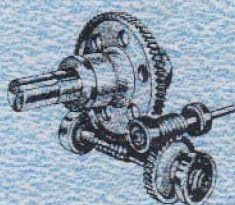


Հ.Մ. ԿԱՐԱՊԵՏՅԱՆ

ՄԵՔԵՆԱՆԵՐԻ ՄԱՍԵՐ

ՄԵՔԵՆԱՆԵՐԻ ՀԱՇՎԱՐԿԻ ԵՎ ՆԱԽԱԳԾՄԱՆ
ՀԻՄՈՒՆՔՆԵՐ



ԵՐԵՎԱՆ 2007

ՀԱՅԱՍՏԱՆԻ ՊԵՏԱԿԱՆ ԱԳՐԱՐԱՅԻՆ ՀԱՄԱԼՍԱՐԱՆ

Հ.Մ. ԿԱՐԱՊԵՏՅԱՆ

ՄԵՔԵՆԱՆԵՐԻ ՄԱՍԵՐ

ՄԵՔԵՆԱՆԵՐԻ ՀԱՇՎԱՐԿԻ ԵՎ ՆԱԽԱԳԾՄԱՆ
ՀԻՄՈՒՆՔՆԵՐ

ԵՐԵՎԱՆ

ՀՊԱՀ

2007

ՀՏԴ- 631.3(07)

ԳՄԴ- 40.72 ց7

Կ - 294

Աշխատանքը հավանության է արժանացել Հայաստանի պետական ագրարային համալսարանի գիտական հորհրդի կողմից:

Գրախոսներ՝ տ.գ.դ., պրոֆեսոր Ռ.Պ. Ջավախյան (ՀՊՃՀ)
տ.գ.դ., պրոֆեսոր Ռ.Ա. Բեգլարյան (ՀՊՃՀ)
տ.գ.թ., դոցենտ Ն.Ս. Իսախանյան (ՀՊՃՀ)
տ.գ.թ., դոցենտ Հ.Ա. Բարսեղյան (ՀՊՃՀ)

Խմբագիր՝ Մ.Ժ. ՂԱԶԱՐՅԱՆ

ԿԱՐԱՊԵՏՅԱՆ Հ.Մ.

Կ-294 Մեքենաների մասեր: ՈՒս. ձեռնարկ. - Եր.: ՀՊԱՀ հրատ., 2007.
180 էջ:

Ուսումնական ձեռնարկում մանրամասն ներկայացված են ընդհանուր նշանակության մեքենաների մասերի և հավաքական միավորների (հանգույցների) հաշվարկի ու նախագծման հիմունքներն ըստ շահագործման, երկարակեցության և հուսալիության պայմանների: Այն նախատեսված է ՀՊԱՀ ճարտարագիտական մասնագիտությունների ուսանողների, ինչպես նաև բուհերի ճարտարատեխնիկական աշխատողների համար:

Կ $\frac{3703030000}{0173(01)2007}$ 2007 թ.

ԳՄԴ- 40.72 ց7

ISBN 978-99941-52-38-4

© Հ.Մ. Կարապետյան, 2007 թ.

© Հայաստանի պետական ագրարային համալսարան, 2007 թ.

ՆԵՐԱԾՈՒԹՅՈՒՆ

Արտադրական պրոցեսները հիմնականում իրականացվում են մեխանիկական մեքենասարքավորումների միջոցով, որոնք կիրառվում են էներգիայի վերափոխման, ինչպես նաև նախապատրաստվածքների ձևերի, չափերի ձևափոխման և տեղափոխման համար:

Մեքենաշինությունը, կազմելով արտադրության հիմքը և ձևավորելով տեխնիկական առաջընթացի մակարդակը, հիմնվում է գիտության այնպիսի դիֆերենցված բաժինների վրա, ինչպիսիք են մետաղագիտությունը, ջերմամշակումը, տեսական մեխանիկան, նյութերի դիմադրությունը, մեխանիզմների և մեքենաների տեսությունը, մեքենաների հաշվարկի ու նախագծման հիմունքները («Մեքենաների մասեր» առարկա) և այլն:

Լինելով ընդհանուր տեխնիկական բազային առարկաների շարունակությունը՝ մեքենաշինությանը վերաբերող բաժինները տարբերվում են կոնկրետ կիրառական ուղղվածությամբ: Առհասարակ հնարավոր չէ պատրաստել որևէ մեքենա՝ չունենալով դրա մասերի հաշվարկի, նախագծման և կառուցվածքավորման (конструирование) մասին գիտելիքներ: Գործնականում բոլոր մեքենասարքավորումները կազմված են լինում մեծ քանակի նույն ֆունկցիոնալ նշանակություն ունեցող մեքենամասերից և հանգույցներից (հավաքական միավորներից), որոնք դասակարգվում են որպես ընդհանուր նշանակության մեքենամասերի ու հանգույցների, որոնց ուսումնասիրությամբ զբաղվում է «Մեքենաների մասեր» առարկան:

«Մեքենաների մասեր» առարկայի նպատակն է ուսումնասիրել սարքավորումների, մեխանիկական փոխանցումների, միացումների, ընդհանուր նշանակության հիմնական և օժանդակ մեքենամասերի, հանգույցների հաշվարկի ու նախագծման հիմունքները՝ հաշվի առնելով աշխատանքային պայմանները, ընտրված նյութերի տեսակները, ջերմամշակման եղանակը, տեխնոլոգիական մշակման կարգը և այլն:

Սույն ուսումնական ձեռնարկը, համապատասխանելով ագրոճարտարագիտական, պարենամթերքի վերամշակման տեխնոլոգիաների մասնագիտությունների համար նախատեսված «Մեքենաների մասեր» դասընթացի առարկայական ծրագրին, կարող է կիրառվել նաև ԲՈՒՀ-երի մեքենաշինական մասնագիտությունների ուսանողների և ճարտարագիտատեխնիկական աշխատողների կողմից:

Ուսումնական ձեռնարկի բովանդակությունը բավարար է ուսանողների տեսական ու գործնական գիտելիքների ձեռքբերման, ինչպես

նաև «Մեքենաների մասեր» առարկայից կուրսային և այլ հաշվարկագրաֆիկական աշխատանքներ կատարելու համար: Ձեռնարկի բաժինների ուսումնասիրության հաջորդականությունը (մեքենամասերի հաշվարկի և նախագծման հիմունքներ, մեխանիկական փոխանցումներ, պտտական շարժում ապահովող մեքենամասեր, միացումներ և դրանց մեքենամասեր) պայմանավորված է կուրսային և այլ հաշվարկագրաֆիկական աշխատանքների կատարման հերթականությամբ: Յուրաքանչյուր թեմայում նյութերը շարադրված են հետևյալ միասնականացված (ունիֆիկացված) հերթականությամբ`

- ուսումնասիրվող մեքենամասերի, հանգույցների կամ փոխանցումների սահմանումներ,
- կիրառման բնագավառ, առավելություններ և թերություններ,
- երաշխավորվող նյութերի մակնիշներ,
- երկրաչափական և ուժային պարամետրեր,
- ըստ հիմնական աշխատունակության չափանիշների` հաշվարկի, նախագծման և ստուգման բանաձևերի մանրամասն դուրսբերումներ:

Շարադրված նյութերը համապատասխանում են հանրապետական և միջազգային ստանդարտներին, ինչպես նաև ISO-ի երաշխավորություններին: Մասնավորապես նշված ստանդարտների պահանջներին համապատասխանում են ֆիզիկական մեծությունների նշանակումները, թույլտվածքները, նստեցվածքները, տերմինները, սահմանումները, նշանակումները, հաշվարկի մեթոդները, գրաֆիկական պատկերումները և այլն:

Հեղինակն ուսումնական ձեռնարկի ձեռագիրը տպագրության նախապատրաստելու համար իր խորին շնորհակալությունն է հայտնում պրոֆեսորներ Ա.Կ. Ամիրյանին, Կ.Ղ. Կարախանյանին, դոցենտներ Մ.Թ. Բաղդասարյանին և Ս.Ս. Մարիկյանին:

Դասագրքի կատարելագործման նպատակով ներկայացվող դիտողություններն ու առաջարկություններն ուղղել հետևալ հասցեով.

ՀՀ, ք. Երևան, Տերյան 74, Հայկական պետական ագրարային համալսարան, գրաֆիկայի և մեքենաների նախագրծման հիմունքների ամբիոն:

ԳԼՈՒԽ 1. ՄԵՔԵՆԱՆԵՐԻ ՄԱՍԵՐԻ ՀԱՇՎԱՐԿԻ ԵՎ ՆԱԽԱԳԾՄԱՆ ՀԻՄՈՒՆՔՆԵՐԸ

1.1. Հիմնական հասկացություններ

Մեքենաշինությունում տարբերվում են հետևյալ հասկացությունները՝

- **Մեքենամաս**՝ առանց հավաքման օպերացիաների, համասեռ նյութից մշակված պատրաստվածք (լիսեռ, ատամնանիվ, գլանվակ, աստղանիվ, հեղույս, պնդօղակ և այլն):
- **Հավաքական միավոր (հանգույց)**՝ պատրաստվածք (մխոց, հավաքական որդնանիվ, արագության տուփ, կցորդիչ, ռեդուկտոր և այլն)՝ հավաքված ֆունկցիոնալ կապեր ունեցող տարբեր մեքենամասերից:
- **Մեխանիզմ**՝ դետալներից և հավաքական միավորներից հավաքված սարքավորում՝ նախատեսված տրված շարժման օրենքը տանող օղակներից տարվողներին հաղորդելու համար:
- **Մեխանիկական փոխանցում**՝ պտտական շարժում հաղորդելու համար տարբեր մեքենամասերից և հանգույցներից բաղկացած սարքավորում (շղթայավոր, փոկային, ատամնավոր, որդնակային և այլ փոխանցումներ):
- **Մեքենա**՝ էներգիայի տեսակը վերափոխող (մեխանիկական շարժում կատարող) սարքավորում (էլեկտրաշարժիչ, գեներատոր, ներքին այրման շարժիչ և այլն)՝ բաղկացած մեքենամասերից և հանգույցներից:
- **Մեքենայական ագրեգատ**՝ տեխնոլոգիական պրոցեսների համար նախատեսված սարքավորում (բեռնամբարձիչ, փոխադրիչ, տրակտոր, կոմբայն, մետաղահատ հաստոց, ավտոմեքենա և այլն)՝ բաղկացած մեքենայից, մեխանիկական փոխանցումից և աշխատանքային օրգաններից:

Պատրաստվածքներում ու սարքավորումներում օգտագործվում են նաև հատուկ և ընդհանուր նշանակության մեքենամասեր ու հանգույցներ:

Հատուկ նշանակության մեքենամասերն ու հանգույցները (շարժաթևեր, մխոցներ, ծնկաձև լիսեռներ, թափանիվներ, հաստոցների իլեր, կարդանային լիսեռներ, կեռեր, ճախարակներ և այլն) օգտագործվում են սահմանափակ տեսակի սարքավորումներում:

Ընդհանուր նշանակության մեքենամասերն ու հանգույցները (հե-

ղույսներ, պնդողակներ, լիսեռներ, ատամնանիվներ, աստղանիվներ, առանցքակալներ, կցորդիչներ և այլն) օգտագործվում են գրեթե բոլոր տեսակի սարքավորումներում:

Սարքավորումների ընդհանուր նշանակության մեքենամասերն ու հանգույցները բաժանվում են հետևյալ խմբերի՝

1. Քանդվող (պարուրակային, երիթային, բազմաերիթային, սեպային և այլն) և չքանդվող (եռակցված, գամային, զոդված, սոսընձված և այլն) միացումներ ու դրանք միացնող մեքենամասեր:
2. Պտտական շարժում հաղորդող մեխանիկական փոխանցումների հիմնական մեքենամասեր (ատամնանիվներ, աստղանիվներ, փոկանիվներ, գլանվակներ և այլն):
3. Պտտական շարժում ապահովող օժանդակ մեքենամասեր և հանգույցներ (սռնիներ, լիսեռներ, առանցքակալներ, կցորդիչներ և այլն):

Ըստ նշված դասակարգման՝ «Մեքենաների մասեր» առարկան կազմված է հետևյալ հիմնական բաժիններից՝

1. Մեխանիկական փոխանցումներ:
2. Պտտական շարժում ապահովող մեքենամասեր:
3. Միացումներ և դրանց մեքենամասեր:

1.2. Մեքենամասերին և սարքավորումներին ներկայացվող պահանջներն ու աշխատունակության չափանիշները

Նոր սարքավորումներ մշակելու համար անհրաժեշտ է հստակ պատկերացնել դրանց շահագործման նպատակը, պայմանները և նախագծման մեթոդիկան:

Նախագծվող սարքավորումներին ներկայացվում են հետևյալ պահանջները՝

- անհրաժեշտ և բավարար հզորություն,
- համապատասխան բարձր արդյունավետություն,
- հնարավոր բարձր օգտակար գործողության գործակից (օ.գ.գ.),
- աշխատանքային ընթացքի ավտոմատացում,
- հուսալիություն, երկարակեցություն և փոքր գաբարիտային չափեր,
- անվտանգություն, էսթետիկական տեսք, ցածր ինքնարժեք և այլն:

Նախագծվող մեքենամասերին ներկայացվում են աշխատունա-

կության հետևալ հիմնական չափանիշները՝ ամրություն, կոշտություն, մաշակայունություն, թրթռակայունություն և ջերմադիմացկունություն (ըստ պահանջվող շահագործման ժամկետների):

Ամրությունը մեքենամասերի աշխատունակության այն հիմնական չափանիշն է, որը բնորոշում է բեռնվածքների ազդեցության տակ մեքենամասերի քայքայման դիմադրության ունակությունը պահանջվող ժամկետում: Այն բնորոշվում է հետևալ պայմաններով՝

$$\sigma \leq [\sigma], \tau \leq [\tau], N/\text{մմ}^2,$$

որտեղ՝ σ -ն և τ -ն համապատասխանաբար աշխատանքային նորմալ ու շոշափող լարումներն են, իսկ $[\sigma]$ -ն և $[\tau]$ -ն՝ նույն լարումների թույլատրելի արժեքները:

Կոշտությունը մեքենամասերի աշխատունակության այն կարևորագույն չափանիշն է, որը բնորոշում է բեռնվածքների ազդեցության տակ մեքենամասերի ձևի և չափերի փոփոխության դիմադրության ունակությունը պահանջվող ժամկետում: Այն բնորոշվում է հետևալ պայմաններով՝

$$y \leq [y], \text{ մմ}, \theta \leq [\theta], \text{ աստ.},$$

որտեղ՝ y -ը և $[y]$ -ը համապատասխանաբար առանցքների աշխատանքային ու թույլատրելի ճկվածքներն են, իսկ θ -ն և $[\theta]$ -ն՝ համապատասխանաբար աշխատանքային ու թույլատրելի անկյունային տեղաշարժերը:

Մեքենաշինությունում տարբերվում են սեփական կոշտություն և մակերևութային կոշտություն հասկացությունները:

Մաշակայունությունը տրված ժամկետում մեքենամասերի շփվող մակերևույթների անհրաժեշտ չափերի պահպանման ունակությունն է: Այն բնորոշվում է հետևալ պայմանով՝

$$q \leq [q], N/\text{մմ} (N/\text{մմ}^2),$$

որտեղ q -ն և $[q]$ -ն համապատասխանաբար աշխատանքային և թույլատրելի ճնշումներն են:

Թրթռակայունությունը ռեզոնանսային տիրույթից բավարար հեռու աշխատանքային ռեժիմներում մեքենամասերի և կառուցվածքների աշխատելու ունակությունն է: Այն բնորոշվում է հետևալ պայմանով՝

$$\omega_y < \omega < \omega_z, \text{ ռադ/վրկ},$$

որտեղ ω -ն և ω_z -ն համապատասխանաբար անհրաժեշտ աշխատանքային ու կրիտիկական անկյունային արագություններն են:

Ջերմակայունությունը տրված ժամկետում և անհրաժեշտ ջերմա-

յին ռեժիմներում մեքենամասերի ու կառուցվածքների աշխատելու ունակությունն է: Այն բնորոշվում է հետևյալ պայմանով՝

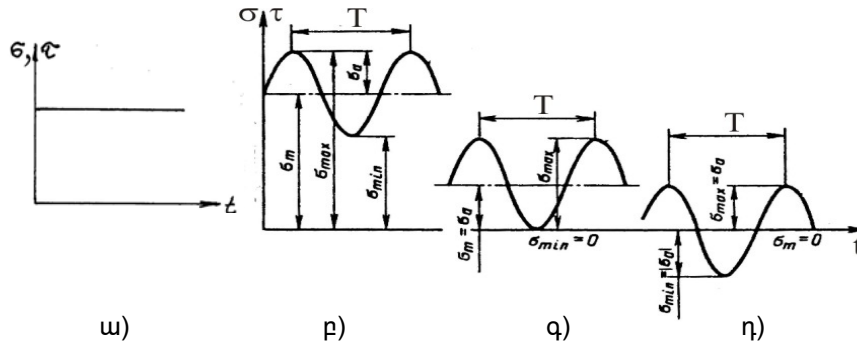
$$t \leq [t], \text{ աստ.},$$

որտեղ t -ն և $[t]$ -ն համապատասխանաբար շահագործման գոտում յուրի աշխատանքային և թույլատրելի ջերմաստիճաններն են:

Աշխատունակության նշված չափանիշների պայմաններում աշխատանքային պարամետրերի արժեքները որոշվում են սույն առարկայի համապատասխան բաժիններն ուսումնասիրելու ժամանակ, իսկ այդ պարամետրերի թույլատրելի արժեքները հիմնականում ընտրվում են ըստ տեղեկատու նյութերի՝ համաձայն շահագործման պայմանների, նյութերի տեսակների, ջերմամշակման եղանակների, մաքրության, պատրաստման ճշտության աստիճանների և այլն:

1.3. Մեքենամասերում բեռնվածքների և լարումների ցիկլերի տեսակները

Աշխատող մեքենաների մեքենամասերը ենթարկվում են ստատիկ կամ դինամիկ բեռնվածքների ազդեցությունների, որոնց հետևանքով առաջանում են համապատասխան լարումներ: Մեքենամասի լարումը բնութագրվում է լարումների ցիկլերով, որոնք հիմնականում լինում են ստատիկ ու դինամիկ, այն է՝ ոչ սիմետրիկ, զրոյական և սիմետրիկ (նկ.1):



Նկ. 1. Լարումների ցիկլերի տեսակները.

ա) ստատիկ, б) ոչ սիմետրիկ, в) զրոյական, г) սիմետրիկ:

Բեռնվածության մեկ ցիկլի ժամանակն անվանվում է պարբերություն՝ T :

Փոփոխական լարումների ցիկլը բնութագրվում է առավելագույն և նվազագույն լարումներով՝ $\sigma_{\max}$ և $\sigma_{\min}$, միջին լարումով՝

$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2$, ցիկլի ամպլիտուդով՝ $\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2$, ցիկլի ասիմետրիայի գործակցով՝ $R = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$:

1.4. Նախագծման փուլերը

Սարքավորումների նախագծման և կառուցվածքավորման գործում կարևոր նշանակություն ունի անհրաժեշտ աշխատանքային փաստաթղթերի մշակումը, որի հիման վրա պատրաստվում, փորձարկվում և շահագործվում են այդ սարքավորումները:

Նախագծումը կառուցվածքի մշակման այն փուլն է, երբ մշակվում են մի քանի սխեմաներ, կատարվում են կինեմատիկական, ուժային և երկրաչափական պարամետրերի հիմնական հաշվարկներ, որոնց հիման վրա կազմվում են ընդհանուր և հավաքական գծագրերը, էսքիզային և տեխնիկական նախագծերը:

Կառուցվածքավորումը կառուցվածքի մշակման այն փուլն է, երբ վերջնական ձևավորվում են ոչ ստանդարտ մեքենամասերը և մշակվում են աշխատանքային փաստաթղթերը:

Նախագծումը և կառուցվածքավորումն ընդգրկում են հետևյալ փուլերը՝

- **տեխնիկական պահանջների մշակում**, որի դեպքում հիմնավորվում են կառուցվածքի ստեղծման և շահագործման անհրաժեշտությունն ու պայմանները,
- **տեխնիկական առաջարկությունների մշակում**, որի դեպքում ընտրված կառուցվածքի մի քանի սխեմաների վերաբերյալ ներկայացվում են առաջարկություններ և հիմնավոր նախնական հաշվարկներ,
- **էսքիզային նախագծի մշակում**, որի դեպքում մշակվում են կառուցվածքի նախնական գծագրերը (ընդհանուր և հավաքական)՝ հիմնավորված համապատասխան հաշվարկներով,
- **տեխնիկական նախագծի մշակում**, որի դեպքում մշակվում են կառուցվածքի ճշտված գծագրերը (ընդհանուր և հավաքական), ինչպես նաև կատարվում են բոլոր մեքենամասերի նախագծման ու ստուգման հաշվարկները,
- **կոնստրուկտորական աշխատանքային փաստաթղթերի մշակում**, որի դեպքում մշակվում են տեխնիկական նախագծի փաստաթղթերը և ոչ ստանդարտ մեքենամասերի աշխատանքային գծագրերը:

Սարքավորումների նախագծման ժամանակ գործնականում ոչ միշտ է պահպանվում վերոհիշյալ հերթականությունը:

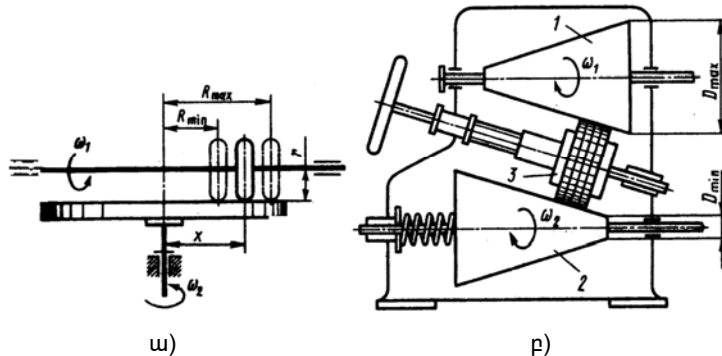
ԳԼՈՒԽ 2. ՄԵԽԱՆԻԿԱԿԱՆ ՓՈԽԱՆՑՈՒՄՆԵՐ

2.1. Հիմնական տեղեկություններ

Մեխանիկական փոխանցումները սարքավորումներ են՝ նախատեսված պտտական շարժումը կցման կամ կառչման սկզբունքով հաղորդելու համար:

Մեխանիկական փոխանցումները լինում են՝

- ըստ պտտական շարժման հաղորդման սկզբունքի՝ շփման և կառչման միջոցով աշխատող,
- ըստ նշանակման՝ պտտման հաճախությունը նվազեցնող և բարձրացնող, իսկ ոլորող մոմենտների փոփոխումը համապատասխանաբար բարձրացնող և նվազեցնող,
- ըստ արագության կարգավորման սկզբունքի՝ հաստատուն և փոփոխական արագության (նկ. 2),
- ըստ անիվների (գլանվակների, առամնանիվների, աստղանիվների, փոկանիվների) փոխադարձ դասավորության՝ արտաքին և ներքին դասավորության,
- ըստ յուղման պայմանների՝ յուղվող կամ չյուղվող:



Նկ. 2. Վարիատորների սխեմաներ.

