 դր/հա հեկտարային դրամական արդյունավետություն:

ԸՆԴՀԱՆՈՒՐ ԵԶՐԱԿԱՑՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐ ԵՎ ԱՌԱՋԱՐԿՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐ

Պտղատու այգիների միջբնային և մերձբնային տարածությունների մշակման ուղղաձիգ առանցքով ֆրեզի մշակման տեսական–գիտափորձնական հետազոտությունների արդյունքների վերլուծությունը թույլ է տալիս հանգել ու հետևյալ եզրակացություններին և առաջարկություններին:

1. Պտղատու այգիների միջբնային-մերձբնային տարածությունների մշակման ժամանակակից տեխնիկական միջոցների կառուցվածքային և արտադրական նշանակությունը վերաբերյալ գիտատեխնիկական գրականության տվյալների և արտադրությունում դրանց շահագործման տեխնիկա-տնտեսական ցուցանիշների վերլուծության արդյունքներով բացահայտվեց, որ դրանք ունեն կառուցվածքային և տեխնոլոգիական սկզբունքային թերություններ, որի հետևանքով դիտարկվող տեխնոլոգիական գործընթացը կրում է մասնակի մեքենայացված բնույթ, դրանով հիմնավորվում է բննարկվող հիմնահարցի տեսական և համապատասխան գիտափորձնական հետազոտությունների իրականացման անհրաժեշտությունը:
2. Հաշվի առնելով միջազգային մասնագիտական գիտական կենտրոնների միասնական կարծիքը այգեփոր մեքենայի գործողության սկզբունքի վերաբերյալ և մեր կողմից այդ ուղղությամբ իրականացված գիտական հետազոտությունների արդյունքները, որպես բանվորական օրգան ընտրվել է ուղղաձիգ առանցքով ֆրեզը, այն տարբերությամբ, որ գոյություն ունեցող մեքենաների ֆրեզի տեղաշարժը ծառի բնի նկատմամբ իրականացվում է շոշափոցային տվիչով, որին ներհատուկ են միշտաբ թերություններ: Մեր մշակած համանուն կառուցվածքի գործողության սկզբունքը հիմնված է ծառի բունը չվնասող տարվող օղագոտիով, ծառաբնի շրջագլորման սկզբունքի վրա, ինչը բացառվում է ձեռքի աշխատանքի հետագա անհրաժեշտությունը:

3. Այգեփոր ֆրեզի գործողության տեխնոլոգիական գործընթացը ուղեկցվում է դանակի և մշակվող միջավայրի բարդ կինեմատիկական, դինամիկական և արվածադեֆորմացիոն փոխազդեցությամբ, որի օրինաչափությունների բացահայտման համար, հորիզոնական առանցքով ֆրեզի հաշվարկի տեսության օգտագործումը սույն խնդրի լուծման համար պիտանի չէ, ունի միայն մեթոդական արժեք:
4. Այգեփոր ֆրեզմեքենայի երկրաչափական-տեխնոլոգիական պարամետրերի օպտիմալացման հաշվարկի տեսությունը ընդգրկում է դիտարկվող մեխանիկական համակարգի կինեմատիկական և դինամիկական հետազոտությունների արդյունքները:
5. Ի տարբերություն հորիզոնական առանցքով այգեփոր ֆրեզների, ուղղաձիգ առանցքով ֆրեզմեքենայի դանակները մշտապես գտնվում են հողային զանգվածում՝ բեռնված վիճակում: Մշակված հաշվարկի տեսության էությունը կայանում է նրանում, որ ֆրեզմեքենան աշխատելով տարբեր հողատիպերում, ընդունակ է ինիկարգավորել ու դանակի մատուցումը (S), տաշեղի հաստությունը (δ) և մոլախոտային 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, տաշեղի հաստությունը $\delta = 2,5 - 3$ սմ, կինեմատիկական պարամետրերը $\lambda = 10 - 12$, ֆրեզի պտուտաթվերը՝ $n = 100 - 120$ պտ/րոպ, շառավիղը՝ $R < 40$ սմ, համընթաց շարժման արագությունը՝ $V_{\text{շ}} = 1,1 - 1,3$ կմ/ժամ:
6. Ֆրեզմեքենայի էներգետիկական պարամետրի օպտիմալացման համար հիմք ընդունելով հողամոլախոտային զանգվածի սահումով կտրման սկզբունքը, կազմված են համապատասխան հավասարումներ, որոնց լուծման արդյունքում որոշվել է ֆրեզի շարժաբեր լիսեռի պտտման դիմադրության մոմենտի նվազագույն արժեքը, կախված մատուցման մեծությունից, տաշեղի հաստությունից, ագրեգատի շարժման արագությունից,