ա) անմիջական հպումով ճակատային վարիատոր,
բ) օժանդակ հղովակով երկկոնական վարիատոր:

Երկրաչափական պարամետրերը: Մեխանիկական փոխանցումները բնութագրող երկրաչափական պարամետրերն են.

- լիսեռի վրա առաջացած հզորությունը՝

$$P = F_t \cdot V, \text{ կՆ}\cdot\text{մ/վրկ (կՎտ) կամ Ն}\cdot\text{մ/վրկ (Վտ)},$$

- շրջագծային ուժը՝

$$F_t = P / V = 2 \cdot T_n / D, \text{ Ն (կՆ)},$$

- ոլորող մոմենտը՝

$$T_n = F_t \cdot D / 2 = P / \omega, \text{ Նմ (կՆ \cdot մ)},$$

- շրջագծային արագությունը՝

$$V = P / F_t = \omega \cdot D / 2 = \pi \cdot D \cdot n / 60, \text{ մ/վրկ},$$

- անկյունային արագությունը՝

$$\omega = 2 \cdot V / D = \pi \cdot n / 30, \text{ ռադ/վրկ},$$

- պտտման հաճախությունը՝

$$n = 30 \cdot \omega / \pi = 60 \cdot V / (\pi \cdot D) = 60 \cdot V / (z \cdot P_t), \text{ պտ./րոպե}^{-1},$$

- մեկ զույգի համար փոխանցման օ.գ.գ.-ն՝

$$\eta = P_2 / P_1,$$

- բազմաստիճան փոխանցման ընդհանուր օ.գ.գ.-ն (աստիճանների թիվը՝ k)՝

$$\eta_k = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_k,$$

- փոխանցման թիվը և փոխանցման հարաբերությունը, որոնք պարզաբանելու համար անհրաժեշտ է պտտման հաճախությունն ուսումնասիրել նվազեցնող (ուժային), հաստատուն (կինեմատիկական) և բարձրացնող (մոլտիպլիկատոր) փոխանցումներում (նկ. 3):

Նվազեցնող փոխանցման դեպքում (նկ. 3ա) փոխանցման հարաբերությունը որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ՝

$$i_{1-2} = n_1 / n_2 = \omega_1 / \omega_2 > 1,$$

իսկ փոխանցման թիվը՝ հետևյալ արտահայտությամբ՝

$$u = D_2 / D_1 = z_2 / z_1 > 1:$$

Նվազեցնող փոխանցումների դեպքում

$$i_{1-2} = u > 1:$$

Հաստատուն փոխանցման դեպքում (նկ. 3բ) փոխանցման հարաբերությունը որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ՝

$$i_{1-2} = n_1 / n_2 = \omega_1 / \omega_2 = 1,$$

իսկ փոխանցման թիվը՝ հետևյալ արտահայտությամբ՝

$$u = D_2 / D_1 = z_2 / z_1 = 1:$$

Հաստատուն փոխանցումների դեպքում

$$i_{1-2} = u = 1$$

Բարձրացնող փոխանցման դեպքում (նկ. 3գ) փոխանցման հարաբերությունը որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ՝

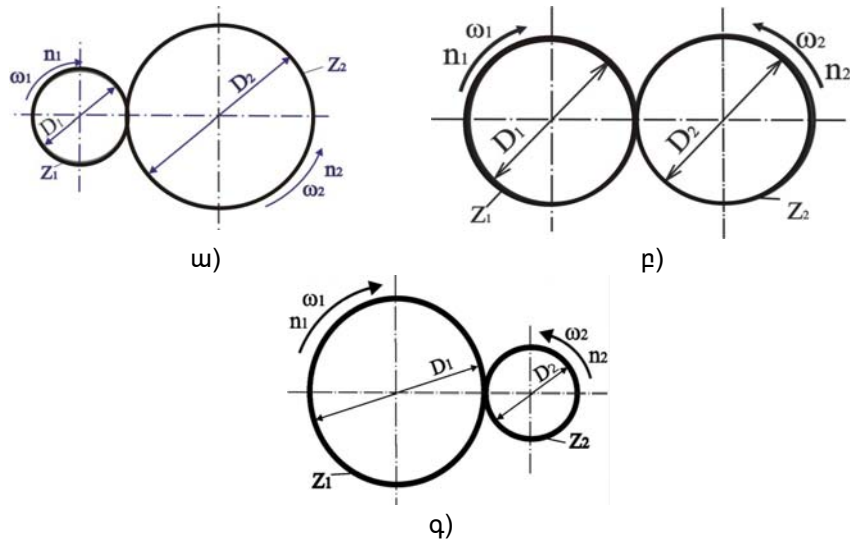
$$i_{1-2} = n_1 / n_2 = \omega_1 / \omega_2 < 1,$$

իսկ փոխանցման թիվը՝ հետևյալ արտահայտությամբ՝

$$u = D_1 / D_2 = z_1 / z_2 > 1:$$

Բարձրացնող փոխանցումների դեպքում՝

$$i_{1-2} \neq u:$$



Նկ. 3. Մեխանիկական փոխանցումների հնարավոր տարբերակները.

ա) նվազեցնող, բ) հաստատուն, գ) բարձրացնող:

Այսպիսով, **փոխանցման հարաբերությունը** բնորոշում է առաջին օղակից դեպի երկրորդ օղակը շարժման պտտման հաճախության փոփոխումը. այն կարող է լինել 1-ից մեծ կամ 1-ից փոքր ($u = 1$ տարբերակը չի ուսումնասիրվում), իսկ **փոխանցման թիվը** բնորոշում է շարժման պտտման հաճախության փոփոխումը՝ անկախ շարժման հաղորդման ուղղությունից. այն միշտ մեծ է լինում 1-ից ($u = 1$ տարբերակը չի ուսումնասիրվում):

Բազմաստիճան (աստիճանների թիվը՝ k) փոխանցումների ընդհանուր փոխանցման թիվը կազմում է

$$u_{\Sigma} = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \cdot \dots \cdot u_k:$$

2.2. Շփական (ֆոփկցիոն) փոխանցումներ

Շփական փոխանցումները մեխանիկական սարքավորումներ են, որոնք նախատեսված են շփման միջոցով պտտական շարժում հաղորդելու համար:

Շփական փոխանցումները լինում են՝

- ըստ գլանվակների մարմինների ձևի՝ գլանային, կոնական և գլանային սեպածն գլանվակներով,
- ըստ գլանվակների հպման եղանակի՝ անմիջական և օժանդակ տարրերի հպումով:

Շփական փոխանցումներն օգտագործվում են հիմնականում փոքր և միջին բեռնվածքներ ու տարբեր արագություններ փոխանցելու համար (համապատասխանաբար $P < 20$ կՎտ և $V < 25$ մ/վրկ):

Միջին բեռնվածքների դեպքում, որպես գլանվակների նյութ, ընտրվում է տարբեր մակնիշների միջին ածխածնային կամ լեգիրված պողպատ (40, 45, 40X, 40XH, 18XՃՕ, ՅՕ15 և այլն), իսկ փոքր բեռնվածքների և տարբեր արագությունների դեպքում՝ գորշ թուջ կամ պլաստմասսա: Շահագործման պայմաններով թելադրվում է նաև յուղման սկզբունքը:

Շփական փոխանցումներն ունեն հետևյալ առավելությունները՝ կառուցվածքային պարզություն, պատրաստման և հավաքման հեշտություն, համեմատաբար ցածր ինքնարժեք, հավասարաչափ և անաղմուկ աշխատանք, փոխանցման թվի սահուն փոփոխում, գերբեռնվածքի դեպքում փոխանցման անջատման հնարավորություն, ինչպես նաև հետևյալ թերությունները՝ տեղապատույտի ժամանակ գլանվակների մակերևույթների անհավասարաչափ մաշում, շառավիղային ուժի մեծ արժեքի ստեղծման անհրաժեշտություն (սահմանափակվում է հաղորդող հզորությունը) և գլանվակների տեղապատույտի դեպքում ոչ հաստատուն փոխանցման թվի առաջացում:

Շփական փոխանցումների գլանվակների մակերևույթները ենթարկվում են հոգնածային փշրամաշման, մաշման և քերծման քայքայումների, որոնք նվազեցնելու նպատակով բարձրացվում են գլանվակների մակերևութային կարծրությունը, մաշակայունությունը և բարելավվում յուղման պայմանները:

2.2.1. Գլանային շփական փոխանցումներ

2.2.1.1. Հիմնական տեղեկություններ

Գլանային շփական փոխանցումները մեխանիկական փոխանցումներ են, որոնք գլանվակների միջոցով պտտական շարժում են հաղորդում զուգահեռ առանցքների միջև:

Երկրաչափական պարամետրերը: Գլանային շփական փոխանցման (նկ.4) երկրաչափական պարամետրերն են.

- փոխանցման թիվը՝

$$u = n_1 / n_2 = \omega_1 / \omega_2 = D_2 / [D_1 \cdot (1 - \varepsilon)] \approx D_2 / D_1,$$

քանի որ սահքի գործակիցն ունի փոքր արժեք, մետաղների դեպքում $\varepsilon = 0,002 \div 0,03$, տեքստոլիտի դեպքում $\varepsilon \approx 0,01$, իսկ ռետինի դեպքում $\varepsilon \approx 0,03$, ընդ որում՝ $\varepsilon = (V_1 - V_2) / V_1$,

- գլանային զույգի միջառանցքային հեռավորությունը՝

$$a = (D_2 \pm D_1) / 2 = D_1 \cdot (u \pm 1) / 2,$$

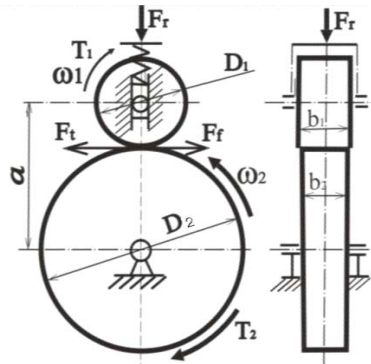
որտեղ՝ «+» նշանը համապատասխանում է արտաքին կցմանը, իսկ «-» նշանը՝ ներքին կցմանը,

- տանող գլանվակի պահանջվող տրամագիծը՝

$$D_1 = 2 \cdot a / (u \pm 1),$$

- տարվող գլանվակի պահանջվող տրամագիծը (առանց ենթասահքի)՝

$$D_2 = D_1 \cdot u:$$



Նկ. 4. Գլանային շփական փոխանցման հաշվարկային սխեմա:

Ուժային կախումները: Գլանվակների համան տեղում ուղորդող T_{n1} մոմենտից առաջանում է շրջագծային F_{t1} ուժը, իսկ դիմադրությունից՝

շփման F_f ուժը:

Փոխանցման ապահովման պայմանը հետևյալն է՝

$$F_f > Ft_1:$$

Ըստ կցման պաշարի K գործակցի, ինչպես նաև շփման F_f ուժի և այդ ուժը ստեղծող շառավղային F_r ուժի միջև եղած $F_f = f \cdot F_r$ կապի՝ ստացվում է

$$F_r \cdot f = K \cdot Ft_1,$$

որտեղից որոշվում է շառավղային անհրաժեշտ սեղմող ուժը՝

$$F_r = \frac{K \cdot Ft_1}{f} = \frac{2 \cdot K \cdot T_{n1}}{D_1 \cdot f} = \frac{K \cdot T_{n1} \cdot (u \pm 1)}{\alpha \cdot f},$$

որտեղ կցման պաշարի գործակիցն ուժային փոխանցումների համար կազմում է $K=1,2 \div 1,8$, կինեմատիկական զույգերի համար՝ $K = 2 \div 3$, իսկ գլանվակների միջև եղած շփման գործակիցն աշխատանքային չուղվող պայմանների դեպքում՝ $f = 0,11 \div 0,2$, գլանվակների յուղման դեպքում՝ $f = 0,04 \div 0,05$:

2.2.1.2. Գլանային շփական փոխանցումների հաշվարկն ըստ մաշակայունության

Գլանային շփական փոխանցումների գլանվակները պատրաստվում են ոչ մետաղական նյութերից (ռետինից, կաշվից, փայտից և այլն): Այդ փոխանցումները չեն ենթարկվում Հուլի օրենքին և հաշվարկվում են ըստ մաշակայունության՝

$$q = F_r / b_2 \leq [q]:$$

Սեղմող ուժի արժեքը տեղադրելու դեպքում ստացվում է հետևյալ ստուգիչ բանաձևը՝

$$q = \frac{K \cdot T_{n1} \cdot (u \pm 1)}{\alpha \cdot f \cdot b_2} \leq [q], \text{ Ն/մմ:}$$

Երկրաչափական պարամետրերի հարաբերությունը գլանվակի լայնության $\psi_{ba} = b_2 / \alpha = 0,2 \div 0,6$ գործակցով արտահայտելու դեպքում ստացվում է նախագծման հետևյալ բանաձևը՝

$$\alpha = \sqrt{\frac{K \cdot T_{n1} \cdot (u \pm 1)}{[q] \cdot f \cdot \psi_{ba}}}, \text{ մմ:}$$

Թույլատրելի գծային ճնշումն աշխատանքային պայմանների դեպքում կազմում է $[q]=40 \div 80$ Ն/մմ (պողպատ-տեքստոլիտ զույգի համար) և $[q]=10 \div 30$ Ն/մմ (պողպատ-ռետին զույգի համար):

Սույն հաշվարկը կիրառվում է նաև չյուղվող փոխանցումներում, որոնց գլանվակները պատրաստված են լինում պողպատից:

2.2.1.3. *Գլանային շփական փոխանցումների հաշվարկն ըստ հպումային ամրության*

Հաշվարկը պարզեցնելու նպատակով կարելի է ընդունել, որ գլանվակները պատրաստված և հավաքված են բացարձակ ճիշտ, դրանց նյութը պողպատից է և համասեռ, մակերևութային շերտը կոշտ է, կցումը կատարվում է զծով, իսկ փոխանցումը յուղվում է:

Կցման գոտում առաջացած դեֆորմացիաներից առավել վտանգավոր է տրորման դեֆորմացիան: Ձգալի վտանգ են ներկայացնում նաև մակերևութային հպումային լարումները: Վերջիններս որոշվում են Հերց-Բեյլակի բանաձևով՝

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q \cdot E_p}{2 \cdot \pi \cdot (1 - \mu^2) \cdot \rho_p}},$$

որտեղ՝ q -ն գծային բեռնվածքն է՝

$$q = K \cdot T_{nl} \cdot (u \pm 1) / \alpha \cdot f \cdot b_2, \text{ Ն/մմ},$$

E_p -ն՝ առաձգականության (**Յունգի**) բերված մոդուլը, որը գլանվակների տարբեր նյութերի դեպքում որոշվում է հետևյալ բանաձևով՝

$$E_p = 2 \cdot E_1 \cdot E_2 / (E_1 + E_2), \text{ Ն/մմ}^2,$$

μ -ն **Պուասոնի** գործակիցն է. պողպատի համար $\mu = 0,3$, գորշ թուջի համար՝ $\mu = 0,25$, բրոնզի համար $\mu = 0,35$, ρ_p -ն՝ բերված կորության շառավիղը՝

$$\rho_p = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}, \text{ մմ},$$

որտեղ՝ $\rho_1 = D_1/2$, իսկ $\rho_2 = D_2/2$:

Արժեքները տեղադրելու դեպքում ստացվում է

$$\rho_p = \frac{D_1 \cdot D_2}{4 \cdot \left(\frac{D_1}{2} + \frac{D_2}{2} \right)} = \frac{D_2}{2(u+1)} = \frac{\alpha \cdot u}{(u+1)^2}:$$

Վերջինս Հերց-Բեյլակի բանաձևում տեղադրելու և հպումային ամրության պայմանը կազմելու դեպքում ստացվում է

$$\sigma_H = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{K \cdot T_{n1} \cdot (u+1) \cdot (u+1)^2 \cdot E_p}{f \cdot b_2 \cdot a \cdot a}} \leq [\sigma]_H ,$$

որտեղից դուրս է բերվում ստուգիչ բանաձևը՝

$$\sigma_H = \frac{0,418}{a} \cdot \sqrt{\frac{K \cdot T_{n1} \cdot E_p \cdot (u \pm 1)^3}{f \cdot b_2 \cdot u}} \leq [\sigma]_H , \text{ մմ}^2:$$

Ըստ $b_2 = \psi_{ba} \cdot a$ կախվածության՝ ստացվում է վերջնական նախա-
զօնման բանաձևը՝

$$a = (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{0,418}{[\sigma]_H}\right)^2 \cdot \frac{K \cdot T_{n1} \cdot E_p}{f \cdot \psi_{ba} \cdot u}} , \text{ մմ}:$$

Վերջինիս վերլուծության հիման վրա կարելի է ի հայտ բերել այն
պարամետրերն ու շահագործման պայմանները, որոնք կարող են զգա-
լի ազդեցություն ունենալ փոխանցման զաբարիտային չափերի փոք-
րացման վրա:

2.2.2. Կոնական շփական փոխանցումներ

2.2.2.1. Հիմնական տեղեկություններ

Կոնական շփական փոխանցումները մեխանիկական սարքավո-
րումներ են, որոնք պտտական շարժումը հաղորդում են կոնական
գլանվակների միջոցով՝ դրանց առանցքների տարբեր անկյուններով:
Հիմնականում օգտագործվում են ուղղահայաց առանցքներով (օրթո-
գոնալ) կոնական փոխանցումները:

Երկրաչափական պարամետրերը: Կոնական շփական փոխանց-
ման (նկ. 5) երկրաչափական պարամետրերն են՝

- ուղղահայացության պայմանը (կոնավորության անկյունների
գումարը)՝ $\Sigma \varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = 90^\circ$,
- փոխանցման թիվը՝ $u = n_1/n_2 = \omega_1/\omega_2 \approx D_2/D_1 = \operatorname{tg} \varphi_2 = 1/\operatorname{tg} \varphi_1 = \operatorname{ctg} \varphi_1$,
- արտաքին կոնական հեռավորությունը՝

$$R_e = \frac{\sqrt{D_1^2 + D_2^2}}{2} = \frac{D_1 \sqrt{u^2 + 1}}{2} = \frac{D_2 \sqrt{u^2 + 1}}{2 \cdot u} ,$$

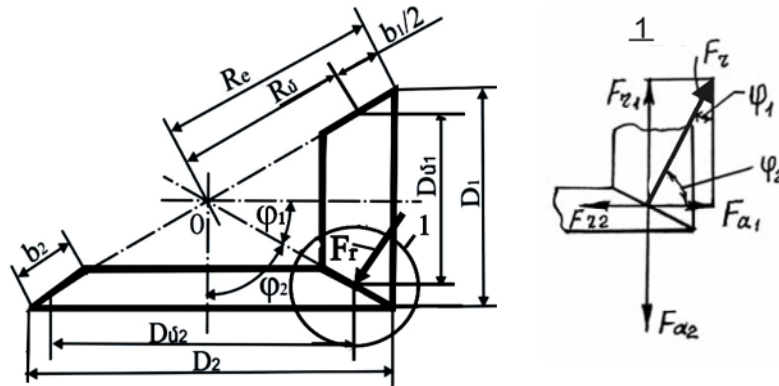
$$\text{որտեղից } D_1 = \frac{2 \cdot R_e}{\sqrt{u^2 + 1}} , \quad D_2 = \frac{2 \cdot R_e \cdot u}{\sqrt{u^2 + 1}} ,$$

ըստ եռանկյան՝ $D_1 = 2 \cdot R_e \cdot \sin \varphi_1$, $D_2 = 2 \cdot R_e \cdot \sin \varphi_2$,
 - միջին կոնական հեռավորությունը՝

$$R_{\delta} = \frac{\sqrt{D_{\delta 1}^2 + D_{\delta 2}^2}}{2} = \frac{D_{\delta 1} \sqrt{u^2 + 1}}{2} = \frac{D_{\delta 2} \sqrt{u^2 + 1}}{2 \cdot u},$$

որտեղից համապատասխանաբար՝

$$D_{\delta 1} = \frac{2 \cdot R_{\delta}}{\sqrt{u^2 + 1}} = 2 \cdot R_{\delta} \cdot \sin \varphi_1, \quad D_{\delta 2} = \frac{2 \cdot R_{\delta} \cdot u}{\sqrt{u^2 + 1}} = 2 \cdot R_{\delta} \cdot \sin \varphi_2 :$$



Նկ. 5. Կոնական շփական փոխանցման հաշվարկային սխեմա:

Ուժային կախումները: Փոխանցման ընթացքում առաջացած շրջազգային ուժը կազմում է $F_{t1} = \frac{2T_{n1}}{D_{\delta 1}}$, իսկ անհրաժեշտ սեղմող շառավղային ուժը՝

$$F_r = \frac{K \cdot F_{t1}}{f} = \frac{K \cdot 2 \cdot T_{n1}}{f \cdot D_{\delta 1}} = \frac{K \cdot T_{n1} \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{f \cdot R_{\delta}},$$

վերջինիս ուժային բաղադրիչները որոշվում են որպես շառավղային և առանցքային ուժեր՝ $F_{r1} = F_r \cdot \cos \varphi_1 = F_{a2}$, $F_{a1} = F_r \cdot \sin \varphi_1 = F_{r2}$, որոնց հարաբերությունը կազմում է

$$\frac{F_{r1}}{F_{a1}} = \frac{F_r \cdot \cos \varphi_1}{F_r \cdot \sin \varphi_1} = \frac{\cos \varphi_1}{\sin \varphi_1} = \operatorname{ctg} \varphi_1 = u :$$

2.2.2.2. Կոնական շփական փոխանցումների հաշվարկն ըստ մաշակայունության

Եթե կոնական շփական փոխանցումների գլանվակները պատրաստվում են ոչ մետաղական նյութերից (ռետինից, կաշվից, փայտից և այլն), որոնք չեն ենթարկվում Զուկի օրենքին, ապա հաշվարկվում են ըստ մաշակայունության (նկ. 5, $b_1 = b_2$)`

$$q = F_r / b_2 < [q]:$$

Սեղմող ուժի արժեքը տեղադրելու դեպքում ստացվում է ստուգիչ բանաձևը`

$$q = \frac{K \cdot T_{n1} \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{f \cdot R_{\delta} \cdot b_2} = [q], \text{ Ն/մմ:}$$

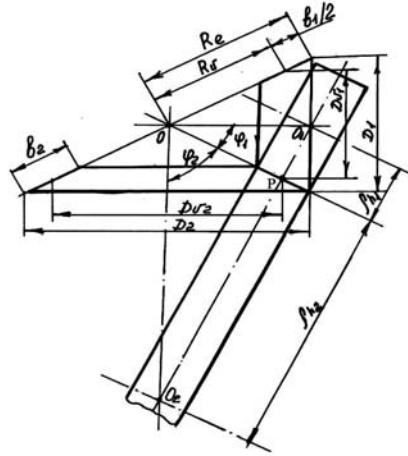
Երկրաչափական պարամետրերի հարաբերությունը գլանվակի լայնության $\psi_{R\delta} = b_2 / R_{\delta} = 0,2 \div 0,4$ գործակցով արտահայտելու դեպքում ստացվում է նախագծման հետևյալ բանաձևը`

$$R_{\delta} = \sqrt{\frac{K \cdot T_{n1} \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{f \cdot \psi_{R\delta} \cdot [q]}}, \text{ մմ:}$$

Աշխատանքային չուղվող պայմանների դեպքում գլանվակների միջև շփման գործակիցը կազմում է $f = 0,15 \div 0,25$ (պողպատ-տեքստոլիտ զույգի համար) և $f = 0,35 \div 0,7$ (պողպատ-ռետին զույգի համար), իսկ թույլատրելի գծային ճնշումը $[q] = 40 \div 80$ Ն/մմ (պողպատ-տեքստոլիտ զույգի համար) և $[q] = 10 \div 30$ Ն/մմ (պողպատ-ռետին զույգի համար):

2.2.2.3. Կոնական շփական փոխանցումների հաշվարկն ըստ հպումային ամրության

Ընդունելով շահագործման նույն պայմանները (ըստ գլանային շփական փոխանցումների համանման հաշվարկի)` կարելի է կոնական շփական փոխանցումը փոխարինել դրան համարժեք գլանային շփական փոխանցումով: Դրա համար պետք է հաշվարկային սխեմայի հիման վրա կատարել համապատասխան կառուցումներ, որոնց արդյունքում կստացվի գլանային հարթ գլանվակներով փոխանցում, որը համարժեք է ուսումնասիրվող կոնական փոխանցմանը (նկ. 6):



Նկ. 6. Կոնական շփական փոխանցման հաշվարկային սխեմա:

Ըստ գլանվակների նյութի տեսակի (պողպատ)՝ նշված գլանային զույգի համար հպումային լարումները կազմում են

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q \cdot E_p}{2 \cdot \pi \cdot (1 - \mu^2) \cdot \rho_p}} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{q \cdot E_p}{\rho_p}},$$

որտեղ՝ q -ն գծային ճնշումն է՝ $q = \frac{K \cdot T_{n1} \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{f \cdot R_d \cdot b_2},$

ρ_p -ն՝ բերված կորության շառավիղը՝

$$\rho_p = \frac{\rho_{h1} \cdot \rho_{h2}}{\rho_{h1} + \rho_{h2}} :$$

Ըստ O_1PO եռանկյան՝ $\rho_{h1} = D_{h1} / 2 = R_d \cdot \operatorname{tg} \varphi_1 = R_d / u$, իսկ ըստ O_2PO եռանկյան՝ $\rho_{h2} = D_{h2} / 2 = R_d \cdot \operatorname{tg} \varphi_2 = R_d \cdot u$:

Արժեքները տեղադրելու դեպքում ստացվում է

$$\rho_p = \frac{\frac{R_d}{u} \cdot R_d \cdot u}{\frac{R_d}{u} + R_d \cdot u} = \frac{R_d^2 \cdot u}{R_d (u^2 + 1)} = \frac{R_d \cdot u}{(u^2 + 1)} :$$

ρ_p -ի և q -ի արտահայտությունները տեղադրելուց հետո ստացվում է

$$\sigma_H = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{K \cdot T_{n1} \cdot \sqrt{u^2 + 1} \cdot (u^2 + 1) \cdot E_p}{f \cdot R_d b_2 \cdot R_d \cdot u}},$$

որտեղից դուրս է բերվում վերջնական ստուգիչ բանաձևը՝

$$\sigma_H = \frac{0,418}{R_{\delta}} \cdot \sqrt{\frac{KT_{n1} \sqrt{(u^2 + 1)^3} \cdot E_p}{f \cdot b_2 \cdot u}} \leq [\sigma]_H, \text{ Ն/մմ}^2:$$

Նախագծման բանաձևը ստանալու համար տեղադրվում է $b_2 = \psi_{R\delta} \cdot R_{\delta}$ արժեքը՝

$$R_{\delta} = \sqrt{u^2 + 1} \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{0,418}{[\sigma]_H}\right)^2 \cdot \frac{K \cdot T_{n1} \cdot E_p}{f \cdot \psi_{R\delta} \cdot u}}, \text{ մմ:}$$

2.2.3. Գլանային սեպածն գլանվակներով շփական փոխանցումներ

2.2.3.1. Հիմնական տեղեկություններ

Գլանային սեպածն գլանվակներով շփական փոխանցումները կազմված են սեպածն ելուստներով և առվակներով գլանվակներից, որոնք շարժում են հաղորդում հիմնականում զուգահեռ առանցքների միջև: Այս փոխանցումներն ունեն հետևյալ առավելությունները՝ հարաբերական մեծ բեռնվածքների փոխանցում, սեղմող շառավիղային փոքր (մոտ չորս անգամ) ուժի անհրաժեշտություն, որ պայմանավորված է գլանվակների մակերևույթների սեպածնությամբ, ինչպես նաև հետևյալ թերությունը՝ կցման մակերևույթի երկարության վրա կետերի արագությունների տարբերությունը, ինչի հետևանքով առաջանում է ինտենսիվ անհավասարաչափ մաշում, ուստի այս փոխանցումները նպատակահարմար է օգտագործել կարճատև ժամկետում:

Երկրաչափական պարամետրերը: Գլանային սեպածն գլանվակներով շփական փոխանցման (նկ. 7) երկրաչափական պարամետրերն են՝

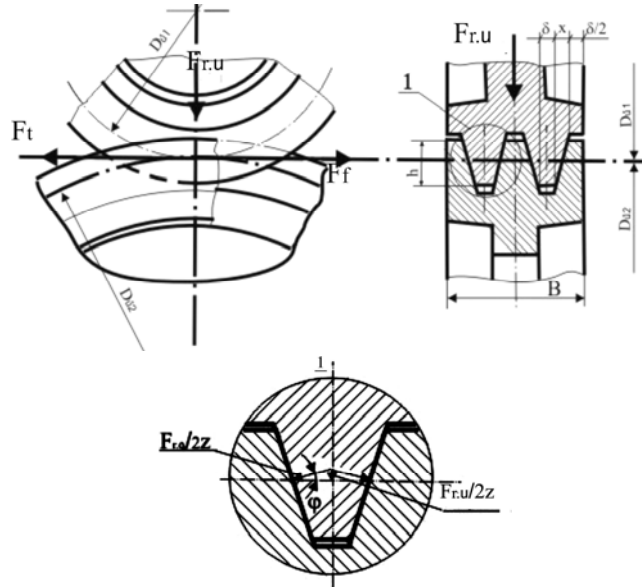
$$\text{- փոխանցման թիվը՝ } u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_{\delta 2}}{D_{\delta 1}},$$

- զույգի միջառանցքային հեռավորությունը՝

$$a = \frac{D_{\delta 2} \pm D_{\delta 1}}{2} = \frac{D_{\delta 1} \cdot (u \pm 1)}{2},$$

որտեղից տանող գլանվակի միջին տրամագիծը կազմում է

$$D_{\delta 1} = \frac{2 \cdot a}{u \pm 1}:$$



Նկ. 7. Գլանային սեպածե գլանվակներով շփական փոխանցման հաշվարկային սխեմա:

Համաձայն սեպերի կետերի տարբեր շրջագծային արագությունների՝ մաշումը նվազագույնը նպատակով սեպերի բարձրությունը սահմանափակվում է ըստ $h = \frac{0,08 \cdot a}{u \pm 1}$ արտահայտության, քանի որ

$$h \approx 0,08 \cdot \frac{D_{d1}}{2} :$$

Նկ. 7-ից երևում է, որ $x = h \cdot \operatorname{tg} \varphi$: Ընդ որում, որպես սեպի անկյուն, նպատակահարմար է ընդունել $\varphi = 15^\circ \div 18^\circ$:

Գլանվակների լայնությունը կազմում է

$$B = (\delta + 2 \cdot x) \cdot z + (z - 1) \cdot \delta + 2 \cdot \frac{\delta}{2} = 2 \cdot z \cdot (\delta + x) = 2 \cdot z \cdot (\delta + h \cdot \operatorname{tg} \varphi) ,$$

որտեղ՝ z -ը սեպերի քանակն է, իսկ δ -ն՝ սեպի գլխիկի լայնությունը, $\delta = 3 \div 5$ մմ:

Ուժային կախումները: Կցման մեջ առաջանում է հետևյալ ուժա-

յին հարաբերությունը (Նկ. 7)՝ $\frac{F_{ru}/2 \cdot z}{F_{rq}/2 \cdot z} = \sin \varphi ,$

որտեղից $\frac{F_{ru}}{F_{rq}} = \sin \varphi$, $F_{rq} = \frac{F_{ru}}{\sin \varphi} = \frac{F_{ru}}{\sin 15^\circ} \approx 3,9 \cdot F_{ru}$, այսինքն՝ սեպածն

գլանվակների դեպքում, ըստ գլանային զույգերի, անհրաժեշտ է ստեղծել մոտ չորս անգամ փոքր սեղմող ուժ:

Քանի որ փոխանցման գոյության պայմանն է $F_f > F_{tl}$, իսկ շրփման ուժը կազմում է $F_f = F_{rq} \cdot f$, ապա $F_{rq} \cdot f = k \cdot F_{tl}$, որտեղից

$$F_{rq} = \frac{k \cdot F_{tl}}{f} = \frac{k \cdot 2 \cdot T_{nl}}{f \cdot D_{\delta 1}} :$$

Շրջագծային ուժը կազմում է $F_{tl} = 2 \cdot T_{nl} / D_{\delta 1}$, իսկ տանող գլանվակի միջին տրամագիծը՝ $D_{\delta 1} = \frac{2 \cdot a}{u \pm 1}$:

Այսպիսով, հարթ մակերևույթներով գլանվակների կցման գոտում սեղմող շառավղային ուժը կազմում է $F_{rq} = k \cdot T_{nl} \cdot (u \pm 1) / f \cdot a$:

2.2.3.2. Գլանային սեպածն գլանվակներով շփական փոխանցումների հաշվարկն ըստ մաշակայունության

Չյուղվող գլանվակների դեպքում առավել վտանգ է ներկայացնում մաշումը:

Մաշակայունության պայմանն է $q < [q]$, որտեղ q -ն գծային բեռնվածքն է (ճնշումը)՝

$$q = \frac{F_{rq}}{2 \cdot z \cdot B_q} = \frac{k \cdot T_{nl} \cdot (u \pm 1)}{2 \cdot f \cdot a \cdot z \cdot B_q} = [q]:$$

Քանի որ $B_q = h / \cos \varphi$, ապա $q = \frac{k \cdot T_{nl} \cdot (u \pm 1) \cdot \cos \varphi}{2 \cdot f \cdot a \cdot z \cdot h} = [q]:$

$h = 0,08 \cdot a / (u \pm 1)$ արտահայտությունը տեղադրելու դեպքում ստացվում է ստուգման բանաձևը՝

$$q = \frac{k \cdot T_{nl} \cdot (u \pm 1)^2 \cdot \cos \varphi}{2 \cdot f \cdot 0,08 \cdot a^2 \cdot z \cdot h} = [q], \text{ Ն/մմ},$$

որտեղից դուրս է բերվում նախագծման բանաձևը՝

$$a = \sqrt{\frac{k \cdot T_{nl} \cdot (u \pm 1)^2 \cdot \cos \varphi}{2 \cdot f \cdot 0,08 \cdot [q] \cdot z \cdot h}}, \text{ մմ}:$$

2.2.3.3. Գլանային սեպածն գլանվակներով շփական փոխանցումների հաշվարկն ըստ հպումային ամրության

Հաշվարկ կատարելու համար սեպածն գլանվակներով փոխանցումը փոխարինվում է դրան համարժեք հարթ գլանվակներով փոխանցումով (նկ. 8): Ստացված զույգի համար օգտագործվում է հպումային լարումների բանաձևը՝

$$\sigma_H = 0,418 \cdot \sqrt{q \cdot \frac{E_p}{\rho_p}},$$

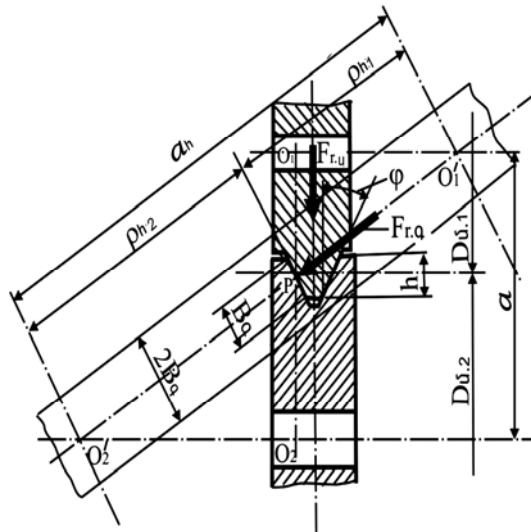
որտեղ q -ն գծային բեռնվածքն է՝

$$q = \frac{F_{rq}}{2 \cdot z \cdot B_q} = \frac{k \cdot T_{nl} \cdot (u+1)}{2 \cdot f \cdot a \cdot z \cdot B_q} :$$

$$\text{Քանի որ } B_q = h / \cos \varphi, \text{ ապա } q = \frac{k \cdot T_{nl} \cdot (u+1) \cdot \cos \varphi}{2 \cdot f \cdot a \cdot z \cdot h} :$$

$h = 0,08 \cdot a / (u+1)$ արտահայտության տեղադրումից հետո ստացվում է

$$q = \frac{k \cdot T_{nl} \cdot (u \pm 1)^2 \cdot \cos \varphi}{2 \cdot f \cdot 0,08 \cdot a^2 \cdot z \cdot h} :$$



Նկ. 8. Գլանային սեպածն գլանվակներով շփական փոխանցման հաշվարկային սխեմա:

Հարթ գլանվակների բերված կորության շառավիղը կազմում է

$$\rho_p = \frac{\rho_{h1} \cdot \rho_{h2}}{\rho_{h1} + \rho_{h2}},$$

որտեղ համարժեք հարթ մակերևույթներով գլանվակների շառավիղները որոշվում են հետևյալ արտահայտություններով (ըստ $O_1O_1'P$ և $O_2O_2'P$ եռանկյունների)՝

$$\rho_{h1} = \frac{D_{\delta 1}}{2 \cdot \sin \varphi_1} = \frac{a}{\sin \varphi \cdot (u+1)} \quad \text{և} \quad \rho_{h2} = \frac{D_{\delta 2}}{2 \cdot \sin \varphi_2} = \frac{a \cdot u}{\sin \varphi \cdot (u+1)},$$

որոնք վերոհիշյալ բանաձևում տեղադրելու դեպքում ստացվում է

$$\rho_p = \frac{a \cdot u}{\sin \varphi \cdot (u \pm 1)^2} :$$

Հպումային ամրության պայմանը ձևափոխելու դեպքում

$$\sigma_H = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{E_p \cdot k \cdot T_{n1} \cdot (u \pm 1)^2 \cdot \cos \varphi \cdot \sin \varphi \cdot (u \pm 1)^2}{2 \cdot z \cdot f \cdot 0,08 \cdot a^2 \cdot a \cdot u}} \leq [\sigma]_H :$$

Վերջնական ստուգիչ բանաձևը ստացվում է

$$\sigma_H = 0,522 \cdot \sqrt{\frac{k \cdot E_p \cdot T_{n1} \cdot (u \pm 1)^4}{z \cdot f \cdot a^3 \cdot u}} \leq [\sigma]_H, \text{ Ն/մմ}^2:$$

Վերջինս ձևափոխելուց հետո էլ ստացվում է նախագծման բանա-

ձևը՝
$$a = \sqrt[3]{(u \pm 1)^4 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{0,522}{[\sigma]_H}\right)^2 \cdot \frac{k \cdot T_{n1} \cdot E_p}{f \cdot z \cdot u}}}, \text{ մմ},$$

կամ
$$a = \sqrt[3]{\left(\frac{0,522}{[\sigma]_H}\right)^2 \cdot \frac{k \cdot T_{n1} \cdot E_p \cdot (u \pm 1)^4}{f \cdot z \cdot u}} :$$

2.3. Ատամնավոր փոխանցումներ

2.3.1. Հիմնական տեղեկություններ

Փոխանցումները, որոնցում պտտական շարժումը հաղորդվում է կառչման սկզբունքով՝ ատամնանիվների միջոցով, կոչվում են **ատամնավոր**:

Ուժային ատամնավոր փոխանցումներում տանող փոքր ատամնանիվը կոչվում է ատամնանվակ, իսկ տարվող մեծը՝ ատամնանիվ:

Ատամնավոր փոխանցումները մեխանիկական փոխանցումներից ամենատարածվածներն են: Դրանք օգտագործվում են արտադրության բոլոր ճյուղերում, քանի որ հզորություններ և շրջագծային արագու-

թյուններ են փոխանցում լայն միջակայքով:

Ատամնավոր փոխանցումներն ունեն հետևյալ առավելությունները՝ մեծ հզորությունների ($P < 50000$ կՎտ) և շրջագծային արագությունների ($V < 150$ մ/վրկ) հաղորդման հնարավորություն, փոքր զաբարիտային չափեր և սպասարկման պարզություն, բարձր օ.գ.գ., երկարակեցություն, փոխանցման թվի հաստատունություն, հենարաններում առաջացող հարաբերական փոքր բեռնվածքներ, ինչպես նաև հետևյալ թերությունները՝ ատամնանիվների ատամների պատրաստման համեմատաբար բարձր ճշտության աստիճանի ապահովման անհրաժեշտություն, բարձր արագությունների դեպքում առաջացող աղմուկ, փոխանցման թվի սահմանափակում (մեկ զույգի համար $u < 12,5$), հարվածային բեռնվածքների փոխհատուցման դժվարություն՝ կապված օղակների բարձր կոշտության հետ և այլն:

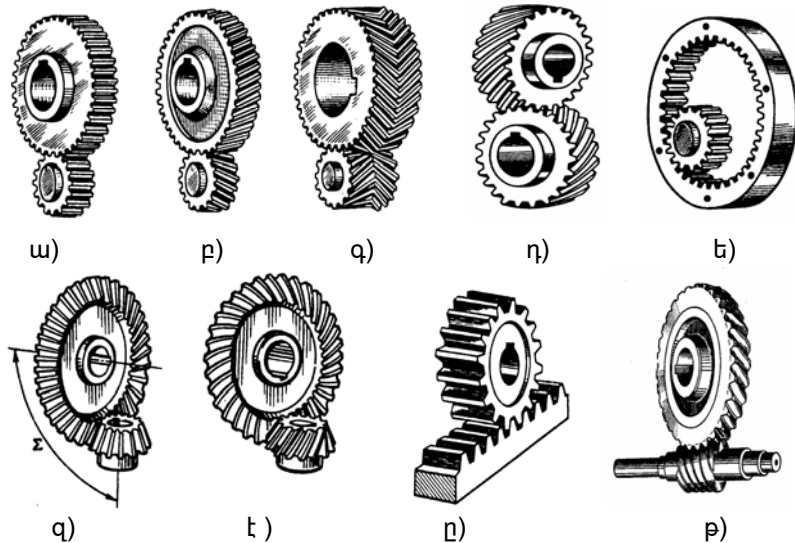
Ատամնավոր փոխանցումները լինում են (նկ. 9)՝

- ըստ կառուցվածքային կատարման՝ բաց, փակ և կիսափակ,
- ըստ անիվների ձևի և լիսեռների դասավորության՝ գլանային զուգահեռ (ա,բ,գ,դ,ե), կոնական հատվող (զ,է), որդնակային (թ), պտուտակային (դ), ատամնաձողային (ը), խաչվող առանցքներով,
- ըստ օղագոտու վրա ատամների դասավորության՝ ուղղատամ (ա,ե,զ,ը), շեղատամ (բ,դ,թ), երկշեղ (գ) և կլոր (է) ատամներով,
- ըստ ատամի ձևի՝ էվոլվենտային, կլոր պրոֆիլով (Նովիկովի փոխանցում, դ) և ցիկլոիդային,
- ըստ անիվների փոխադարձ դասավորության՝ արտաքին (բացի ե-ից, բոլորը) և ներքին (է) դասավորությամբ,
- ըստ փոխանցումների աստիճանների թվի՝ միաստիճան, երկաստիճան և բազմաստիճան,
- ըստ շրջագծային արագության մեծության՝ դանդաղընթաց ($V < 3$ մ/վրկ), միջին արագության ($V = 3 \div 15$ մ/վրկ) և արագընթաց ($V > 15$ մ/վրկ),
- ըստ հաղորդվող բեռնվածքի՝ նվազ բեռնավորված ($P < 1,0$ կՎտ), միջին բեռնավորված ($P < 15,0$ կՎտ) և գերբեռնավորված ($P > 15$ կՎտ):

Ըստ շահագործման պայմանների՝ ատամնավոր փոխանցումները պատրաստվում են տարբեր նյութերից:

Նվազ բեռնավորված փոխանցումների համար ատամնանիվները նպատակահարմար է պատրաստել շերտավոր պլաստիկից (ÄÑĬ),

տեքստոլիտից (ԻՕ), կապրոնից, նայլոնից և այնպիսի նյութերից, որոնք կարող են աշխատել նաև պողպատյա ատամնանիվների հետ: Պլաստմասսայից պատրաստված ատամնանիվները լավ են զեւլում (Իժե-ծաձի ծնաձի ծհյ), նվազ զգայուն են պատրաստման և հավաքման անճշտությունների նկատմամբ, շատ աղմկոտ չեն, լավ են դիմանում ագրեսիվ միջավայրում, սակայն բեռնունակությամբ և դիմացկունությամբ զիջում են պողպատից պատրաստված ատամնանիվներին:



Նկ. 9. Ատամնավոր փոխանցումների տեսակները.