կինեմատիկական պարամետրից: Բացահայտված է, որ ագրեգատի արագության $1,18$ կմ/ժ մեծությունն ից 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՝ $n = 100 - 120$ պտ/ր, $\lambda = 10 - 12$, $V_{\Sigma} = 1,18$ կմ/ժամ:

7. Հատուկ ուշադրություն է արժանի ֆրեզի դանակի երկրաչափական պարամետրերի օպտիմալացման մշակված հաշվարկի տեսությունը: Որպեսզի տեխնոլոգիական գործընթացը իրականացվի նվազագույն էներգոծախսումներով, անհրաժեշտ է դանակի պարամետրերը համապատասխանեցվեն թեք-շեղ-սահումով կտրման, ապահովելով. սահումի գործակիցը $\varepsilon_{\Sigma} = 8,0 \dots 10,0$, տվյալ վարված ադեֆորմացիոն վիճակի հատույթի հարթության և գլխավոր հարթակների հետագծերի համընկման ապահովումը: Այդ պայմանները ապահովելու դեպքում նյութի կտրման գործընթացը վերափոխվում է ճաքի հարկադրական զարգացման, առանց լրացուցիչ ճիգի կիրառման, որը նպաստում է կտրման դիմադրության կտրուկ իջեցմանը: Այդ դեպքում պետք է ապահովել նաև կտրող սայրի շարման բացարձակ և պլաստիկ դեֆորմացիայի տարածման $V_{\text{պ}}$ արագությունների $V_{\text{բ}} \leq V_{\text{պ}}$:
8. Ֆրեզմեքենայի ուժային վերլուծության մեջ հատուկ տեղ է հատկացվում ֆրեզի հետ, արտաքին ից համակենտրոն տեղակայված բնապաշտպան օղագոտու հաշվարկին, որտեղ հաշվի է առնված օղագոտու ծառաբնի վրայով մաքուր շրջագլորման և բնակեղևի անվնաս ապահովումը: Որոշվել է օղագոտու օպտիմալ շառավիղ՝ $R \geq 43$ սմ:
9. Գիտափորձնական հետազոտությունների համար, ֆրեզմեքենայի փորձանմուշի տեխնոլոգիական սխեմայի, նախագծման և պատրաստման պարամետրերն ընտրված են ֆրեզմեքենայի տեսական հետազոտությունների արդյունքներով ստացված մեծություններով, որոշակի փոփոխման տիրույթով:

Լաբորատոր – դաշտային գիտափորձնական հետազոտությունների և հաշվարկի տեսության արդյունքներով ստացվել են ֆրեզի պտտող մոմենտի հետևյալ տվյալները.

Տեսական – $\max M_{\text{Ֆ}}=63$ Ն·մ, գիտափորձնական $\max M_{\text{Ֆ}}=67$ Ն·մ: Ստացված 4 Ն·մ տարբերությունը 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, պողատու այգիների միջբնային-մերձբնային մեքենայի տարածությունների մշակման տնտեսական արդյունավետությունը կազմում է 50-80 հազար դր/հա:

ԳՐԱԿԱՆՈՒԹՅՈՒՆ

1. **Գրիգորյան ԱՍ.** Խաղողի միջվազային մշակութային տեխնոլոգիայի կատարելագործում և բանող օրգանի պարամետրերի հիմնավորում. - Եր., 2011, տ.գ.թ. ատենախոսություն. –136 էջ:
2. **Գրիգորյան Շ.Մ., Թարվերդյան Ա.Պ., Խաչատրյան Ա.Յ., Պետրոսյան Դ.Պ.** Մաթեմատիկական վիճակագրության տարրերը և գիտափորձերի պլանավորման տեսություն. -Երևան, "Ասողիկ", 2001թ., 210էջ:
3. **Թարվերդյան Ա.Պ., Պետրոսյան Դ.Պ., Սարգսյան Ս.Ֆ.** Պտղատու այգիների միջբնային տարածությունների մշակման ուղղաձիգ առանցքով պտտման ֆրեզի կինեմատիկան, ՀՊԱՀ-ի տեղեկագիր, №3, 2015, էջ 93-99:
4. **Միջծառային տարածությունների մշակման մեքենա** ՀՀ արտոնագիր, № 2993 А, 16.02.2016:
5. А. с. № 1468435 СССР, МКИ⁴ А 01 В 33/12. Фрезерный барабан почвообрабатывающего орудия / В. И. Медведев, А. И. Лещанкин, А. С. Лысков, М. Н. Чаткин (СССР). № 4225178/30 – 15. Заявл. 6.02.87. опубл. 30.03.89, Бюл. № 12.- 5 с.
6. **Адлер Ю.П.** Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий.- 2-е изд., «Наука», 1976, 280 с.
7. Акт № 53-60 испытания машины для обработки приствольных полос в садах МПП-4 / Молдавская МИС. - 1960. - 12 с.
8. **Бахтин П. У.** Проблемы обработки почвы / П. У. Бахтин. – М. : Знание, 1969. – 61 с.
9. **Беренштейн, И.Б.** Выдвижная секция для вспашки почвы в приствольных полосах и рядах сада / И.Б. Беренштейн // Садоводство, виноградарство и виноделие Молдавии. - 1965. - № 5. - С. 52.
10. **Бок Н. Б.** Определение основных параметров почвенных фрез / Н. Б. Бок // Тракторы и с.-х. машины. 1965. – №7. – С. 30-32.
11. **Борисов В. Н.** Исследование динамических характеристик и режимов работы почвообрабатывающих фрез: автореф. дис. ...канд. техн. наук / В. Н. Борисов. – Киев, 1969. – 27с.

12. **Борнеман Ф.** Работа фрезерной почвообрабатывающей машины "патент Кешеги" и влияние этой работы на физическое состояние почвы / Ф. Борнеман // Мотокультура. - 1913. - С. 76-113.
13. **Браду А.В.** Дисковая борона БДС-0,4 / А.В. Браду, С.Ф. Ляху // Садоводство и виноградарство Молдавии. - 1989. - № 4. - С. 38-39.
14. **Василенко П.М.** Некоторые вопросы динамики почвообрабатывающих машинно-тракторных агрегатов с ротационными рабочими органами / П. М. Василенко // Материалы НТС ВИСХОМа. Вып. 12. – М., 1963. – С. 102 – 118.
15. **Виноградов В. И., Семенов Г. А.** Исследование динамической прочности почвы. — «Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства», 1968, № 6, с. 42.
16. **Герасимов Н.И.** Обработка межствольных полос в садах / Н.И. Герасимов, Я.З. Жилицкий [и др.] // Технология, организация и механизация интенсивного садоводства: Сб. науч. тр. ВНИИС им. И.В. Мичурина. - Мичуринск, 1979.-Вып. 28.- С. 149.
17. **Горячкин В. П.** Собрание сочинений в трех томах / В. П. Горячкин. – 2-е изд., – М. : Колос, 1967. – т.2. – 455 с.
18. **Гринчук И.М.** К вопросу выбора основных конструктивных параметров и режимов работы почвенных фрез / И. М. Гринчук, Ю. И. Матяшин // Тракторы с.-х. машины. – 1969. – №1. – С. 25 – 28.
19. **Гудков А.Н.** Теоретические основы вспашки твердых почв и обоснование конструкции плуга для обработки твердых почв. Материалы НТС ВИСХОМ. Вып. 5. М., 1959, с. 212 – 241.
20. **Гуреев И.И.** Энергоемкость обработки почвы / И. И. Гуреев // Техника в сельском хозяйстве. – 1988. – №3. – С. 22-26.
21. **Далин А.Д., Павлов П.В.** Ротационные грунтообрабатывающие и землеройные машины. М., Машгиз, 1950. 258 с.
22. **Джумакулов С.Б.** Влияние защитного кожуха почвофрезы на показатели работы фрезерного культиватора / СБ. Джумакулов // Механизация хлопководства: Реферативный научно-технический сборник. - Ташкент. - № 6 (212). - С. 4-5.
23. **Докин Б.Д.** Исследование зависимости усилия от скорости резания / Б. Д. Докин // Труды ЧИМЭСХ, вып. 27, 1967. – С.