ա) գլանային ուղղատամ, բ) գլանային շեղատամ, գ) գլանային երկշեղ, դ) գլանային պտտտակավոր, ե) գլանային ուղղատամ (ներքին կառչումով), զ) կոնական ուղղատամ, ե) կոնական շրջանային ատամներով, ը) ատամնաքանոնային, թ) որդմակային:

Միջին բեռնավորված փոխանցումների համար ատամնանիվները նպատակահարմար է պատրաստել տարբեր մակնիշների գորշ կամ բարձրամուր թուջից (СҮ28, СҮ32, СҮ35 կամ ВҮ45, ВҮ50, ВҮ60՝ փոքր արագությունների դեպքում) և ածխածնասակավ պողպատից (միջին արագությունների դեպքում) 25, 30, 35:

Գերբեռնավորված փոխանցումների ատամնանիվները նպատակահարմար է պատրաստել տարբեր մակնիշների որակյալ և միջին լեգիրված ածխածնային պողպատից (40, 45, 50, 40Օ, 40Օ՝, 40Օ՝ I Æ և այլն): Ջերմամշակման տարբեր եղանակների (ցեմենտացում, բարելավում, մակերևութային միում, ազոտացում և այլն) միջոցով ապահով-

վում է ատամների մակերևութային HB260÷350 կարծրություն: Միջին և գերբեռնավորված հարվածային ռեժիմների դեպքում, ըստ մակերևութային բարձր կարծրության, ապահովվում են ատամների ներքին ճկունությունը և պլաստիկությունը:

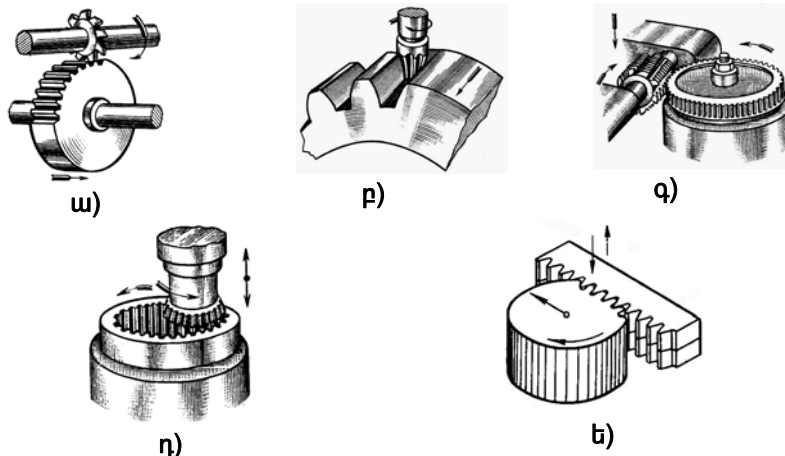
Ատամնանիվների ատամների պատրաստման եղանակները:

Ատամնանիվների ատամների նախապատրաստվածքները ստանում են գլոցումով, դրոշմումով, կռումով, ձուլումով, եռակցումով և մետաղահատումով:

Նվազ բեռնավորված, դանդաղընթաց ($V < 0,5$ մ/վրկ) ատամնանիվների ատամները կարելի է պատրաստել ձուլման կամ դրոշմման եղանակով՝ թեպետ այդ ատամնանիվների ատամների պատրաստման ճշտության ցածր աստիճանի:

Միջին արագության, փոքր մոդուլով ատամնանիվների ատամները կարելի է ստանալ գրտնակմամբ՝ առանց ատամների մակերեսվորների հետագա մշակման:

Ուժային փոխանցումների ատամնանիվների ատամները, որոնք պահանջում են ճշտության բարձր աստիճան, պատրաստվում են ատամնաֆրեզերող, ատամնառանդող, ատամնաթործող և ատամնահրկող հաստոցների վրա՝ պատճենահանման կամ շրջալորման (ֆեմաթ) եղանակներով (նկ.10):



Նկ.10. Ատամնանիվների մետաղահատման հիմնական եղանակները.

- ա) պատճենահանում սկավառակային ֆրեզի միջոցով, բ) պատճենահանում ծայրային ֆրեզի միջոցով, գ) պատճենահանում որդնակային ֆրեզի միջոցով, դ) շրջալորում ատամնաթործիչի միջոցով, ե) շրջալորում կատարավոր ատամնահատիչի միջոցով:

Ատամնանիվների ատամների պրոֆիլների պատրաստման ճշտության աստիճանը և փոխանցումների օ.գ.գ-ն: Ստանդարտով նախատեսված ատամնանիվների ատամների պրոֆիլների պատրաստման ճշտության տասներկու աստիճաններից աղյուսակ 1-ում ներկայացված են չորսը (6, 7, 8, 9), որոնք օգտագործվում են ընդհանուր մեքենաշինության մեջ և ընդունվում են ըստ ատամնանիվների շրջագծային արագության:

Ինչպես երևում է աղյուսակից, արագության արժեքի բարձրացմանը համապատասխան բարձրանում է ատամների պրոֆիլների պատրաստման ճշտության աստիճանը, ինչը նպաստում է դինամիկական հարվածների նվազեցմանը:

Աղյուսակ 1

Ատամնանիվների ատամների պրոֆիլների պատրաստման ճշտության աստիճանը

Անիվների տեսակները	Ատամների տեսակները	ճշտության աստիճանը			
		6	7	8	9
		անիվների առավելագույն շրջագծային արագությունը, մ/վրկ			
Գլանային	ուղղատամ	20	12	6	3
	շեղատամ	30	20	10	5
Կոնական	ուղղատամ	12	8	4	1,5
	շեղատամ	20	10	7	3
Որդնակային	շեղատամ	12	7,5	3	1,5

6-րդ աստիճանը համապատասխանում է մեծ ճշտությամբ, արագ-ընթաց փոխանցումներին:

7-րդ աստիճանը համապատասխանում է նորմալ ճշտությամբ փոխանցումներին, որոնք կատարվում են մեծ արագությամբ և միջին բեռնվածքով կամ հակառակը:

8-րդ աստիճանը համապատասխանում է միջին ճշտությամբ ընդհանուր մեխանիկական փոխանցումներին:

9-րդ աստիճանը համապատասխանում է առավել ցածր ճշտությամբ դանդաղընթաց փոխանցումներին:

Փոխանցումների օ.գ.գ.-ն հաշվի է առնում հզորությունների կորուստն առանցքակալներում, ատամնավոր կառչման գոտում, ինչպես նաև հիդրավլիկական կորուստները՝ կապված յուղման հետ: Ատամնավոր փակ (յուղվող) զույգերի օ.գ.գ.-ի կախումն ատամնանիվների ատամների պրոֆիլների պատրաստման ճշտության աստիճանից ներկայացված է աղյուսակ 2-ում:

Ատամնավոր զույգերի օ.գ.գ.-ի արժեքները

Փոխանցման տեսակը	ճշտության աստիճանը			
	6	7	8	9
Գլանային	0,985	0,98	0,97	0,96
Կոնական	0,98	0,97	0,96	0,95
Որդնակային	0,85 ÷ 0,92	0,82 ÷ 0,9	0,75 ÷ 0,85	0,6 ÷ 0,8

Որդնակային զույգերի օ.գ.գ.-ի արժեքների շրջանակը բնորոշվում է նաև որդնակների մուտքերի թվով: Բաց ատամնավոր զույգերի (չյուղվող) օ.գ.գ.-ի արժեքները փոքր են աղյուսակային արժեքներից մոտավորապես 20÷30 %-ով:

2.3.2. Գլանային ուղղատամ ատամնավոր փոխանցումներ**2.3.2.1. Հիմնական տեղեկություններ**

Գլանային ուղղատամ ատամնավոր փոխանցումներն ատամնավոր կառչման փոխանցումներ են, որոնց ատամները դասավորված են անիվի առանցքին զուգահեռ: Դրանք օգտագործվում են փոքր հեռավորությունների վրա տարբեր բեռնվածքներ հաղորդելու համար և ունեն սահմանափակ շրջագծային արագություն:

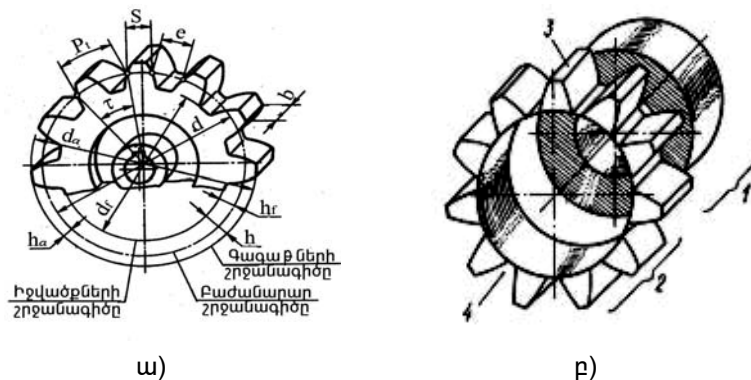
$V > 30$ մ/վրկ արժեքով գլանային ուղղատամ փոխանցումներում շրջագծային արագության մեծացման հետ միասին ուժեղանում է ատամների հարվածային աղմուկը:

Գլանային ատամնանիվի կառուցվածքային սխեման ներկայացված է նկ. 11-ում:

Երկրաչափական պարամետրերը: Ուժային փոխանցումների կառչման հիմնական օրենքից բխում է փոխանցումների թվի հարաբերության որոշման հետևյալ արտահայտությունը՝

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{z_2}{z_1} < 6,$$

որտեղ փոխանցման թվի սահմանափակումը բերված է մեկ զույգ ուժային փոխանցումների միջին չափերն ապահովելու համար:



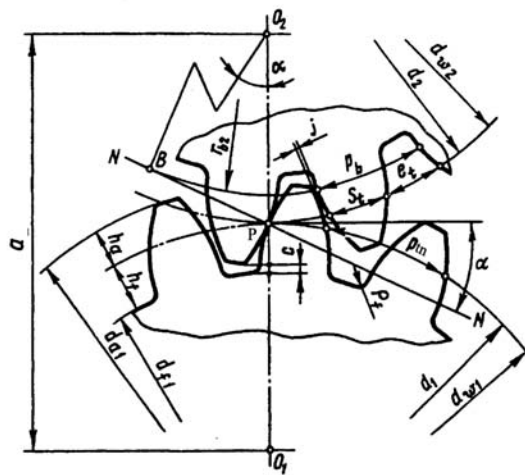
Նկ. 11. Գլանային ատամնանվի կառուցվածքային սխեմա.

ա) ատամնանվիների տարրերը, բ) ատամնանվիների հիմնական մասերը.

1-անվակույն, 2-ատամնանվի պսակ, 3-ատամ, 4-հիշվածք (գոգավորություն):

Ուժային ատամնավոր փոխանցումներում ուսումնասիրվում են ստանդարտ պրոֆիլով՝ առանց շեղման ($x=0$) ատամնանվիները, որոնց կառչման անկյունն է $\alpha = 20^\circ$: Այս դեպքում ատամը, երեք շրջանագծերի միջոցով ձևավորվելով ըստ բարձրության, բաժանվում է երկու մասի՝ ատամի գլխիկի և ատամի ոտիկի:

Ատամի գլխիկի և ոտիկի բարձրությունները ստանդարտով որոշվում են համապատասխանաբար $h_a=1,0 \cdot m_n$ և $h_f=1,25 \cdot m_n$ արտահայտություններով (Նկ.12):



Նկ. 12. Ատամնավոր էվոլվենտային փոխանցման հաշվարկային սխեմա:

Ատամի բարձրությունը կազմում է

$$h = h_{\alpha} + h_f = 1,0 \cdot m_n + 1,25 \cdot m_n = 2,25 \cdot m_n;$$

Ատամների թիվը Z -ով, իսկ կառչման քայլը P_t -ով նշանակելու դեպքում ստացվում է բաժանարար շրջանագծի երկարությունը՝

$$\pi \cdot d = Z \cdot P_t, \text{ որտեղից } d = Z \cdot \frac{P_t}{\pi}:$$

$$\frac{P_t}{\pi} = m_n \text{ հարաբերությունը կոչվում է կառչման մոդուլ, որի ար-}$$

ժեքը ստանդարտացված է ըստ ԳՈՍՏ 9563-60-ի:

Այսպիսով, զրոյական շեղումով ատամնանիվների համար բաժանարար (սկզբնական) շրջանագծի տրամագիծը որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ՝

$$d = m_n \cdot Z = d_w,$$

արտաքին տրամագիծը (ատամների գլխիկներով անցնող)՝ հետևյալ արտահայտությամբ՝

$$d_{\alpha} = d + 2 \cdot h_{\alpha} = d + 2 \cdot m_n,$$

ներքին տրամագիծը (ատամների ոտիկներով անցնող)՝ հետևյալ արտահայտությամբ՝

$$d_f = d - 2,5 \cdot h_f = d - 2,5 \cdot m_n,$$

փոխանցման միջառանցքային հեռավորությունը՝ հետևյալ արտահայտությամբ՝

$$a = \frac{d_2 \pm d_1}{2} = \frac{d_1 \cdot (u \pm 1)}{2} = \frac{m_n \cdot z_1 \cdot (u \pm 1)}{2}:$$

Վերջինիս համաձայն՝ ատամնանվակի անհրաժեշտ ատամների

թիվը կազմում է
$$z_1 = \frac{2 \cdot a}{m_n \cdot (u \pm 1)},$$

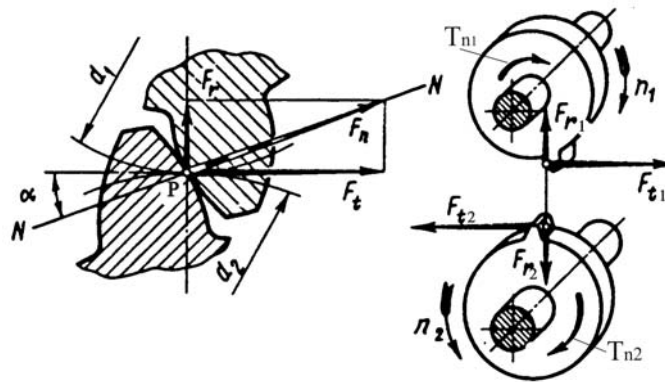
իսկ բաժանարար տրամագիծը՝
$$d_1 = \frac{2 \cdot a}{(u \pm 1)},$$

որտեղ «+» կամ «-» նշանները համապատասխանում են արտաքին կամ ներքին կառչման փոխանցումներին: Որպես ատամնանվակի ատամների թիվ՝ վերցվում է ստացված արժեքին մոտ ամբողջական մեծ թիվ:

Ատամնանիվի ատամների թիվը որոշվում է $z_2 = z_1 \cdot u$ արտահայտությամբ:

Ուժային կախումները: Գլանային ատամնավոր փոխանցման կառչման գոտում (N-N) նորմալ գծի ուղղությամբ առաջանում է մեկ նորմալ ուժ (F_n), որն ուղղատամ ատամնանիվների մոտ բաժանվում է

երկու, այն է՝ շրջագծային (F_t) և շառավիղային (F_r) բաղադրիչների (նկ. 13):



Նկ. 13. Գլանային ուղղատան զույգի կառչման գոտում առաջացած ուժերը:

Շրջագծային ուժը որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ՝

$$F_{t1} = F_n \cdot \cos \alpha = \frac{2 \cdot T_{n1}}{d_1}, \text{ Ն,}$$

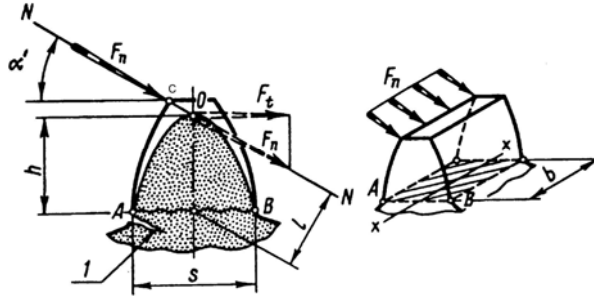
իսկ շառավիղային ուժը՝ հետևյալ արտահայտությամբ՝

$$F_{r1} = F_n \cdot \sin \alpha = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha, \text{ Ն:}$$

2.3.2.2. Գլանային ուղղատան ատամնավոր փոխանցումների հաշվարկն ըստ ծռման ամրության

Հաշվարկը (նկ.14) պարզեցնելու համար ընդունվում են հետևյալ պայմանները. կառչման գոտում գտնվում են մեկ զույգ ատամներ, որոնց նյութը համասեռ է, նորմալ F_n ուժը կիրառվում է կառչման գոտում (C կետում), ատամները դիտարկվում են որպես բարձակային հեծաններ, պրոֆիլները՝ որպես գլաններ, ատամների մակերևույթը կոշտ է, կառչումը կատարվում է գծով, սահքը բացակայում է, տեղի է ունենում միայն ատամների շրջալորում, ատամները չեն յուղվում:

Շահագործման նշված պայմաններում ատամների փոխազդեցության պատճառով առաջացած ծռման, սեղմման և այլ դեֆորմացիաներից առավել վտանգավոր է ծռման դեֆորմացիան: Վտանգավոր հատվածքը հատկապես ատամի ոտիկի հատույթն է, որն ուղղանկյուն է (ատամնանիվի և երկարությամբ և S լայնությամբ):



Նկ. 14. Գլանային ուղղատան առամնավոր փոխանցման հաշվարկային սխեման ըստ ծռման ամրության:

Ծռման ամրության պայմանն է

$$\sigma_F = \sigma_{\delta} = \frac{M_{\delta}}{W_{\delta}} \leq [\sigma]_F = [\sigma]_{\delta},$$

որտեղ M_{δ} -ն առավելագույն ծռող մոմենտն է, $M_{\delta} = F_n \cdot \ell$, իսկ W_{δ} -ն՝ ուղղանկյան հատույթի դիմադրության ծռող մոմենտը, $W_{\delta} = b \cdot S^2 / 6$:

Արժեքները տեղադրելու դեպքում ստացվում է

$$\sigma_F = \frac{F \cdot \ell}{\frac{b \cdot S^2}{6}} = \frac{F_{tl} \cdot \ell}{\frac{b \cdot S^2}{6} \cdot \cos \alpha} \leq [\sigma]_F:$$

Ատամի բարձրության, ոտիկի լայնության և նորմալ կառչման մոդուլի միջև ստանդարտով նախատեսված են որոշակի կախվածություններ՝ արտահայտված ատամի բարձրության ($\mu = \ell / m_n$) և լայնության ($v = S / m_n$) գործակիցներով: Վերջիններս ամրության պայմանի մեջ տեղադրելուց հետո ստացվում է

$$\sigma_F = \frac{F_{tl} \cdot \mu \cdot m_n}{\frac{b \cdot v^2 \cdot m_n^2}{6} \cdot \cos \alpha} = \frac{F_{tl} \cdot \mu}{\frac{b \cdot v^2 \cdot m_n}{6} \cdot \cos \alpha} \leq [\sigma]_F:$$

Ատամի պրոֆիլի ձևը բնորոշող գործակիցների հարաբերությունը որպես ատամի պրոֆիլի գործակից, այն է՝ $\frac{v^2 \cdot \cos \alpha}{6 \cdot \mu} = y$ կամ

$$Y_F = \frac{1}{y} = \frac{6 \cdot \mu}{v^2 \cdot \cos \alpha} \text{ նշանակելու դեպքում ստացվում է}$$

$$\sigma_F = \frac{F_{tl} \cdot K'_F \cdot Y_F \cdot Y_{\beta}}{b \cdot m_n} = \frac{2 \cdot T_{n1} \cdot K'_F \cdot Y_F \cdot Y_{\beta}}{d_1 \cdot b \cdot m_n} \leq [\sigma]_F:$$

Վերջնական ստուգիչ բանաձևն է

$$\sigma_F = \sigma_\delta = \frac{2 \cdot T_{n1} \cdot K'_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta}{z_1 \cdot b \cdot m_n^2} \leq [\sigma]_F, \text{ Ն/մմ}^2,$$

որտեղ՝ K'_F -ը համալիր բեռնվածքի գործակիցն է. ծռման ամրության հաշվարկի դեպքում $K'_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}$, $K_{F\alpha}$ -ն՝ բեռնվածքի բաշխման գործակիցը, ուղղատամ փոխանցման դեպքում $K_{F\alpha}=1,0$, $K_{F\beta}$ -ն՝ բեռնվածքի խտացման գործակիցը. համաձայն հենարանների նկատմամբ անիվների դասավորության, $\psi_{bd}=b_2/d_1$ պսակի լայնության գործակցի և ատամների կարծրության ($HB \leq 350$)՝ $K_{F\beta}=1,0 \div 1,3$, K_{FV} -ն՝ դինամիկական բեռնվածքի գործակիցն ըստ շրջագծային արագության (V), ատամների կարծրության ($HB \leq 350$), ատամների պատրաստման ճշտության աստիճանի և ատամների թեքության (գործակիցներն ընտրվում են ստանդարտով նախատեսված աղյուսակներից), $K_{FV}=1,0 \div 1,4$, Y_β -ն՝ ատամների թեքության գործակիցը, $Y_\beta=1-\beta^0/140^0$ (ուղղատամի դեպքում $Y_\beta=1,0$):

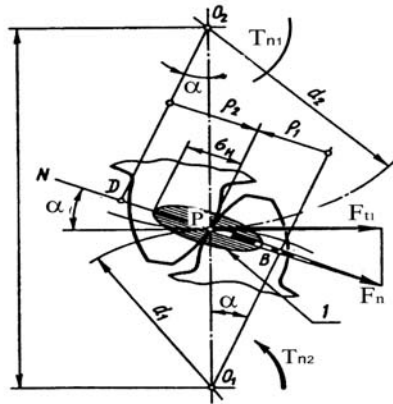
Ատամնանիվի պսակի լայնության գործակիցը ($\psi_b = b_2 / m_n = 10 \div 20$) հաշվի առնելու և $b_2 = \psi_b \cdot m_n$ արտահայտությունը տեղադրելու դեպքում ստացվում է կառչման մոդուլի որոշման նախագծման բանաձևը՝

$$m_n = \sqrt{\frac{K_F \cdot F_{t1} \cdot Y_F \cdot Y_\beta}{\psi_b \cdot [\sigma]_F}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_{n1} \cdot K'_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta}{z_1 \cdot \psi_b \cdot [\sigma]_F}}, \text{ մմ:}$$