24. **Докин Б.Д.** Эффективность применения фрез для междурядной обработки пропашных культур / Б.Д. Докин, В.С. Сурилов // Вестник сельскохозяйственной науки. - 1962. - № 7. - С. 31-36.
25. **Жилицкий Я.З.** Выбор выдвижных секций для обработки межствольных полос сада / Я.З. Жилицкий, Н.И. Герасимов // Сб. науч. работ ВНИИС им. И.В. Мичурина. - Мичуринск, 1967.-Вып. 1 2 . - С. 183-191.
26. **Жилицкий Я.З.** Исследование фрезы садовой с вертикальной осью вращения / ЯЗ. Жилицкий, Н.И. Герасимов // Изучение и усовершенствование пропашных фрез и культиваторов: Матер. НТС ВИСХОМ. - 1965. - Вып. 20. - С. 121-133.
27. **Жилицкий Я.З.** К вопросу о системе машин для садоводства / ЯЗ. Жилицкий // Сад и огород. - 1956. - № 8. - С. 19-20.
28. **Жилицкий Я.З.** Механизация работ в садоводстве / Я.З. Жилицкий, Н.И. Герасимов. - М.: Колос, 1973 . - 118 с.
29. **Жилицкий Я.З.** Особенности применения выдвижных секций при обработке почвы в садах / Я.З. Жилицкий, Н.И. Герасимов // Исследование и усовершенствование почвообрабатывающих машин: Матер. НТС ВИСХОМ. - М., 1970. - Вып. 27. - С. 308-312.
30. **Завора В.А.** Исследование влияния технологии междурядной обработки посадок картофеля на качественные и эксплуатационные показатели работы уборочных машин (зона Юж. Урала). : автореф. дис. ...канд. техн. наук / В. А. Завора. – Челябинск, 1972. – 24 с.
31. **Зволинский В.Н.** Результаты и основные направления работ по фрезерным почвообрабатывающим машинам / В.Н. Зволинский // Тракторы и сельхозмашины. - 1978. -№ 11.-С. 11.
32. **Канев Н.Ф.** Механика почвообрабатывающей фрезы. М., БНИИ лесоводства и механизации лесного хозяйства. 1957. – 46 с.
33. **Кацыгин В.В.** Основы теории выбора оптимальных параметров мобильных сельскохозяйственных машин и орудий / В. В. Кацыгин // Вопросы сельскохозяйственной механики. — Т. XIII. — Минск, Урожай, 1964. — С. 5 – 147.
34. **Киселев С.Н., Панов А.И.** Расчет почвообрабатывающих машин с активным приводом. М., типография МГАУ им. В.П. Горячкина. 2000. – 17 с.
35. **Кленин Н.И., Сакун В.А.** Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. – М., “Колос”, 1980. – 656 с.

36. **Ковачев С.** Изследования върху работа на иякой фрези с откланяващи ее секции / С. Ковачев, И. Чипилски // Сельскостопанска техника. - 1970, 7. - № 5.-С. 77-78.
37. **Краузе М.** Обработка почвы как фактор поднятия урожайности / М. Краузе. - М.: Сельхозгиз, 1931. - 296 с.
38. Культиватор садовый КСГ-5 // Садоводство. - 1971. - № 4. - С. 14.
39. **Кутейников В.К.** Механизация работ в садоводстве / В.К. Кутейников, Н.П. Лосев, А.В. Четвертаков [и др.]. - М. : Колос, 1983. -319 с.
40. **Кушназаров Х.** Исследование качества работы выдвижных секций садовых культиваторов в условиях Узбекистана / Х. Кушназаров // Садоводство, виноградарство и виноделие. - Ташкент, 1977. - С. 137-139.
41. **Лукьянов А. Д.** Технологический расчет почвообрабатывающих фрез / А. Д. Лукьянов // Тракторы и с.-х. машины. – 1970. – №8. – С. 21-22.
42. **Марков Ю.А.** Культиватор для сада / Ю.А. Марков, А.А Добренский // Садоводство. - 1966. - № 6. - С. 17.
43. **Мелихов В.В.** Размещение ножей на валу барабана ротационных почвообрабатывающих машин. – «Тракторы и сельхозмашины», 1974, № 5, с. 17 – 18.
44. Методы планирования и обработки результатов инженерного эксперимента: Конспекты лекций. Под общ. Ред. Н.А. Спирина. Екатеринбург, 2004. 257с
45. **Мостовский В.Б.** Исследование процесса обработки приствольных полос в интенсивных садах вертикальными фрезами и обоснование типов и параметров их рабочих органов: Дис. на соик. уч. степ. к. т. н. / В.Б. Мостовский. - Кишинев, 1980. - 206 с.
46. **Мусурманов А.Т.** Дисковая выдвижная секция / А.Т. Мусурманов // Садоводство и виноградарство Молдавии. - 1989. - № 4. - С. 39-40.
47. **Некрасов Н.А.** Работа фрезы и плуга / Н.А. Некрасов, А.И. Антипин. - М.: Сельхозгиз, 1931. - 167 с.
48. Новая техника для агропромышленного комплекса: Справочник. - М.: Агропромиздат, 1994. - 276 с.
49. **Новиков Ю.Ф.** Ротационные почвообрабатывающие машины и проблемы их применения. – Сельхозмашина, 1957, № 7.
50. **Паламарчук Г.Д.** Механизация и автоматизация процессов межкустовой обработки почвы на виноградниках / Г.Д. Паламарчук, Г.Г. Мартынов // Сб. тр. ВНИИВиВ «Магарач». - Ставрополь, 1967. - Т. 7. - С. 191-199.