Նախագծման փուլում բեռնվածքի գործակցի արժեքը մոտավորապես ընդունվում է $K_F \approx K_H \approx K_{H\beta} = 1,15 \div 1,5$:

2.3.2.3. Գլանային ուղղատամ ատամնավոր փոխանցումների հաշվարկն ըստ հպումային ամրության

Հաշվարկի (նկ.15) համար ընդունվում են հետևյալ շահագործման պայմանները. կառչման գոտում գտնվում են մեկ զույգ ատամներ, որոնց նյութը համասեռ է, նորմալ F_n ուժը կիրառվում է կառչման P կետում, ատամները դիտարկվում են որպես բարձակային հեծաններ, իսկ դրանց պրոֆիլները՝ որպես գլաններ, ատամների մակերևույթը կոշտ է, կառչումը կատարվում է զծով, սահքը բացակայում է և առաջանում է միայն ատամների շրջալորում, ատամները յուղվում են:



Նկ. 15. Գլանային ուղղատամ ատամնավոր փոխանցման հաշվարկային սխեման ըստ հպումային ամրության:

Նշված շահագործման պայմաններում ատամների փոխազդեցության պատճառով առաջացած ծռման, սեղմման և այլ դեֆորմացիաներից առավել վտանգավոր է սեղմման դեֆորմացիան, որի ժամանակ առաջանում են մակերևութային հպումային լարումներ:

Հպումային ամրության պայմանն է

$$\sigma_H = 0,418 \cdot \sqrt{q \cdot \frac{E_p}{\rho_p}} \leq [\sigma]_H :$$

Եթե ատամնանիվները պատրաստված են լինում պողպատից,

ապա
$$E_p = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} = E_1 = 2,1 \cdot 10^5, \text{ Ն/մմ}^2:$$

Կորության բերված շառավիղը կազմում է
$$\rho_p = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} :$$

Հաշվարկային սխեմայից երևում է, որ ըստ O_1DP և O_2BP եռանկյունների՝

$$\rho_1 = \frac{d_1}{2} \cdot \sin \alpha, \quad \rho_2 = \frac{d_2}{2} \cdot \sin \alpha,$$

որոնց արժեքները տեղադրելուց հետո ստացվում է

$$\rho_p = \frac{\frac{d_1}{2} \cdot \sin \alpha \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \sin \alpha}{\frac{d_1}{2} \cdot \sin \alpha + \frac{d_2}{2} \cdot \sin \alpha} = \frac{d_1 \cdot d_2 \cdot \sin^2 \alpha}{2 \cdot d_1 \cdot (u+1) \cdot \sin \alpha} = \frac{d_2 \cdot \sin \alpha}{2 \cdot (u+1)} = \frac{\alpha \cdot u \cdot \sin \alpha}{(u \pm 1)^2},$$

$$\text{որտեղ } d_2 = \frac{2 \cdot a \cdot u}{(u \pm 1)} :$$

Տարվող ատամնանիվի ատամի մակերևույթի վրա առաջացած գծային բեռնվածքը կազմում է (ըստ բեռնվածքի K_H գործակցի)

$$q = \frac{F_n K_H}{b_2} = \frac{F_t \cdot K_H}{b_2 \cdot \cos \alpha} = \frac{2 \cdot T_{n1} \cdot K_H}{b_2 \cdot d_1 \cdot \cos \alpha} = \frac{T_{n1} \cdot K_H \cdot (u \pm 1)}{b_2 \cdot a \cdot \cos \alpha} :$$

Վերջինս հպումային ամրության պայմանի մեջ տեղադրելու դեպքում ստացվում է

$$\sigma_H = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{T_{n1} \cdot K_H \cdot (u \pm 1)}{b_2 \cdot a \cdot \cos \alpha} \cdot \frac{2,1 \cdot 10^5}{\frac{a \cdot u \cdot \sin \alpha}{(u \pm 1)^2}}} \leq [\sigma]_H :$$

Գլանային ուղղատամ ատամնավոր փոխանցման համար վերջնական ստուգիչ բանաձևը, ըստ $\alpha = 20^\circ$ -ի, կազմում է

$$\sigma_H = \frac{310}{a} \cdot \sqrt{\frac{K'_H \cdot T_{n1} \cdot (u \pm 1)^3}{b_2 \cdot u}} \leq [\sigma]_H, \text{ Ն/մմ}^2 :$$

Համալիր բեռնվածքի գործակիցը հպումային ամրության հաշվարկի դեպքում որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ՝

$$K'_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv},$$

որտեղ՝ $K_{H\alpha}$ -ն բեռնվածքի բաշխման գործակիցն է ուղղատամ փոխանցման դեպքում $K_{H\alpha}=1,0$, $K_{H\beta}$ -ն՝ բեռնվածքի խտացման գործակիցը. համաձայն հենարանների նկատմամբ անիվների դասավորության, $\psi_{bd}=b_2/d_1=0,2 \div 0,6$ պսակի լայնության գործակցի և ատամների կարծրության ($HB \leq 350$)՝ $K_{H\beta}=1,0 \div 1,3$, K_{Hv} -ն՝ դինամիկական բեռնվածքի գործակիցն ըստ շրջագծային արագության (V), ատամների պատրաստման ճշտության աստիճանի և ատամների թեքության (գործակիցներն ընտրվում են ստանդարտով նախատեսված աղյուսակներից), $K_{Hv} = 1,0 \div 1,11$:

$b_2=\psi_{ba} \cdot a$ արտահայտությունը հաշվի առնելու դեպքում ստացվում է նախագծման հետևյալ բանաձևը՝

$$a = (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{310}{[\sigma]_H}\right)^2 \cdot \frac{K_H \cdot T_{n1}}{\psi_{ba} \cdot u}} :$$

Թվային գործակիցն առանձնացնելուց հետո ստացվում է

$$\alpha = K_{\alpha} \cdot (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_{n1}}{\Psi_{ba} \cdot u \cdot [\sigma]_H^2}},$$

որտեղ՝ K_{α} -ն միջառանցքային հեռավորության թվային գործակիցն է. ուղղատամ փոխանցման դեպքում $K_{\alpha} = 49,5$:

Ըստ հենարանների նկատմամբ անիվների դասավորության և $HB \leq 350$ կարծրության՝ բեռնվածքի գործակիցը նախագծման փուլում ընդունվում է $K_H \approx K_{H\beta} = 1,0 \div 1,35$:

2.3.3. Գլանային շեղատամ ատամնավոր փոխանցումներ

2.3.3.1. Հիմնական տեղեկություններ

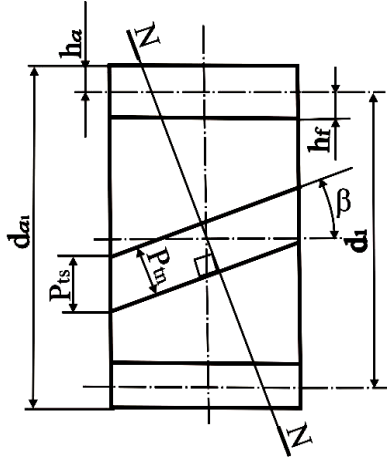
Գլանային շեղատամ ատամնավոր փոխանցումների ատամները պտտման առանցքի նկատմամբ դասավորված են որոշակի β° անկյան տակ: Ատամնավոր զույգի ատամների թեքության անկյունը նույնն է, սակայն ատամները դասավորված են հակառակ ուղղությամբ:

Գլանային շեղատամ ատամնավոր փոխանցումներն ունեն հետևյալ առավելությունները՝ ատամների թեքության պատճառով երկու և ավելի ատամնագույգերի միաժամանակյա մասնակցություն կառչմանը ատամների ողջ լայնությամբ և աստիճանաբար, ինչը նպաստում է ավելի սահուն կառչմանը, անաղմուկ աշխատանքին և մեկ ատամի վրա ընկնող բեռնվածքի փոքրացմանը (ուստի օգտագործվում են միջին և բարձր արագությունների ու բեռնվածքների ($P > 50$ կվտ և $V > 30$ մ/վրկ) դեպքում), ինչպես նաև հետևյալ թերությունները՝ համեմատաբար բարձր ինքնարժեք, կառչման գոտում երրորդ առանցքային F_{α} ուժի առաջացում, ինչը հանգեցնում է հանգույցների բարդացման:

Երկրաչափական պարամետրերը: Նկ. 16-ից երևում է, որ գլանային շեղատամ ատամնանիվներում կարելի է չափել կառչման երկու քայլ՝ պտտման առանցքին ուղղահայաց ճակատային հարթությունում ($P_{ts} = \pi \cdot m_s$) և ատամի նորմալ հարթությունում ($P_{tn} = \pi \cdot m_n$): Ուստի տարբերվում են ճակատային կառչման ($m_s = P_{ts} / \pi$) և նորմալ կառչման ($m_n = P_{tn} / \pi$) մոդուլներ: Ընդ որում՝ նորմալ մոդուլը ստանդարտացված է:

Քանի որ $P_{ts} = \frac{P_{tn}}{\cos \beta}$, ապա վերը նշված մոդուլների կապը կլինի

$$m_s = \frac{m_n}{\cos \beta}:$$



Նկ.16. Գլանային շեղատամ ատամնանիվի հաշվարկային սխեմա:

Մի կողմից անկյան մեծացումը դրական ազդեցություն է ունենում կառչման պատկերի վրա, մյուս կողմից բացասաբար է ազդում առանցքային ուժի մեծության վրա:

Քանի որ շեղատամ ատամնանիվի ատամի չափերը, ըստ բարձրության, համապատասխանում են ուղղատամ ատամնանիվի ատամի չափերին, ապա անիվի տրամագծերը որոշվում են հետևյալ կերպ՝

- բաժանարար շրջանագծի տրամագիծը՝ $d = m_s \cdot Z = \frac{m_n \cdot Z}{\cos \beta},$

- արտաքին տրամագիծը՝

$$d_a = d + 2 \cdot m_n = \frac{m_n \cdot Z}{\cos \beta} + 2 \cdot m_n = m_n \cdot \left(\frac{Z}{\cos \beta} + 2 \right),$$

- ներքին տրամագիծը՝

$$d_f = d - 2,5 \cdot m_n = \frac{m_n \cdot Z}{\cos \beta} - 2,5 \cdot m_n = m_n \cdot \left(\frac{Z}{\cos \beta} - 2,5 \right),$$

- զույգի միջառանցքային հեռավորությունը՝

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_s \cdot (Z_1 + Z_2)}{2} = \frac{m_n \cdot (Z_1 + Z_2)}{2 \cdot \cos \beta} = \frac{m_n \cdot Z_1 (u \pm 1)}{2 \cdot \cos \beta} = \frac{m_n \cdot Z_q}{2 \cdot \cos \beta},$$

որտեղից որոշվում է ատամնանվալի ատամների անհրաժեշտ թիվը՝

$$Z_1 = \frac{2 \cdot a \cdot \cos \beta}{m_n \cdot (u \pm 1)} :$$

Ստացված ատամների թիվն ամբողջական ընդունելու դեպքում ճշտվում է ատամների թեքության β անկյունը՝

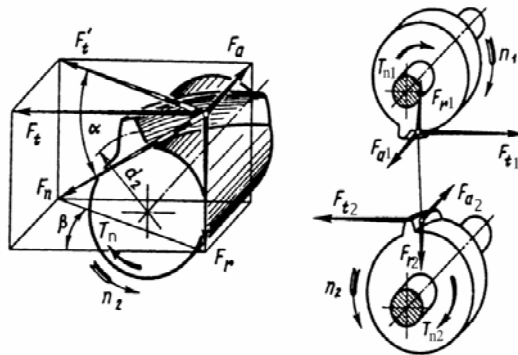
$$\cos \beta = \frac{m_n \cdot Z_1(u \pm 1)}{2 \cdot a};$$

Ուժային կախումները: Ներկայացված սխեմայից (նկ. 17) երևում է, որ նորմալ գծի ուղղությամբ առաջացած նորմալ F_n ուժը բաժանվում է F_t , F_r և F_a ուժային բաղադրիչների, որոնք որոշվում են հետևյալ կերպ՝

- շրջագծային ուժը՝ $F_{t1} = \frac{2 \cdot T_{n1}}{d_1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_{n2}}{d_2}$, Ն,

- շառավիղային ուժը՝ $F_{r1} = F_s \cdot \tan \alpha = \frac{F_{t1}}{\cos \beta} \cdot \tan \alpha = F_{r2}$, Ն,

- առանցքային ուժը՝ $F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan \beta = F_{a2}$, Ն:



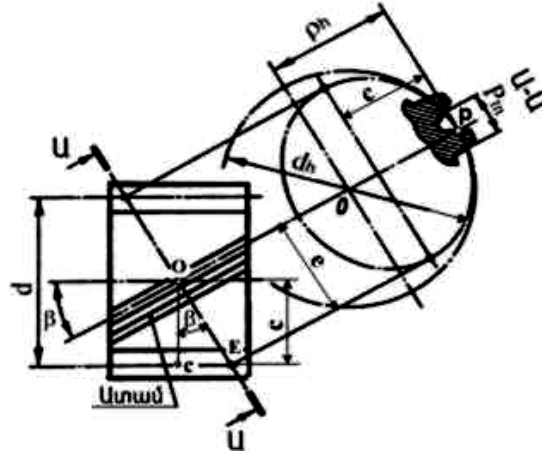
Նկ.17. Գլանային շեղատամ զույգում առաջացած ուժերը:

Ատամի թեքության անկյունը շեղատամ ատամնանիվների համար ընդունվում է $\beta = 8^\circ \div 18^\circ$ տիրույթից, իսկ երկշեղ ատամնանիվների համար $\beta = 25^\circ \div 45^\circ$ տիրույթից:

2.3.3.2. Գլանային շեղատամ ատամնավոր փոխանցումների հաշվարկն ըստ ամրության

Գլանային շեղատամ ատամնանիվի Ա-Ա նորմալ կտրվածքում (տարված ուղղահայաց ատամի երկարությանը) շեղատամ ատամնանիվի պրոֆիլը համընկնում է ուղղատամ ատամնանիվի պրոֆիլի հետ,

քանի որ այդ ատամնանիվների ատամները պատրաստվում և ձևավորվում են ստանդարտ կտրող գործիքով՝ այն տարբերությամբ, որ շեղատամ ատամնանիվի դեպքում կտրող գործիքը կամ նախապատրաստվածքը թեքվում է β անկյունով (նկ. 18):



Նկ.18. Համարժեք գլանային ուղղատամ ատամնանիվի առաջացումը:

Սխեմայից երևում է, որ Ա-Ա նորմալ հատույթում բաժանարար շրջանագիծը կազմում է էլիպս, որի կորության շառավիղը կառչման բևեռում որոշվում է հետևյալ կերպ (համաձայն անալիտիկ երկրաչափության դասընթացի)՝

$$\rho_h = \frac{e^2}{c} :$$

Ըստ OCE եռանկյան՝ $OC/OE = c/e = \cos\beta$, որտեղ $c = d/2$, իսկ $e/\cos\beta = d/2 \cdot \cos\beta$:

Կառչման P բևեռից ρ_h շառավիղով համարժեք գլանային ուղղատամ ատամնանիվի բաժանարար շրջանագիծը կառուցելու դեպքում ստացվում է

$$d_h = 2 \cdot \rho_h = \frac{d}{\cos^2 \beta} :$$

d_h և d բաժանարար տրամագծերը կառչման նորմալ և ճակատային մոդուլներով արտահայտելու դեպքում ստացվում է

$$m_n \cdot Z_h = \frac{m_s \cdot Z}{\cos^2 \beta} = \frac{m_n \cdot Z}{\cos^3 \beta} :$$

$$Z_h = \frac{Z}{\cos^3 \beta} \text{ հարաբերությունը որպես համարժեք գլանային ուղ-}$$

ղատամ ատամնանիվի ատամների թիվ ընդունելու դեպքում ստացվում է համարժեք ատամնանիվի բաժանարար տրամագիծը՝

$$d_h = m_n \cdot Z_h :$$

Գլանային շեղատամ ատամնավոր փոխանցումները հաշվարկվում են գլանային ուղղատամ ատամնավոր փոխանցումների նման. օգտագործվում են նույն բանաձևերը, որոնցում հաշվի են առնվում ատամների վրա բեռնվածքի և դինամիկական հարվածների նվազեցումն արտահայտող ուղղիչ գործակիցները:

Շահագործման նույն պայմանների դեպքում շեղատամ ատամնավոր փոխանցումների չափերը ստացվում են ուղղատամ ատամնավոր փոխանցումների չափերից ավելի փոքր:

Այսպիսով, չյուղվող պայմաններում աշխատող գլանային շեղատամ ատամնավոր փոխանցումները հաշվարկվում են ըստ ծռման ամրության՝ համաձայն նախագծման հետևյալ բանաձևի՝

$$m_n = \sqrt{\frac{K_F \cdot F_{t1} \cdot Y_F \cdot Y_\beta}{\psi_b \cdot [\sigma]_F}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_{n1} \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta}{z_1 \cdot \psi_b \cdot [\sigma]_F}}, \text{ մմ:}$$

Ստուգիչ բանաձևը կազմում է

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot T_{n1} \cdot K'_F \cdot Y_h \cdot Y_\beta}{z_1 \cdot b \cdot m_n^2} \leq [\sigma]_F, \text{ Ն/մմ}^2,$$

որտեղ՝ K'_F -ը համալիր բեռնվածքի գործակիցն է ծռման ամրության

հաշվարկի դեպքում, $K'_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$, $K_{F\alpha}$ -ն՝ բեռնվածքի բաշխման գործակիցը, որը շեղատամ փոխանցման դեպքում ընդունվում է համաձայն հետևյալ կախման՝

ատամնանիվների պրոֆիլների պատրաստման ճշտության աստիճանը՝ 6, 7, 8, 9

$K_{F\alpha}$ -ն՝ 0,72, 0,81, 0,91, 1,0,

$K_{F\beta}$ -ն՝ բեռնվածքի խտացման գործակիցը. համաձայն հենարանների նկատմամբ անիվների դասավորության, $\psi_{bd} = b_2/d_1$ պըսակի լայնության գործակցի և ատամների կարծրության (HB ≤ 350)՝ $K_{F\beta} = 1,0 \div 1,3$, K_{Fv} -ն՝ դինամիկական բեռնվածքի գործակիցն ըստ շրջագծային արագության (V), ատամների կարծրության (HB ≤ 350), ատամների պատրաստման ճշտության աստիճանի և ատամների թեքության (գործակիցներն ընտրվում

են ստանդարտներով նախատեսված աղյուսակներից),
 $K_{FV}=1,0 \div 1,4$, Y_{β} -ն՝ ատամների թեքության գործակիցը,
 $Y_{\beta}=1-\beta^0/140^0$:

Գլանային շեղատամ ատամնանիվների դեպքում

$$\psi_b = b_2 / m_n = 15 \div 40 ,$$

իսկ գլանային երկշեղ ատամնանիվների դեպքում $\psi_b = 30 \div 60$:

Նախագծման փուլում բեռնվածքի գործակցի արժեքը մոտավորապես ընդունվում է $K_F \approx K_H \approx K_{H\beta} = 1,0 \div 1,3$:

Ստուգումը, ըստ ծռման ամրության, կատարվում է նվազագույն ծռման ամրություն ունեցող ատամնանիվի ատամների համար՝ համաձայն հավասար ամրության հետևյալ պայմանի՝

$$\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{h1}} = \frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{h2}} :$$

Համարժեք գլանային ուղղատամ ատամնանիվների ատամների պրոֆիլների Y_{h1} և Y_{h2} գործակիցներն ընտրվում են ըստ ստանդարտով նախատեսված աղյուսակների՝ համաձայն Z_{h1} և Z_{h2} արժեքների:

Յուղվող փոխանցումների դեպքում հաշվարկը կատարվում է ըստ հպումային ամրության: Այս դեպքում զույգի միջառանցքային հեռավորությունը որոշվում է նախագծման հետևյալ բանաձևով՝

$$a = (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{270}{[\sigma]_H}\right)^2 \frac{K_H \cdot T_{n1}}{\psi_{ba} \cdot u}}$$

$$\text{կամ } a = K_a \cdot (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_{n1}}{\psi_{ba} \cdot u \cdot [\sigma]_H^2}}, \text{ մմ},$$

որտեղ՝ ψ_{ba} -ն ատամնապսակի լայնության գործակիցն է, $\psi_{ba}=0,2 \div 0,6$,
 իսկ K_a -ն՝ միջառանցքային հեռավորության գործակիցը. գլանային շեղատամ փոխանցումների դեպքում $K_a=43$, K_H -ը՝ հրպումային հաշվարկի դեպքում բեռնվածքի գործակիցը,

$$K_H \approx K_{H\beta} = 1,0 \div 1,3:$$

Նախագծված զույգը ստուգվում է ըստ հպումային ամրության

$$\text{ստուգիչ բանաձևի՝ } \sigma_H = \frac{270}{a} \cdot \sqrt{\frac{K'_H \cdot T_{n1} \cdot (u \pm 1)^3}{b_2 \cdot u}} \leq [\sigma]_H, \text{ Ն/մմ}^2:$$

Համալիր բեռնվածքի գործակիցը հպումային ամրության հաշվարկի դեպքում որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ՝

$$K'_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV},$$

որտեղ՝ $K_{H\alpha}$ -ն բեռնվածքի բաշխման գործակիցն է. շեղատամ փոխանցման դեպքում, համաձայն ատամնանիվների պրոֆիլների պատրաստման ճշտության աստիճանի և V-ի, $K_{H\alpha}=1,0 \div 1,13$, $K_{H\beta}$ -ն՝ բեռնվածքի խտացման գործակիցը. համաձայն հենարանների նկատմամբ անիվների դասավորության, $\psi_{bd}=b_2/d_1$ պսակի լայնության գործակցի և ատամների կարծրության ($HB \leq 350$)՝ $K_{H\beta}=1,0 \div 1,3$, K_{HV} -ն՝ դինամիկական բեռնվածքի գործակիցն ըստ շրջագծային արագության (V), ատամների պատրաստման ճշտության աստիճանի և ատամների թեքության (գործակիցներն ընտրվում են ստանդարտով նախատեսված աղյուսակներից), $K_{HV} = 1,0 \div 1,11$:

2.3.4. Կոնական ատամնավոր փոխանցումներ

2.3.4.1. Հիմնական տեղեկություններ

Կոնական ատամնավոր փոխանցումները պտտական շարժումը հաղորդում են հատվող առանցքներով լիսեռների միջև: Հատվող անկյունը լինում է ցանկացած մեծության: Առավել կիրառվում են կոնական ուղղանկյուն (օրթոգոնալ) փոխանցումները, որոնց ատամնանիվների հատման անկյունն է $\varphi = 90^\circ$:

Կոնական ատամնավոր փոխանցումների առավելությունը շարժման հաղորդման հնարավորությունն է ցանկացած անկյան տակ, իսկ թերություններն են՝ հենարանների նկատմամբ ատամնանիվների ոչ սիմետրիկ (բարձակային) դասավորությունը (հատկապես մեկ աստիճան կոնական փոխանցումների դեպքում), կառչման մեջ առաջացած առանցքային ուժի առկայությունը (ինչը բարդացնում է հենարանային հանգույցը):

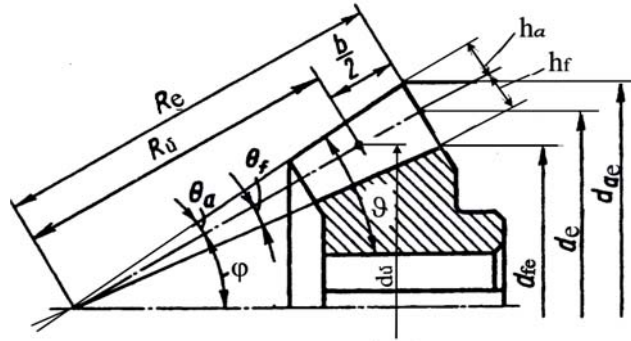
Երկրաչափական պարամետրերը: Ըստ նկ.19-ի՝ կոնական ատամնավոր փոխանցումների երկրաչափական պարամետրերը որոշվում են հետևյալ կախվածություններով՝

- հատման անկյունը՝ $\Sigma\varphi = \varphi_1 + \varphi_2$,
- ատամնավոր զույգի փոխանցման թիվը՝

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{1}{\operatorname{tg}\varphi_1} = \operatorname{tg}\varphi_2 :$$

Ակնհայտ է, որ կոնավորության պատճառով կոնական ատամնա-

նիվն ունի անսահմանափակ քանակի տրամագծեր (այդ թվում նաև բաժանարար տրամագծերը), որոնց հետևանքով ատամի բարձրությունը (ինչպես նաև գլխիկի բարձրությունն ու մոդուլը), ըստ երկարության, լինում է փոփոխական:



Նկ.19. Կոնական ատամնանմվի հաշվարկային սխեմա:

Անսահմանափակ քանակի մոդուլներից տարբերվում են ճակատային կառչման (արտադրական, որի արժեքը ստանդարտացված է) և միջին կառչման մոդուլների արժեքները՝

$$m_s = m_e = d_1 / Z_1 = d_{e1} / Z_1,$$

$$m_\delta = d_{\delta 1} / Z_1:$$

Արտաքին ճակատի կողմից բաժանարար տրամագծերն են՝

$$d_1 = m_e \cdot Z_1 = d_{e1},$$

$$d_2 = m_e \cdot Z_2 = d_{e2}:$$

Ըստ ստանդարտի՝ ճակատի կողմից գլխիկի բարձրությունը կազմում է $h_a = 1 \cdot m_e$, իսկ ոտիկի բարձրությունը՝ $h_f = 1,2 \cdot m_e$:

Գլխիկներով անցնող արտաքին (ճակատի կողմից) տրամագծերն են՝

- ատամնանմվակի համար՝

$$d_{ae1} = d_1 + 2 \cdot m_e \cdot \cos \varphi_1 = m_e \cdot Z_1 + 2 \cdot m_e \cdot \cos \varphi_1 = m_e \cdot (Z_1 + 2 \cdot \cos \varphi_1),$$

- ատամնանմվի համար՝

$$d_{ae2} = d_2 + 2 \cdot m_e \cdot \cos \varphi_2 = m_e \cdot Z_2 + 2 \cdot m_e \cdot \cos \varphi_2 = m_e \cdot (Z_2 + 2 \cdot \cos \varphi_2):$$

Ոտիկներով անցնող ներքին (ճակատի կողմից) տրամագծերն են՝

- ատամնանմվակի համար՝

$$d_{fe1} = d_1 - 2 \cdot 4 \cdot m_e \cdot \cos \varphi_1 = m_e \cdot Z_1 - 2 \cdot 4 \cdot m_e \cdot \cos \varphi_1 = m_e \cdot (Z_1 - 2 \cdot 4 \cdot \cos \varphi_1),$$

- ատամնանմվի համար՝

$$d_{fe2} = d_2 - 2 \cdot 4 \cdot m_e \cdot \cos \varphi_2 = m_e \cdot Z_2 - 2 \cdot 4 \cdot m_e \cdot \cos \varphi_2 = m_e \cdot (Z_2 - 2 \cdot 4 \cdot \cos \varphi_2):$$

Արտաքին կոնական հեռավորությունը որոշվում է ըստ ելակետային եռանկյան՝

$$R_e = R_d + b_1/2 = \frac{\sqrt{d_1^2 + d_2^2}}{2} = \frac{d_1 \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{2} = \frac{m_e \cdot Z_1 \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{2} = \frac{d_2 \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{2 \cdot u} =$$

$$= \frac{m_e \cdot Z_2 \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{2 \cdot u} \quad \text{կամ} \quad R_e = \frac{d_1}{2 \cdot \sin \varphi_1} :$$

Միջին կոնական հեռավորությունը որոշվում է հետևյալ սկզբունքով՝

$$R_d = R_e - b_1/2 = \frac{\sqrt{d_{d1}^2 + d_{d2}^2}}{2} = \frac{d_{d1} \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{2} = \frac{m_d \cdot Z_1 \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{2} = \frac{d_{d2} \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{2 \cdot u} =$$

$$= \frac{m_d \cdot Z_2 \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{2 \cdot u} \quad \text{կամ} \quad R_e = \frac{d_1}{2 \cdot \sin \varphi_1} :$$

Ատամի գլխիկի անկյունը կազմում է

$$\operatorname{tg} \theta_a = \frac{h_a}{R_e} :$$

Միջին բաժանարար շրջանագծերի տրամագծերն են՝

- ատամնանվակի համար՝ $d_{d1} = d_1 - b_1 \cdot \sin \varphi_1$,
- ատամնանիվի համար՝ $d_{d2} = d_2 - b_2 \cdot \sin \varphi_2$:

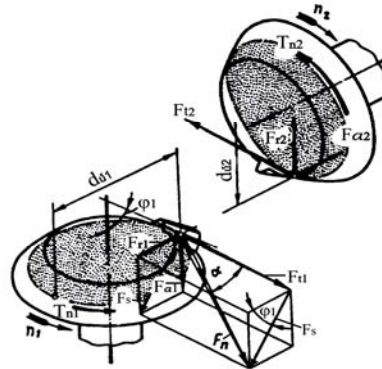
Ատամնանվակի միջին տրամագծի արտահայտությունը Z_1 -ի բաժանելու արդյունքում ստացվում է միջին մոդուլի արժեքը՝

$$m_d = m_e - \frac{b_1 \cdot \sin \varphi_1}{Z_1} :$$

Ուժային կախումները: Կառչման գոտում առաջացած նորմալ ուժը (F_n) կիրառվում է ատամի միջին կտրվածքում (նկ. 20):

Ըստ սխեմայի զուգահեռանիստի՝ F_n -ը բաժանվում է F_t , F_r և F_a բաղադրիչների, որոնք որոշվում են հետևյալ կերպ՝

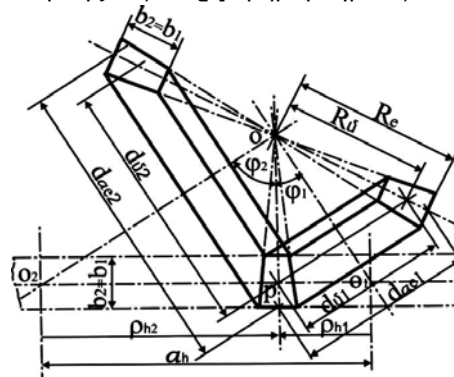
- շրջագծային ուժը՝ $F_{t1} = \frac{2 \cdot T_{n1}}{d_{d1}} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_{n2}}{d_{d2}}$,
 - շառավիղային ուժը՝ $F_{r1} = F_s \cdot \cos \varphi_1 = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \varphi_1 = F_{a2}$,
 - առանցքային ուժը՝ $F_{a1} = F_s \cdot \sin \varphi_1 = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \varphi_1 = F_{r2}$:
- F_{r1} և F_{a1} ուժերի կապը կազմում է $\frac{F}{F_{a1}} = \frac{\cos \varphi_1}{\sin \varphi_1} = \operatorname{ctg} \varphi_1 = u$:



Նկ. 20. Կոնական ատամնավոր զույգում առաջացած ուժերը:

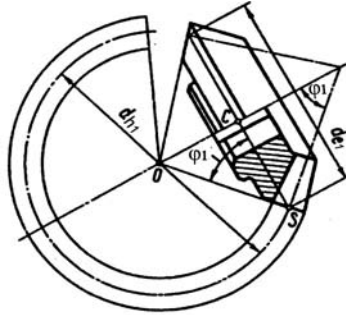
2.3.4.2. Կոնական ատամնավոր փոխանցումների հաշվարկն ըստ ծռման ամրության

Ըստ ամրության՝ կոնական ատամնավոր փոխանցումները հաշվարկելու ժամանակ կոնական ատամնավոր զույգը (նկ. 21) փոխարինվում է համարժեք գլանային ուղղատան ատամնավոր զույգով (փոխարինման սկզբունքը ներկայացված է կոնական շփական փոխանցման (ըստ հպումային ամրության) հաշվարկի դեպքում):



Նկ. 21. Կոնական ատամնավոր փոխանցման հաշվարկային սխեման ըստ ծռման և հպումային ամրությունների:

Նկ. 22-ում ներկայացված է կոնական ատամնանվակից ստացված համարժեք գլանային ուղղատան ատամնանվակը՝ Z_{h1} համարժեք ատամների թվով:



Նկ. 22. Համարժեք գլանային ուղղատան ատամնանիվի առաջացումը:

Ըստ OCS եռանկյան՝ ստացվում է համարժեք գլանային ուղղատան ատամնանվակի բաժանարար տրամագծի կախվածությունը կոնական ատամնանվակի արտաքին բաժանարար տրամագծից՝

$$\frac{d_{e1}}{d_{h1}} = \cos \varphi_1 :$$

Վերջինիս համաձայն՝ համարժեք գլանային ուղղատան ատամնանվակի բաժանարար տրամագիծը կազմում է $d_{h1} = \frac{d_{e1}}{\cos \varphi_1}$ կամ

$m_e \cdot Z_{h1} = \frac{m_e \cdot Z_1}{\cos \varphi_1}$, իսկ համարժեք գլանային ուղղատան ատամնանվակի ատամների թիվը՝

$$Z_{h1} = \frac{Z_1}{\cos \varphi_1} :$$

Չյուղվող աշխատանքային պայմաններում կոնական ատամնավոր փոխանցումների հաշվարկը կատարվում է ըստ ծռման ամրության՝ գլանային ուղղատան զույգի հաշվարկին համանման: Արդյունքում ստացվում են համապատասխան ստուգիչ բանաձևերը՝

$$\sigma_F = \frac{F_{t1} \cdot K'_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta}{b \cdot m_\delta \cdot v_F} = \frac{2 \cdot T_{n1} \cdot K'_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta}{d_1 \cdot b \cdot m_\delta \cdot v_F} \leq [\sigma]_F, \text{ Ն/մմ}^2,$$

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot T_{n1} \cdot K'_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta}{Z_1 \cdot b \cdot m_\delta^2 \cdot v_F} \leq [\sigma]_F, \text{ Ն/մմ}^2,$$

որտեղ՝ K'_F -ը համալիր բեռնվածքի գործակիցն է. ծռման ամրության հաշվարկի դեպքում $K'_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}$, $K_{F\alpha}$ -ն՝ բեռնվածքի բաշխման գործակիցը. ուղղատան փոխանցման դեպքում $K_{F\alpha} = 1,0$,

$K_{F\beta}$ -ն՝ հպումային գծով բեռնվածքի անհավասարաչափ բաշխման գործակիցը, K_{FV} -ն՝ դինամիկական գործակիցը, Y_{hF} -ը՝ համարժեք ատամնանիվի պրոֆիլի գործակիցն ըստ Z_h -ի, v_F -ը՝ ատամների ձևը հաշվի առնող գործակիցը. ուղղատամ փոխանցման դեպքում $v_F=0,85$, շեղատամ փոխանցման դեպքում, $v_F=1,0$, Y_{β} -ն՝ ատամների թեքության գործակիցը, $Y_{\beta}=1-\beta^0/140^0$, ուղղատամ փոխանցման դեպքում $Y_{\beta}=1$:

$b=\psi_b \cdot m_e$ արտահայտությունը (ուղղատամ փոխանցման դեպքում $\psi_b=b/m_e=10 \div 15$, շեղատամ փոխանցման դեպքում $\psi_b=15 \div 25$) ծռման ամրության պայմանի մեջ տեղադրելու դեպքում ստացվում է նախագծման բանաձևը՝

$$m_{\sigma} = \sqrt{\frac{K_F \cdot F_{t1} \cdot Y_F \cdot Y_{\beta}}{v_F \cdot \psi_b \cdot [\sigma]_F}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_{n1} \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_{\beta}}{v_F \cdot Z_1 \cdot \psi_b \cdot [\sigma]_F}}, \text{ մմ:}$$

Բեռնվածքի գործակիցը նախագծման փուլում ուղղատամ փոխանցման դեպքում ընդունվում է $K_F \approx K_H \approx K_{H\beta} = 1,15 \div 1,5$, շեղատամ փոխանցման դեպքում՝ $K_F = 1,0 \div 1,3$:

2.3.4.3. Կոնական ատամնավոր փոխանցումների հաշվարկն ըստ հպումային ամրության

Փոխանցման յուղման դեպքում հաշվարկը կատարվում է ըստ հպումային ամրության (համանման կոնական շփական փոխանցմանը): Արդյունքում ստացվում են ստուգիչ բանաձևերը (հաշվարկային հպումային լարումը)՝

$$\sigma_H = \frac{310}{R_{\sigma}} \cdot \sqrt{\frac{K'_H \cdot T_{n1} \cdot \sqrt{(u^2 + 1)^3}}{b_2 \cdot u \cdot v_H}} \leq [\sigma]_H, \text{ Ն/մմ}^2,$$

$$\sigma_H = 1900 \cdot \sqrt{\frac{K'_H \cdot u \cdot T_{n2}}{d_{e2}^3 \cdot v_H}}, \text{ Ն/մմ}^2:$$

Վերջիններիս համաձայն ստացվում են նախագծման բանաձևերը՝ միջին կոնական հեռավորությունը և արտաքին բաժանարար տրամագիծը՝

$$R_{\text{d}} = \sqrt{u^2 + 1} \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{310}{[\sigma]_{\text{H}}}\right)^2 \cdot \frac{K_{\text{H}} \cdot T_{\text{n1}}}{\psi_{\text{Rd}} \cdot u \cdot v_{\text{H}}}}, \text{ մմ},$$

$$d_{\text{e2}} = 165 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{\text{H}} \cdot u \cdot T_{\text{n2}}}{v_{\text{H}} \cdot [\sigma]_{\text{H}}^2}}, \text{ մմ},$$

որտեղ v_{H} -ն ատամների ձևը հաշվի առնող գործակիցն է. ուղղատամ կոնական փոխանցման համար $v_{\text{H}} = v_{\text{F}} = 0,85$, շեղատամ կոնական փոխանցման համար $v_{\text{H}} = 1,0$, կլոր ատամներով կոնական փոխանցման համար $v_{\text{H}} = 1,85$:
Բեռնվածքի գործակիցը նախագծման փուլում ուղղատամ կոնական փոխանցման դեպքում ընդունվում է $K_{\text{H}} = 1,15 \div 1,5$, կլոր և շեղատամ կոնական փոխանցումների դեպքում՝ $K_{\text{H}} = 1,0 \div 1,3$:

2.3.5. Որդնակային փոխանցումներ

2.3.5.1. Հիմնական տեղեկություններ

Որդնակային փոխանցումներն ատամնապտուտակավոր մեխանիկական սարքավորումներ են, որոնք նախատեսված են խաչվող առանցքների միջև պտտական շարժում հաղորդելու համար (հիմնականում օգտագործվում է $\theta = 90^\circ$ խաչման անկյունը):

Որդնակը սեղանաձև պարուրակով մշակված պտուտակ է, իսկ որդնանիվը՝ գլանային շեղատամ ատամնանիվ, որի պսակի օղագոտովրա ձևավորված է կիսակլոր առվակ՝ պրոֆիլով որդնակի գալարին համապատասխան:

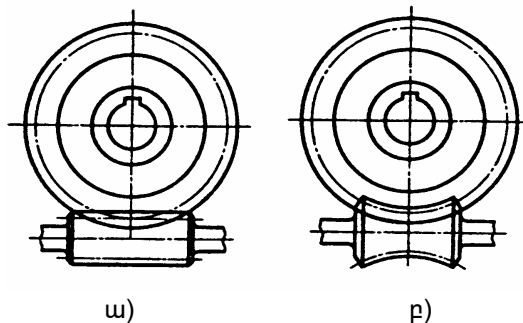
Որդնակային փոխանցումներն ունեն հետևյալ առավելությունները՝ մեկ աստիճան զույգի միջոցով փոխանցման մեծ թվի ապահովում ($u=8 \div 100$), հարաբերական փոքր գաբարիտային չափեր, սահուն, անաղմուկ աշխատանք, ինքնադգեկանման հնարավորություններ, ինչպես նաև հետևյալ թերությունները՝ հզորության հարաբերական մեծ կորուստներ, ցածր օ.գ.գ. ($\eta = 0,6 \div 0,9$), ինչի հետևանքով առաջանում է հովացման անհրաժեշտություն, որդնանիվների պսակների համար թանկարժեք հակաշփական նյութերի օգտագործման անհրաժեշտություն, որդնակի գալարների և որդնանիվի ատամների տրոփվելու (ծամվելու) ունակություն, զգալի առանցքային ուժերի առկայություն և այլն:

Նշված թերությունները սահմանափակում են որդնակային փո-

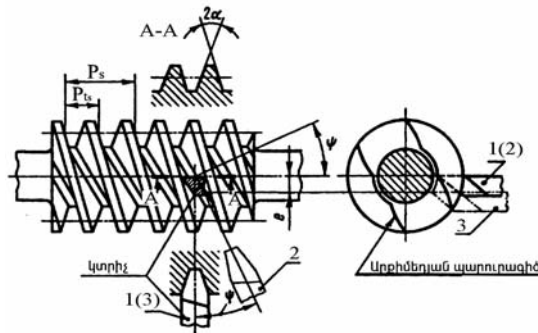
խանցումների օգտագործումը մեծ հզորությունների դեպքում (սովորաբար $P \leq 100$ կՎտ) :

Որդնակային փոխանցումները լինում են՝

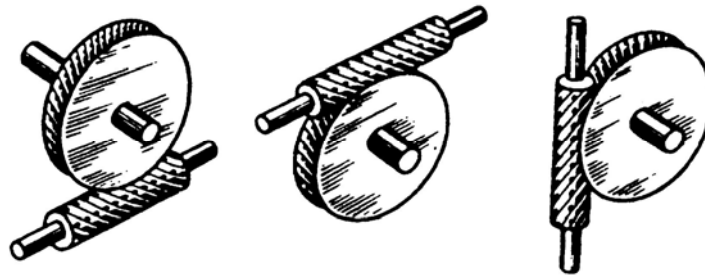
- ըստ որդնակի արտաքին մակերևույթի ձևի՝ գլանային և գլոբոհդային (նկ. 23), վերջիններս, շնորհիվ իրենց կառուցվածքի, ավելի բեռնունակ են, սակայն ունենում են կորուստներ ու ավելի բարձր ջերմաստիճան (սույն աշխատանքում ուսումնասիրվում են միայն գլանային որդնակով փոխանցումները),
- ըստ որդնակի գալարների ուղղության՝ աջ և ձախ,
- ըստ որդնակի գալարների մուտքերի թվի՝ միամուտք ($Z=1$), երկմուտք ($Z=2$) և չորս մուտքանի ($Z=4$)։ ստանդարտից դուրս հնարավոր է նաև եռամուտք ($Z=3$) որդնակի օգտագործումը,
- ըստ որդնակի գալարների կողային մակերևույթի ձևի՝ արքիմեդային, էվոլվենտային և կոնվոյուտային պրոֆիլներով, որոնք պահանջում են կտրման առանձին եղանակներ՝ պայմանավորված պարուրակահան կտրիչի տեղադրման տարբեր դիրքերով (նկ. 24), այսպես՝ կտրիչի 1-ին դիրքի դեպքում ձևավորվում է սեղանաձև պրոֆիլով արքիմեդային որդնակ, 2-րդ դիրքի դեպքում՝ կոնվոյուտային պրոֆիլով որդնակ, 3-րդ դիրքի դեպքում՝ էվոլվենտային պրոֆիլով որդնակ,
- ըստ որդնանիվի նկատմամբ որդնակի դասավորության՝ վերին, ներքին և կողային՝ պայմանավորված միայն շահագործման պայմաններով (նկ. 25):



Նկ. 23. Որդնակային փոխանցումներ.
ա) գլանային որդնակով, բ) գլոբոհդային որդնակով:



Նկ. 24. Որդնակի գալարի պրոֆիլի առաջացումը:



Նկ. 25. Որդնակի և որդնանիվի փոխադարձ դասավորության տեսակները:

Ըստ կառչման գոտում առաջացող զգալի հարաբերական սահքի՝ որդնակները և որդնանիվները պետք է ունենան բարձր մակերևութային ամրություն, մաշադիմացկունություն ու տրոփվելու նկատմամբ դիմադրողականություն: Ուստի որդնակները նպատակահարմար է պատրաստել միջին ածխածնային և լեգիրված պողպատից՝ համապատասխան ջերմամշակումով, ինչը կապահովի աշխատանքային մակերևույթների բարձր կարծրություն:

40 և 45 մակնիշների պողպատից պատրաստված որդնակները մխվում են մինչև HRC 45÷50 կարծրության, իսկ 15X, 20X, 12XH2, 18XՃԾ և այլ մակնիշների պողպատից պատրաստված որդնակները ենթարկվում են ցեմենտացման կամ մխման՝ ապահովելով HRC 58÷63 մակերևութային կարծրություն:

Անհրաժեշտ է հիշել, որ փոքր հզորությունների դեպքում, երբ $P \leq 1,0$ կվտ, օգտագործվում է տարբեր մակնիշների բարելավված, միջին

ածխածնային պողպատ ($\leq \text{HB350}$ կարծրությամբ), իսկ $P > 1,0$ կվտ-ից ավել հզորության դեպքում, օ.գ.գ.-ն մեծացնելու նպատակով՝ մխված պողպատ ($\geq \text{HRC45}$ կարծրության, որդնակի գալարների մակերևութների հետագա հղկումով կամ անհրաժեշտության դեպքում նաև ողորկումով):

Ուժային փոխանցումների որդնանիվները հիմնականում ունեն հավաքովի կառուցվածք, որոնց առանձին մեքենամասերը պատրաստվում են հետևյալ նյութերից՝

- անվակունդը՝ հիմնականում $\tilde{N} \times 12$, $\tilde{N} \times 15$, $\tilde{N} \times 18$ մակնիշների գորշ թուջից,
- սևեռող հեղույսները՝ ցածր ածխածնային պողպատից ($\tilde{N} \div 3$),
- պսակը՝ հակաշփական բրոնզե ձուլվածքներից:

Որդնանիվների ատամնանիվային պսակները հիմնականում պատրաստվում են բարձր հակաշփական հատկություններ ունեցող բրոնզից:

Խորհուրդ է տրվում որդնանիվի պսակի նյութն ընտրել ըստ որդնակային զույգի հարաբերական սահքի մեծության՝

- $\tilde{N} \times 12$, $\tilde{N} \times 15$, $\tilde{N} \times 18$ կամ $\tilde{N} \times 20$ մակնիշների գորշ թուջն օգտագործվում է փոքր արագությունների դեպքում՝ $V_{h.u} \leq 2$ մ/վրկ,
- $\tilde{A} \div \tilde{A} \div 9-4\tilde{E}$, $\tilde{A} \div \tilde{A} \div 10-4-4\tilde{E}$, $\tilde{A} \div \tilde{A} \div 9-3\tilde{E}$ և այլ մակնիշների անագազուրկ բրոնզն ու արույրն օգտագործվում են միջին արագությունների դեպքում՝ $V_{h.u} = 3 \div 5$ մ/վրկ,
- $\tilde{A} \div \tilde{A} \div 10-1$, $\tilde{A} \div \tilde{A} \div 10-1$, $\tilde{A} \div \tilde{A} \div 6-6-3$ և այլ մակնիշների անագային բրոնզն օգտագործվում է $V_{h.u} = 5 \div 30$ մ/վրկ արագությունների դեպքում:

Առավել բարձր մաշադիմացկունություն ապահովվում է, երբ որդնանիվի պսակը պատրաստվում է կենտրոնախույզ ձուլման եղանակով:

Որդնանիվի պսակի նյութի ընտրությունը կատարվում է ըստ ենթադրվող հարաբերական սահքի արագության, որը մինչև նախագծումը մոտավորապես կարելի է որոշել հետևյալ կախվածությամբ՝

$$V_s = \frac{4,3 \cdot \omega_1}{10^3} \cdot \sqrt[3]{T_{n2}}, \text{ մ/վրկ,}$$

որտեղ՝ ω_1 -ը որդնակի անկյունային արագությունն է, ռադ/վրկ, T_{n2} -ը՝ որդնանիվի վրա առաջացած ոլորող մոմենտը, Նմ:

Որդնակի երկրաչափական պարամետրերը: Որդնակը (նկ. 24 և 26) պարուրակված գլանային մարմին է, որի գալարն ունի առանցքա-

յին քայլ՝ արտահայտված հարևան գագաթների միջև եղած հեռավորությամբ՝

$$P_{ts} = \pi \cdot m_s,$$

որտեղ m_s -ն առանցքային կառչման մոդուլն է:

Բազմամուտք որդնակների մոտ նույն գալարի հարևան գագաթների միջև եղած հեռավորությունը կոչվում է գալարի ընթացք՝

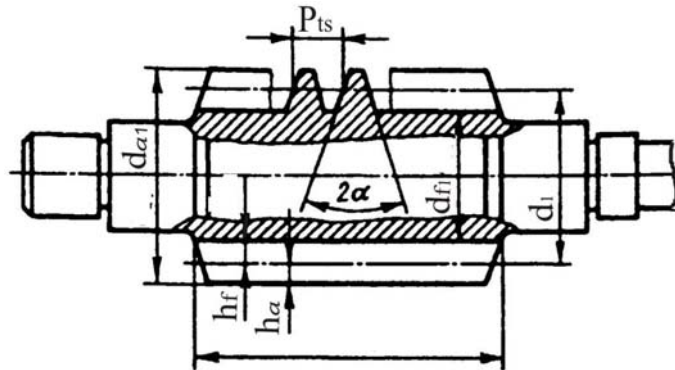
$$P_s = P_{ts} \cdot Z_1,$$

որտեղ Z_1 -ը որդնակի գալարների մուտքերի թիվն է, իսկ P_{ts} -ը՝ առանցքային կառչման քայլը:

Որդնակի գալարի տեսքը կտրվածքում ձևավորվում է երեք շրջանագծերով, որոնք, ըստ բարձրության, գալարը բաժանում են երկու մասի՝ գլխիկի և ոտիկի:

Համաձայն ստանդարտի՝ գալարի բարձրությունը որոշվում է հետևյալ կերպ՝

$$h_1 = h_a + h_f = 1,0 \cdot m_s + 1,2 \cdot m_s = 2,2 \cdot m_s:$$



Նկ. 26. Որդնակի հաշվարկային սխեմա:

Քանի որ որդնակը պարուրակված գլանային մարմին է, ապա, ըստ ստանդարտի, որդնակի բաժանարար տրամագծի և առանցքային կառչման մոդուլի կապն արտահայտվում է համապատասխան $q = \frac{d_1}{m_s}$

գործակցով, որի արժեքը ստանդարտացված է և ընդունվում է ըստ $q = 6,3 \div 25$ միջակայքի:

Որդնակի բաժանարար տրամագիծը կազմում է

$$d_1 = m_s \cdot q,$$

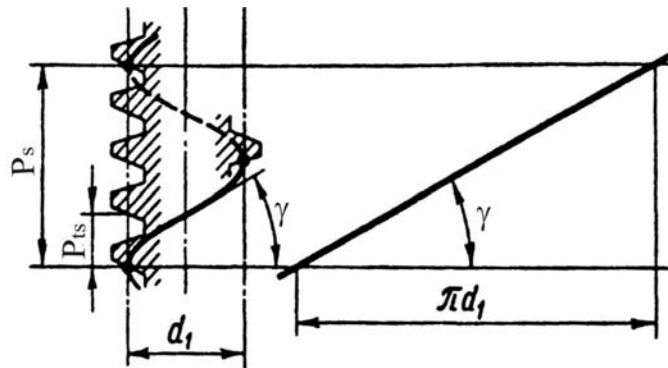
արտաքին տրամագիծը՝

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a = d_1 + 2 \cdot m_s = m_s \cdot q + 2 \cdot m_s = m_s(q + 2),$$

ներքին տրամագիծը՝

$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot h_f = d_1 - 2,4 \cdot m_s = m_s \cdot q - 2,4 \cdot m_s = m_s \cdot (q - 2,4)$,
 պարուրակված մասի աշխատանքային երկարությունը,
 երբ $Z_1=1$ կամ $Z_1=2$ $b_1 = (11+0,06 \cdot Z_2) \cdot m_s + \Delta$,
 երբ $Z_1=4$ $b_1 = (12,5+0,09 \cdot Z_2) \cdot m_s + \Delta$,
 որտեղ Z_2 -ը որդնանիվի ատամների թիվն է, $\Delta=20 \div 50$ մմ (հղկման
 դեպքում ուղղման գործակիցն է)
 գալարի վերելքի անկյունը (նկ. 27)՝

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P_s}{\pi \cdot d_1} = \frac{P_{ts} \cdot Z_1}{\pi \cdot m_s \cdot q} = \frac{Z_1}{q} :$$



Նկ. 27. Որդնակի գալարի վերելքի անկյան որոշման հաշվարկային սխեմա:

Որդնանիվի երկրաչափական պարամետրերը: Որդնանիվը (նկ. 28) շեղատամ գլանային ատամնանիվ է, որի պսակի արտաքին մակերևույթի վրա մշակված է առվակ, իսկ ատամի բարձրությունը միջին կըտրվածքում հավասար է որդնակի գալարի բարձրությանը՝

$$h_1 = h_2 = 2,2 \cdot m_s :$$

Որդնանիվի բաժանարար տրամագիծը կազմում է

$$d_2 = m_s \cdot Z_2 ,$$

ատամների թիվը՝

$$Z_2 = Z_1 \cdot u ,$$

որտեղ որդնակի մուտքերի թիվը վերցվում է ըստ փոխանցման թվի մեծության (դրանց արտադրյալը պետք է ապահովի որդնանիվի ատամների նվազագույն քանակ՝ $Z_{2\min} \geq 28$),

արտաքին տրամագիծը՝

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_s = m_s \cdot Z_2 + 2 \cdot m_s = m_s \cdot (Z_2 + 2),$$

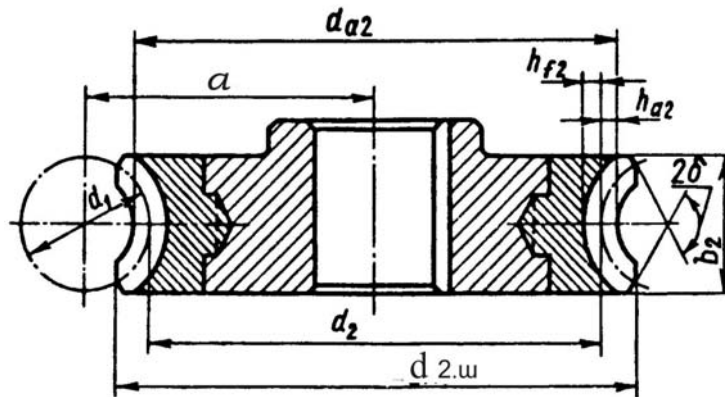
ներքին տրամագիծը՝

$$d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m_s = m_s \cdot Z_2 - 2,4 \cdot m_s = m_s \cdot (Z_2 - 2,4),$$

առավելագույն արտաքին տրամագիծը՝

$$d_{2w} \leq d_a + \frac{6 \cdot m_s}{Z_1 + 2},$$

ըստ որդնակի մուտքերի թվի՝ ատամնապսակի լայնությունը, երբ $Z_1 = 1$ կամ $Z_1 = 2$ ՝ $b_2 < 0,75 \cdot d_{a1}$, երբ $Z_1 = 4$ ՝ $b_2 < 0,67 \cdot d_{a1}$:



Նկ. 28. Որդնանիվի հաշվարկային սխեմա:

Որդնակային զույգի երկրաչափական պարամետրերն են՝

- մեկ զույգի փոխանցման թիվը՝

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Z_2}{Z_1},$$

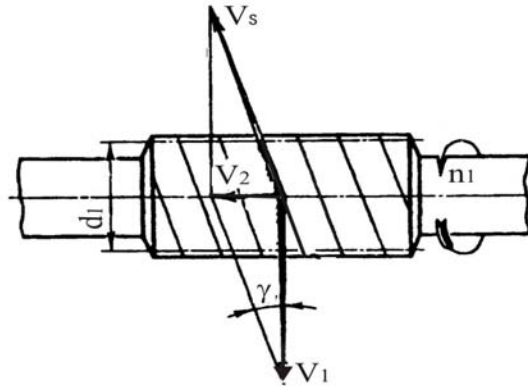
բայց ոչ թե $u = \frac{d_2}{d_1}$, քանի որ $u \neq \frac{m_s \cdot Z_2}{m_s \cdot q}$,

- որդնակային փոխանցման միջառանցքային հեռավորությունը՝

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_s \cdot q + m_s \cdot Z_2}{2} = \frac{m_s \cdot (q + Z_2)}{2}:$$

Ըստ Նկ. 29-ի՝ հարաբերական սահքի արագությունը կազմում է

$$V_s = \frac{V_1}{\cos \gamma} = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2 \cdot \cos \gamma}:$$



Նկ. 29. Որդնակային զույգի արագությունների որոշման հաշվարկային սխեմա:

Որդնակային (որպես պտուտակային) զույգի օ.գ.գ.-ն, երբ շարժումը հաղորդվում է որդնակից դեպի որդնանիվը, բնորոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ՝

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} :$$

Ըստ յուղման պայմանների, ինչպես նաև գլորման առանցքակալներում առաջացած կորուստների՝ որոշվում է որդնակային փոխանցման օ.գ.գ.-ն՝

$$\eta = (0,95 \div 0,96) \cdot \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} :$$

Մոտավոր հաշվարկների համար, ըստ որդնակի մուտքերի թվի, ընդունվում են օ.գ.գ.-ի հետևյալ արժեքները՝

- երբ $Z_1 = 1$, $\eta \approx 0,7 \div 0,75$,
- երբ $Z_1 = 2$, $\eta \approx 0,75 \div 0,82$,
- երբ $Z_1 = 4$, $\eta \approx 0,82 \div 0,92$:

Արագացնող մեխանիզմներում (մուլտիպլիկատորներում), երբ շարժումը հաղորդվում է որդնանիվից դեպի որդնակը, ուժերի ուղղության փոփոխման հետևանքով զույգի օ.գ.գ.-ն որոշվում է հետևյալ կերպ՝

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\gamma - \rho')}{\operatorname{tg} \gamma} :$$

Համաձայն ստացված արտահայտության՝ զույգի ինքնարգելակում է առաջանում, երբ $\gamma \leq \rho'$, այսինքն, երբ $\eta \leq 0,5$: Նման փոխանցում-

ներն օգտագործվում են բեռնամբարձ մեքենաներում, որոշ փոխադրող էլեկտրոններում և այլն:

Ուժային կախումները: F_n նորմալ ուժը, որն ազդում է կառչման բևեռում, բաժանվում է F_t , F_r և F_a բաղադրիչների (նկ.30), որոնք որոշվում են հետևյալ կերպ՝

- որդնակի շրջագծային և որդնանիվի առանցքային ուժերը՝

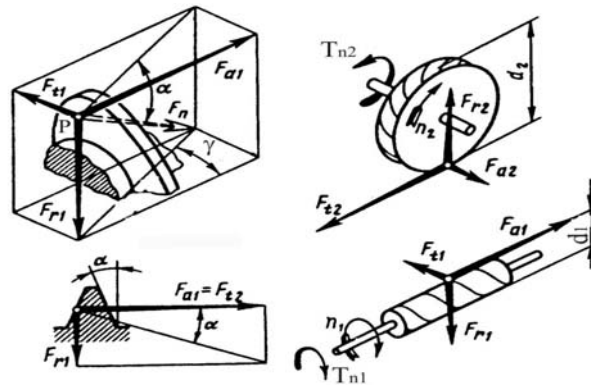
$$F_{t1} = 2 \cdot T_{n1} / d_1 = F_{a2}, \text{ Ն,}$$

- որդնակի և որդնանիվի շառավիղային ուժերը՝

$$F_{r1} = F_{t2} \cdot \tan \alpha = F_{r2}, \text{ Ն,}$$

- որդնակի առանցքային և որդնանիվի շրջագծային ուժերը՝

$$F_{a1} = 2 \cdot T_{n2} / d_2 = F_{t2}, \text{ Ն:}$$



Նկ. 30. Որդնակային զույգի կառչման գոտում առաջացած ուժերը:

Որդնակի և որդնանիվի առանցքային ուժերի ուղղությունները կախված են դրանց պտտման և որդնակի գալարների ուղղություններից:

2.3.5.2. Որդնակային փոխանցումների հաշվարկն ըստ ծռման ամրության

Երբ նվազ և միջին բեռնավորված ու տարբեր արագության որդնակային փոխանցումները չեն յուղվում, իսկ որդնանիվի պսակը պատրաստված է պողպատից, ապա որդնակային զույգի չափերը հաշվարկվում են ըստ ծռման ամրության պայմանի:

Բեռնավորված ուժային որդնակային փոխանցումների դեպքում,

երբ որդնանիվի պսակը պատրաստված է հակաշփական գունավոր նյութերից, որդնանիվի ատամները ստուգվում են նաև ըստ ծռման ամրության:

Քանի որ որդնանիվը շեղատամ գլանային ատամնանիվ է, ապա ծռման ամրության պայմանը կազմում է

$$\sigma_{F2} = \frac{K_H \cdot F_{t2} \cdot Y_{F2}}{L_{\min} \cdot m_s} \leq [\sigma]_{F2},$$

որտեղ՝ $L_{\min}$ -ը կառչման գոտում հպումային գծի նվազագույն երկարությունն է, $L_{\min} = 1,3 \cdot d_1 / \cos \gamma$, իսկ F_{t2} -ը՝ շրջագծային ուժը, $F_{t2} = 2 \cdot T_{n2} / d_2$:

Արժեքները տեղադրելու դեպքում ստացվում է

$$\sigma_{F2} = \frac{2 \cdot K_H \cdot T_{n2} \cdot Y_{F2} \cdot \cos \gamma}{m_s \cdot 1,3 \cdot d_1 \cdot d_2} \leq [\sigma]_{F2}:$$

Որդնակի գալարի վերելքի կամ որդնանիվի ատամի թեքության անկյունը կարող է գտնվել հետևյալ միջակայքում՝

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{Z_1}{q} = \frac{1}{10} \div \frac{4}{10},$$

որտեղից երևում է, որ $Z_1 = 1$ դեպքում $\operatorname{tg} \gamma = 0,1$, $\gamma = 5,71^\circ$, $\cos \gamma = \cos 5,71^\circ = 0,995$, իսկ $Z_1 = 4$ դեպքում $\operatorname{tg} \gamma = 0,4$, $\gamma = 21,8^\circ$, $\cos \gamma = \cos 21,8^\circ = 0,928$:

Վերջին արժեքները տեղադրելու համաձայն՝

$$\sigma_{F2} = \frac{2 \cdot K_H \cdot T_{n2} \cdot Y_{F2} \cdot (0,928 \div 0,995)}{1,3 \cdot m_s \cdot d_1 \cdot d_2} \leq [\sigma]_{F2}:$$

Ստացված արտահայտությունը ձևափոխելուց հետո ստացվում է հետևյալ ստուգիչ բանաձևը՝

$$\sigma_{F2} = \frac{(1,2 \div 1,5) K_H \cdot T_{n2} \cdot Y_{F2}}{m_s \cdot d_1 \cdot d_2} \leq [\sigma]_{F2},$$

որտեղից դուրս է բերվում վերջնական ստուգիչ բանաձևը՝

$$\sigma_{F2} = \frac{1,2 \cdot K_H \cdot T_{n2} \cdot Y_{F2}}{m_s \cdot d_1 \cdot d_2} \leq [\sigma]_{F2}, \text{ Ն/մմ}^2:$$

Վերջինիս համաձայն՝ ծռման ամրության հաշվարկի ժամանակ բեռնվածքի գործակիցը կազմում է

$$K_H = K_v \cdot K_\beta,$$

որտեղ՝ K_v -ն դինամիկական գործակիցն է, որն ընտրվում է ստանդարտով նախատեսված աղյուսակներից, K_β -ն՝ բեռնվածքի բաշխման անհավասարաչափության գործակիցը՝

$$K_\beta = 1 + (Z_2/\theta)^3 \cdot (1-X),$$

որտեղ՝ θ -ն որդնակի դեֆորմացիայի գործակիցն է, որն ընտրվում է ստանդարտով նախատեսված աղյուսակներից, իսկ X -ը՝ արտաքին բեռնվածքի գործակիցը, $X=0,3\dots 1,0$:

Նախագծման բանաձևը ստանալու համար $d_1 = m_s \cdot q$ և $d_2 = m_s \cdot Z_2$ արտահայտությունները ծռման ամրության բանաձևում տեղադրելու դեպքում ստացվում է առանցքային մոդուլի արտահայտությունը՝

$$m_s = \sqrt[3]{\frac{1,2 \cdot K_H \cdot T_{n2} \cdot Y_{F2}}{q \cdot Z_2 \cdot [\sigma]_{F2}}}, \text{ մմ},$$

որտեղ համարժեք գլանային ատամնանիվի պրոֆիլի Y_{F2} գործակիցն ընտրվում է ստանդարտով նախատեսված աղյուսակներից՝ ըստ համարժեք ատամների թվի՝ $Z_{h2} = Z_2/\cos^3\gamma$:

2.3.5.3. Որդնակային փոխանցումների հաշվարկն ըստ հպումային ամրության

Որդնակային ուժային փոխանցումները, որոնց որդնանիվի պսակը պատրաստված է հակաշփական, ինքնալուզվող նյութերից, հաշվարկվում են ըստ հպումային ամրության՝ անկախ փոխանցման յուղման կամ չյուղման:

Որդնակային զույգը հաշվարկվում է գլանային ատամնանիվային զույգի նման:

Նկ. 31-ից երևում է, որ որդնանիվի ատամի պրոֆիլը բնորոշվում է կորության ρ_2 շառավիղով, իսկ որդնակի գալարի պրոֆիլը, որ ուղիղ գիծ է՝ կորության $\rho_1 = \infty$ շառավիղով:

Հպումային լարումը կազմում է

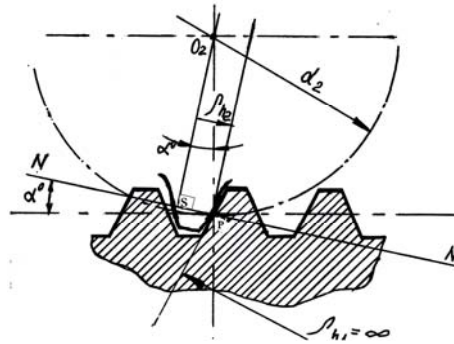
$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q \cdot E_p}{2 \cdot \pi \cdot (1 - \mu^2) \cdot \rho_p}} :$$