51. **Панов И.М.** Выбор энергосберегающих способов обработки почвы / И. М. Панов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1990. – № 8. – С. 32 – 35.
52. **Панов И.М.** Ротационные почвообрабатывающие машины и орудия. Обзор.– М., 1963
53. **Панов И.М.** Энергетика и обоснование основных параметров и режимов работы ротационных почвообрабатывающих машин. Труды ВИСХОМ. №93 / И. М. Панов, В. А. Юзбашев, В. В. Мелихов. – М., 1978. – С. 3 – 24.
54. **Петросян Д.П., Григорян А.С.** Теория расчета параметров защитного обода фрезы междустовой обработки виноградников. Известия аграрной науки. Тбилиси, 2010. – т. 2. №1. – С. 88-92.
55. **Попов Г.Ф.** Испытания пропашной фрезы ФПН-2,8 на Пушкинской, Западной и Южно-Украинской МИС в 1963 году / Г.Ф. Попов // Изучение и усовершенствование пропашных фрез и культиваторов: Матер. НТС ВИСХОМ. - М., 1965. - Вып. 20. - С. 12-20.
56. **Попов И.** Энергетични изследованиа на почвени фрези с отклоняващо устройство за обработка на редовете в овощни градини / И. Попов, В. Станчев, С. Христов // Научн. тр. Висш. ин-та машиностр., механиз. и електриф. селск. стоп. - Русе, 1969, 11. - № 1. - С. 85-90.
57. **Порфирюк В.И.** Некоторые преимущества обработки орошаемых почв активными вращающимися рыхлящими органами / В.И. Порфирюк // Сельское хозяйство Таджикистана. - 1966. - № 6. - С. 16-17.
58. Протокол №50-70(оп 3014510) от 19 ноября 1971 г. испытания ротационного рыхлителя почвы "Гумус" (ФРГ) / Молдавская МИС, 1971. - 88 с.
59. **Резник Н.Е.** Теория резания лезвием и основы расчета режущих аппаратов. – М., “Машиностроение”, 1975. – 301 с.
60. **Рубин С.С.** Системы содержания почвы в садах / С.С. Рубин // Садоводство, виноградарство и виноделие Молдавии. - 1984. - № 4. - С. 6-11.
61. **Синеоков Г.Н.** Теория и расчет почвообрабатывающих машин / Г.Н.Синеоков, И.М. Панов. - М.: Машиностроение, 1977. - 328 с.
62. **Солод В.М.** Культиватор КСМ-5 для интенсивных садов / В.М. Солод // Садоводство, виноградарство и виноделие Молдавии. - 1981. - № 6. - С. 47-48.
63. **Спиридонов А.А.** Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов. /М., Машиностроение, 1981. 184с

64. **Стрельбицкий В.Ф.** Механизация обработки почвы в садах и на ягодниках / В.Ф. Стрельбицкий В.А. Свинцов, Я.З. Жилицкий [и др.] // Садоводство. - 1974. -№ 9. - С.42-43.
65. **Тарвердян А.П.** Основы разработки ротационных режущих аппаратов уборочных машин. Ер., “Гитутюн” НАН РА, 2000. – 273 с.
66. **Тарвердян А.П.** Применение теории вибрации в земледельческой механике. Ер., “Гитутюн”, 2014. – 374 с.
67. **Тензометрия в машиностроении:** Справочное пособие. / Под ред. Р.А. Макарова. М., Машиностроение, 1975.-287с.
68. **Турбилин Е.И.** Результаты анализа сил, действующих на рабочий орган ротационного культиватора / Е.И. Турбилин // Труды Кубанского СХИ. -Краснодар, 1985. - Вып. 256. - С. 38-45.
69. **Чаткин М.Н.** Влияние работы маховика на стабильность работы почво–обработывающей фрезы / М. Н. Чаткин, В. Ф. Купряшкин, М. Н. Байчурин // Повышение эффективности использования сельскохозяйственной техники: информ. вестн. дис. совета. Вып. 4. – Саранск, 1999. – С. 94 – 95.
70. **Чудак С.В.** Исследование и разработка вертикальной фрезы для поверхностной обработки почвы в виноградниках: Дис. на соиск. уч. степ. к. т. н. /С.В. Чудак. - Кишинев, 1973. - 195 с.
71. **Шамота В.А.** Что дает фрезерная обработка? / В.А. Шамота // Колхозно- совхозное производство Молдавии. — 1965. - № 4. — С. 5-7.
72. **Яцук Е.П.** Исследование технологического процесса работы пропашной фрезы ФПН-2,8 и сеялочного приспособления к ней / Е.П. Яцук, М.З. Пановская // Изучение и усовершенствование пропашных фрез и культиваторов: Матер. НТС ВИСХОМ. - М., 1965. - Вып. 20. - С 49-61.
73. **Attrezzi per la lavrazione superficiale del terreno portati o trainati da trattrice** // *Macchine e motori agricole.* - 1966, V. 24. - № 2. - P. 66-72.
74. **Baraldi G.** *Macchine per la lavorazione nel frutteto e nel vigneto* / G. Baraldi// *Macchine e motori agricole.* - 1966, V. 24. - № 7. - P. 79-90.
75. **Bernacki H.** *Bodonia Zuzycia energii przez aktywne I kombinowane maszyny uprawowe* / H. Bernacki // . – *Biul. Prac. nauk. – Badawe-Zych (Inst. Budown. Mecan. Electr. Roln. Warszawa)*, 1975, №17. – S. 5 – 84.
76. **Bernacki H.** *Praca jednostkowa uprawowych maszyn kombinowanych* / H. Bernacki // *Warszaga: Biuletyn prac Naukowo Badawczych.* - 1964. - № 3.

77. **Bernacki H.** Teoria glebogryzarek. Instytut mechanizacyi i elektryfikacji rolnictwa w Warszawie. Biuletyn prac naukowobadawczych, N 2, Warszawa, 1962, 88 p.
78. **Gasparetto E.** Ulteriori indagini sperimentali sulle macchine per la lavorazione infraceppi / E. Gasparetto // Informatore Agrario. - 1965. V. 21. - № 42.-P. 1601-1603.
79. **Jacquet P.** 14^e demonstration internationale de motoviticulture / P. Jacquet //Vignes et vins. - 1963. - № 120. - P. 6-12.
80. **Lacombe R.** 20ans de micanisation viti-vinicole on les enseignements des dMmonstrations de motoviticulture / R. Lacombe // Tracteurs et machines agricoles. - 1966, 42. - № 10. - P. 18-22.
81. **Lucius J.** Bestimmung des Einflusses der Verformungsgeschwindigkeit auf die Bruchspannung im Boden. Deutsche Agrartechnik, 1971, N. 11, S. 526 – 528.
82. **Moser Eb.** Maschinen fier den Obst-und Weinbau / Eberhard Moser //Landtechnik. - 1969, 24. - № 10. - P. 344-347.
83. **Pellizzi G.** Indagine sperimentale su zappatrici rotative per lavorazione sulle colture arboree intraceppi / Guiseppe Pellizzi // Macchine e motori agricole. -1964, 22 . - № 1 . - P . 65-74.
84. Prospekt "Bernard Krone tiller" / DBR. - 1981.
85. **Söhne W.** Einfluss von Form und Anordnung der Werkzeuge auf Antriebsmomönte von Ackerfräsen. Grundl. d. Landtechn., N. 9, 1957, S. 696 – 787.
86. **Söhne W., Thiel R.** Technische Probleme bei Bodenfrastn / W. Sohne, R. Thiel // Grundlagen der Landtechnik. – №9. – 1957. – c.23.

ՀԱՎԵԼ ՎԱՃՆԵՐ



Նկ. 31. ՊԱՄ-1 ֆրեզ մեքենայի փորձանմուշի ընդհանուր տեսքը տրակտորի հետ ագրեգատավորված



Նկ.Յ2. Ֆրեզի պտու՛ւ տաթվե՛րի չ ափման դրվագներից



Նկ.Յ3. ՊԱՄ-1 Ֆրեզմեքենայի աշխատանքային պահերից



Նկ. 34. Ագրեգատավորված տեխնիկան մշակվող ծիրանի այգու մ



Նկ. 35. ՊԱՄ-1 ֆրեզմեքենան մերձբնային տարածությունն մշակելիս