Երբ պսակը պատրաստված է բրոնզից, ապա, ըստ Պուասոնի գործակցի ($\mu = 0,35$), վերոհիշյալ բանաձևն ընդունում է հետևյալ տեսքը՝

$$\sigma_H = 0,425 \cdot \sqrt{\frac{q \cdot E_p}{\rho_p}},$$

որտեղ q -ն զծային բեռնվածքը կազմում է

$$q = \frac{F_n}{L_{\min}} :$$



Նկ. 31. Որդնակային փոխանցումների հաշվարկային սխեման ըստ հպումային ամրության:

F_n -ի և F_{t2} -ի կապը որոշելու համար ուսումնասիրվում է ուժային զուգահեռանիստը (Նկ. 30):

Ըստ $\frac{F_{t2}}{F_s} = \cos \gamma$, $F_s = \frac{F_{t2}}{\cos \gamma}$, $\frac{F_s}{F_n} = \cos \alpha$ արտահայտությունների՝

$$F_n = \frac{F_s}{\cos \alpha} = \frac{F_{t2}}{\cos \gamma \cdot \cos \alpha} :$$

Կառչման q -ի նվազագույն երկարությունը կազմում է

$$L_{\min} = 1,3 \cdot d_1 / \cos \gamma :$$

Վերջինս q -ծային բեռնվածքի արտահայտությունում տեղադրելու դեպքում ստացվում է

$$q = \frac{K_H \cdot F_{t2} \cdot \cos \gamma}{1,3 \cdot d_1 \cdot \cos \gamma \cdot \cos \alpha} = \frac{K_H \cdot F_{t2}}{1,3 \cdot \cos \alpha} = \frac{2 \cdot K_H \cdot T_{n2}}{1,3 \cdot d_1 \cdot d_2 \cdot \cos \alpha} :$$

Որդնանիվի ատամի և գալարի պրոֆիլների բերված կորության շառավիղը որոշվում է հետևյալ կերպ՝

$$\frac{1}{\rho_p} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{\infty} + \frac{1}{\rho_2} = 0 + \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{\rho_2} :$$

Ըստ Նկ. 31-ի O_2SP եռանկյան՝ $\rho_p = \rho_2 = d_2 \cdot \sin \alpha / 2$:

Քանի որ որդնակը պատրաստված է պողպատից, իսկ որդնանիվի պսակը՝ բրոնզից, Յունգի բերված մոդուլը որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ՝

$$E_F = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} = \frac{2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 0,95 \cdot 10^5}{2,1 \cdot 10^5 + 0,95 \cdot 10^5} = 1,33 \cdot 10^5, \text{ Ն/մմ}^2:$$

Վերջիններս հպումային լարման արտահայտությունում տեղադրելուց հետո ստացվում է

$$\sigma_H = 0,425 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot K_H \cdot T_{n2}}{1,3 \cdot d_1 \cdot d_2 \cdot \cos \alpha} \cdot \frac{1,33 \cdot 10^5}{\frac{d_2}{2} \cdot \sin \alpha}}:$$

Համաձայն $\alpha=20^\circ$ -ի և համապատասխան ձևափոխությունների՝ ստացվում է վերջնական ստուգիչ բանաձևը՝

$$\sigma_H = \frac{480}{d_2} \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot T_{n2}}{d_1}} \leq [\sigma]_H:$$

Վերջինիս ձևափոխումից էլ ստացվում է նախագծման բանաձևը՝

$$\sigma_H = 480 \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot T_{n2}}{d_1 \cdot d_2^2}} \leq [\sigma]_H, \text{ Ն/մմ}^2:$$

Համաձայն $d_1 = m_s \cdot q$ և $d_2 = m_s \cdot Z_2$ արտահայտությունների՝

$$\sigma_H = 480 \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot T_{n2}}{m_s \cdot q \cdot (m_s \cdot Z_2)^2}} \leq [\sigma]_H:$$

Վերջին բանաձևում $m_s = \frac{2 \cdot a}{Z_2 + q}$ արտահայտությունը տեղադրելուց հետո ստացվում է

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{480^2 \cdot K_H \cdot T_{n2} \cdot (Z_2 + q)^3}{(2 \cdot a)^3 \cdot q \cdot Z_2^2}} \leq [\sigma]_H, \text{ Ն/մմ}^2,$$

որտեղից

$$a = (Z_2 + q) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{170}{[\sigma]_H}\right)^2 \cdot \frac{K_H \cdot T_{n2}}{q \cdot Z_2^2}}:$$

Վերջինս q/q արտահայտությունով բազմապատկելու դեպքում ստացվում է նախագծման հետևյալ բանաձևը՝

$$\alpha = \left(\frac{Z_2}{q} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{170}{[\sigma]_H} \right)^2 \cdot K_H \cdot T_{n2}} , \text{ մմ:}$$

2.3.5.4. Որդնակային ռեդուկտորների ջերմային հաշվարկը

Որդնակային փոխանցումների շահագործման ժամանակ համեմատաբար մեծ մակերևույթի վրա առաջացած շփման ուժերի հետևանքով մեխանիկական աշխատանքի ընթացքում առաջանում է համեմատաբար բարձր ջերմաստիճան, որը հաղորդվում է մեքենամասերին, յուղին և ռեդուկտորի իրանին: Եթե յուղի ջերմաստիճանը գերազանցում է դրա մականիշին բնորոշ թույլատրելի արժեքը, ապա յուղի հատկությունների փոփոխման (մածուցիկության նվազման) պատճառով արագորեն առաջանում են ատամների քերծվածք և տրորվածք: Այս երևույթներից խուսափելու համար անհրաժեշտ է ապահովել ջերմային բալանս՝

$$Q_w < Q_h:$$

Վերջինիս համաձայն՝ որդնակային զույգի կողմից արտադրվող ջերմությունը կազմում է

$$Q_w = (1 - \eta) \cdot P_1, \text{ Վտ,}$$

որտեղ՝ η -ն որդնակային զույգի օ.գ.գ. -ն է, P_1 -ը՝ որդնակի հզորությունը, կՎտ,

իսկ որդնակային ռեդուկտորից հեռացվող ջերմությունը՝

$$Q_h = K_g \cdot F_n \cdot (t_j - t_o), \text{ Վտ:}$$

Արդյունքում ջերմային բալանսն արտահայտվում է հետևյալ կերպ՝

$$(1 - \eta) \cdot P_1 < K_g \cdot F_n \cdot (t_j - t_o),$$

որտեղ՝ K_g -ն իրանի ջերմահաղորդականության գործակիցն է, $K_g = 8 \div 15$, Վտ/մ²·C°, F_n -ն՝ ռեդուկտորի հովացվող մակերևույթի մակերեսը, մ², t_j -ն՝ յուղի ջերմաստիճանը, C°, t_o -ն՝ շրջակայքի օդի ջերմաստիճանը, որն ընդունվում է $t_o \approx 20^\circ$:

Այսպիսով, յուղի ջերմաստիճանը որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ՝

$$t_j = \frac{(1 - \eta) P_1}{K_g \cdot F_n} + t_o \leq [t]_j,$$

որտեղ $[t]_j$ -ն ռեդուկտորի արդյունաբերական յուղերի թույլատրելի ջերմաստիճանն է, $[t]_j < 70^\circ \div 90^\circ$:

Եթե ջերմադիմացկունության պայմանը չի բավարարվում, ապա համապատասխան ձևով մեծացվում է հովացվող մակերեսը կամ էլ կատարվում է արհեստական հովացում:

2.3.6. Պնդողակ - պտուտակ փոխանցումներ

2.3.6.1. Հիմնական տեղեկություններ

Պնդողակ-պտուտակ փոխանցումների պտուտական շարժումը փոխարինվում է ուղղագիծ համընթաց շարժմամբ: Այս փոխանցումները, հիմնականում կազմված լինելով պտուտակից և պնդողակից, օգտագործվում են ամբարձիչներում, մամլիչներում, մետաղահատ ու գլոցման հաստոցներում, բեռնամբարձ սարքավորումներում և այլն:

Ըստ շփման սկզբունքի՝ պնդողակ-պտուտակ փոխանցումները լինում են՝

- սահքի շփումով, որոնք հիմնականում օգտագործվում են միջին մեքենաշինության մեջ,
- գլորման շփումով, որոնք օգտագործվում են ճշտության բարձր աստիճան ունեցող փոխադրման մեխանիզմներում:

Ամբարձիչներում և մամլիչներում պնդողակը սովորաբար անշարժ է, իսկ պտուտակը կատարում է պտուտական ու համընթաց շարժումներ: Մետաղահատ հաստոցների ենթակիրներում (սուպորտներում) պտուտակը, որ առանցքի ուղղությամբ անշարժ է, կատարում է պտուտական շարժում, իսկ պնդողակը՝ առաջընթաց շարժում: Բեռնամբարձ կռունկների սլաքի թռիչքը փոփոխող մեխանիզմում նույնպես պտուտակը պտտվում է, իսկ պնդողակը կատարում է ուղղագիծ շարժում:

Պնդողակ-պտուտակ փոխանցումներում հիմնականում օգտագործվում են ստանդարտ սեղանաձև և հենարանային պարուրակներ: Որոշ դեպքերում օգտագործվում են նաև ոչ ստանդարտ ուղղանկյուն պարուրակներ, որոնց օ.գ.գ.-ն մեծ է ստանդարտ պարուրակների օ.գ.գ.-ից:

Պտուտակները, ըստ նշանակության, լինում են բեռնատար, ընթացքային և տեղադրման:

Ըստ փոխանցման շահագործման պայմանների՝ պտուտակները պատրաստվում են միջին ածխածնային (40, 45, 50), ավտոմատացված (À 2, À 20), լեգիրված (40X, 40XH), հազվադեպ 65À մակնիշի պողպատից, իսկ պնդողակները՝ բարձր մաշադիմացկունության հակաշփական նյութերից, ձուլվածքներից (Àđ. î Ô10-05, Àđ. î ÑÖ6-6-3, Àđ.10-1, ÀÑ×-1, ÀÂ×-1), ինչպես նաև գորշ թուջից:

2.3.6.2. Պնդողակ - պտուտակ փոխանցումների հաշվարկն ըստ մաշակայունության

Փոխանցման զույգի մեքենամասերի հիմնական քայքայման պատճառը պարուրակված մակերևույթների մաշումն է:

Մաշակայունության պայմանը՝

$$p = \frac{F_a}{A \cdot z'} = \frac{F_a}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z'} \leq [p], \text{ Ն/մմ}^2,$$

որտեղ՝ F_a -ն արտաքին առանցքային ուժն է, Ն, A-ն՝ մեկ գալարի աշխատանքային մակերևույթի մակերեսը, մմ², d_2 -ը՝ պարուրակի միջին տրամագիծը, մմ, H_1 -ը՝ պարուրակի աշխատանքային պրոֆիլի բարձրությունը, մմ, z' -ը՝ H բարձրությամբ պնդողակի գալարների թիվը, $z' = H/p_t$, [p]-ն՝ թույլատրելի ճնշումը:

Ըստ պնդողակի բարձրության $\psi_H = H/d_2$ գործակցի, որն ամբողջական պնդողակների համար կազմում է $\psi_H = 1,2 \dots 2,5$, իսկ քանդովի կամ կրկնակի պնդողակների համար՝ $\psi_H = 2,5 \dots 3,5$ և պարուրակի աշխատանքային պրոֆիլի բարձրության $\psi_{H1} = H_1/p_t$ գործակցի, որը սեղանաձև պարուրակի համար կազմում է $\psi_{H1} = 0,5$, իսկ հեղանային պարուրակի համար՝ $\psi_{H1} = 0,75$, ստացվում է պտուտակի նախագծման բանա-

ձևը՝

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F_a}{\pi \cdot \psi_H \cdot \psi_{H1} \cdot [p]}}, \text{ մմ:}$$

[p] թույլատրելի ճնշումը պտուտակային փոխանցումների համար ընտրվում է աղյուսակ 3-ից:

Աղյուսակ 3

Պտուտակային փոխանցումների թույլատրելի ճնշման արժեքները

Պտուտակային զույգի նյութը	Թույլատրելի ճնշումը, [p], Ն/մմ ²
Մխված պողպատ և բրոնզ	12 ÷ 13
Չմխված պողպատ և բրոնզ	8 ÷ 10
Մխված պողպատ և հակաշփական թուջ	7 ÷ 9
Չմխված պողպատ և հակաշփական թուջ	6 ÷ 7
Չմխված պողպատ և գորշ թուջ	5

Բեռնամբարձ սարքավորումներում [p]-ի արժեքը կարելի է մեծացնել 30÷40 %-ով:

2.3.6.3. Պնդօղակ - պտուտակ զույգի կառուցվածքային չափերի որոշումը

Հաշվարկված d_2 արժեքի հիման վրա ստանդարտով նախատեսված աղյուսակներից նախ՝ ընտրվում են մոտակա մեծ արժեքները (արտաքին տրամագիծը՝ d քայլը՝ p_t), ապա՝ որոշվում են պնդօղակի բարձրությունը՝ $H = \psi_H \cdot d_2$ և գալարների քանակն այդ բարձրության սահմանում՝ $z' = H / p_t < 10$: Անհրաժեշտության դեպքում մեծացվում է p_t քայլը:

Քառակուսի պարուրակի դեպքում որոշվում են՝

- գալարի բարձրությունը՝ $h = 0,1 \cdot d_2 = p_t / 2$,
- պարուրակի քայլը՝ $p_t = d_1 / 4 = 2 \cdot h$,
- ներքին տրամագիծը՝ $d_1 = d_2 - h$,
- արտաքին տրամագիծը՝ $d = d_2 + h = d_1 + p_t$:

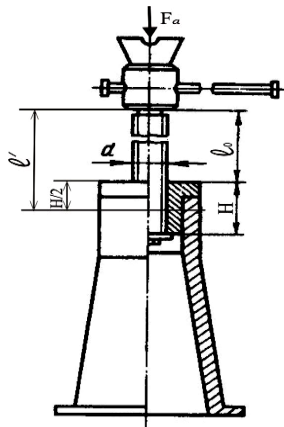
Բոլոր մյուս տեսակի պարուրակների դեպքում որոշվում են՝

- պարուրակի ընթացքը՝ $p_h = z \cdot p_t$,
- պարուրակի վերելքի անկյունը՝ $\text{tg} \psi = p_h / (\pi d_2)$:

Պտուտակավոր զույգերի համար շատ կարևոր է ապահովել ինքնարգելակման պայմանը՝

$$\psi < \varphi' = \arctg(f/\cos \gamma),$$

որտեղ γ -ն պարուրակի աշխատանքային մակերևույթի թեքության անկյունն է. մետրական պարուրակների համար $\gamma = 30^\circ$, սեղանաձև պարուրակների համար $\gamma = 15^\circ$, հենարանային պարուրակների համար $\gamma = 3^\circ$, քառակուսի պարուրակների համար $\gamma = 0$, $\varphi' = \varphi = \arctg f$:



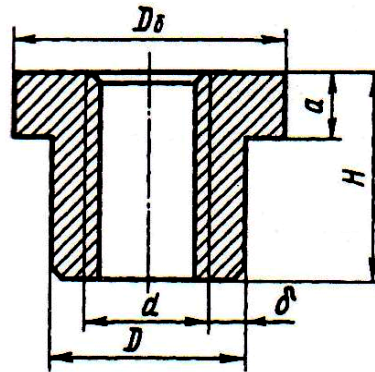
Նկ. 32. Պտուտակավոր ամբարձիչի հաշվարկային սխեմա:

Պտուտակի աշխատանքային մասի (տեղափոխման) երկարությունը (նկ. 32) որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ՝

$$\ell_0 = (8 \div 12) \cdot d, \text{ մմ:}$$

Պտուտակի ընդհանուր երկարությունը կազմում է $\ell = \ell_0 + H$, մմ:

Պնդոդակի չափերը (նկ. 33) ընդունվում են կառուցվածքային սկզբունքով, այն է՝ նստեցվածքային մակերևույթի տրամագիծը՝ $D = 1,5 \cdot d$, կցաշուրթի տրամագիծը՝ $D_y = 1,25 \cdot D$, բարձրությունը՝ $a = 0,25 \cdot H$:



Նկ. 33. Պտուտակային զույգի պնդոդակի հաշվարկային սխեմա:

Պնդոդակի ստացված չափերը ստուգվում են ըստ ձգման՝ համաձայն ոլորման ազդեցության՝

$$\sigma_\delta = \frac{4 \cdot 1,3 \cdot F_a}{\pi \cdot (D^2 - d^2)} \leq [\sigma]_\delta, \text{ Ն/մմ}^2,$$

որտեղ $[\sigma]_\delta$ -ն ձգման թույլատրելի լարումն է, $[\sigma]_\delta = 30 \div 50$, Ն/մմ² (բրոնզից կամ թուջից պատրաստված պնդոդակների համար):

Պնդոդակի կցաշուրթի հենարանային մակերևույթը ստուգվում է ըստ տրորման ամրության՝

$$\sigma_{տ} = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot (D_y^2 - D^2)} \leq [\sigma]_{տ}, \text{ Ն/մմ}^2,$$

որտեղ $[\sigma]_{տ}$ -ն թույլատրելի տրորման լարումն է, $[\sigma]_{տ} = 60 \div 80$, Ն/մմ² (բրոնզից կամ թուջից պատրաստված պնդոդակների համար):

Կցաշուրթի բարձրությունը ստուգվում է ըստ կտրման՝

$$\tau_y = \frac{F}{\pi \cdot D \cdot a} \leq [\tau]_y, \text{ Ն/մմ}^2,$$

որտեղ $[\tau]_q$ -ն թույլատրելի կտրման լարումն է, $[\tau]_q = 30 \div 50$, Ն/մմ² (բրոնզից կամ թուջից պատրաստված պնդողակների համար):

Սեղմված պտուտակները ստուգվում են ըստ կայունության՝ համաձայն հաշվարկային կայունության պաշարի գործակիցի որոշման՝

$$S = \sigma_y / \sigma_u < [S],$$

որտեղ՝ $[S]$ -ը թույլատրելի կայունության պաշարի գործակիցն է ընթացքային և բեռնատար պտուտակների համար, $[S] = 4 \div 5$, σ_u -ն՝ սեղմման հաշվարկային լարումը պտուտակի լայնական կտրվածքում՝

$$\sigma_u = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d_1^2} :$$

Կրիտիկական լարումը որոշվում է երեք եղանակով:

Երբ պտուտակներն ունեն մեծ ճկունություն, այսինքն՝ $\lambda > \lambda_{\text{սահ.}} = 100$ ($\lambda_{\text{սահ.}}$ -ը պտուտակի սահմանային ճկունությունն է, որը կախված է նյութից), կրիտիկական լարումը որոշվում է Էյլերի բանաձևով՝

$$\sigma_y = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2}, \text{ Ն/մմ}^2,$$

որտեղ E -ն պտուտակի առաձգականության (Յունգի) մոդուլն է. պողպատի համար $E = 2,1 \cdot 10^5$, Ն/մմ²:

Նյութերի դիմադրության դասընթացից հայտնի է, որ պտուտակի ճկունությունը որոշվում է հետևյալ բանաձևով՝

$$\lambda = \frac{\mu \cdot \ell'}{i},$$

որտեղ՝ ℓ' -ը պտուտակի հաշվարկային երկարությունն է, $\ell' = \ell_0 + H/2$, μ -ն՝ պտուտակի երկարության բերված գործակիցն ըստ պտուտակի ծայրերի ամրացման սկզբունքի:

Երբ պտուտակի մի ծայրն ազատ է, իսկ մյուսը՝ անշարժ (օրինակ՝ ամբարձիկներում), $\mu=2,0$, երբ երկու ծայրերն ամրացված են հողակապերով (օրինակ՝ մամլիչներում), $\mu=1,0$, երբ մի ծայրը անշարժ է, իսկ մյուսը՝ տեղակայված հողակապով, $\mu=0,7$, երբ երկու ծայրերն անշարժ են՝ $\mu=0,5$:

Պտուտակի կտրվածքի մակերեսի իներցիայի շառավիղը որոշվում է հետևյալ բանաձևով՝

$$i = \sqrt{\frac{4 \cdot I}{\pi \cdot d_1^2}} = d_1/4, \text{ մմ},$$

որտեղ պտուտակի լայնական կտրվածքի իներցիայի մոմենտը կազմում է

$$I = \frac{\pi \cdot d_1^4}{64} \cdot \left(0,4 + 0,6 \cdot \frac{d}{d_1} \right), \text{ մմ}^4:$$

Երբ պտուտակներն ունեն միջին ճկունություն, այսինքն՝ $60 < \lambda < \lambda_{\text{սահ.}} = 100$, կրիտիկական լարումը որոշվում է Տետմայեր-Յասինսկու բանաձևով՝

$$\sigma_y = a - b \cdot \lambda, \text{ Ն/մմ}^2,$$

որտեղ a -ն և b -ն էմպիրիկ գործակիցներ են, որոնք ընտրվում են աղյուսակ 4-ից:

Աղյուսակ 4

a և b էմպիրիկ գործակիցների արժեքները

Պտուտակի պողպատի մակնիշը	a	b
	Ն/մմ^2	
Ст. 4	328	1,1
Ст.5	350	1,15
45	450	1,67
50	473	1,87

Երբ պտուտակներն ունեն նվազ ճկունություն, այսինքն՝ $\lambda < 60$, չեն ստուգվում ըստ կայունության:

Գերբեռնավորված պտուտակներն անհրաժեշտ է ստուգել նաև ըստ համարժեք լարումների ամրության (էներգիայի վերափոխման օրենքի)՝

$$\sigma_h = \sqrt{\sigma_u^2 + 3 \cdot \tau_n^2} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d_1^2} \right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{16 \cdot T_n}{\pi \cdot d_1^3} \right)^2} \leq [\sigma]_u, \text{ Ն/մմ}^2,$$

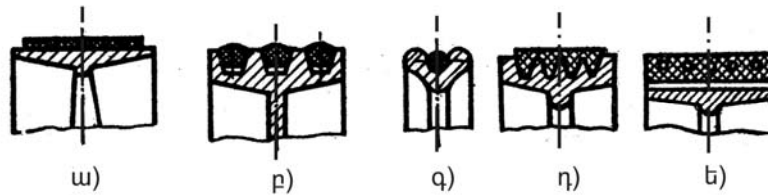
որտեղ $[\sigma]_u$ -ն թույլատրելի սեղմման լարումն է ըստ պտուտակի նյութի հոսունության սահմանի, $[\sigma]_u = \sigma_h / 3$:

2.4. Փոկային փոխանցումներ

2.4.1. Հիմնական տեղեկություններ

Փոկային փոխանցումները մեխանիկական սարքավորումներ են, որոնք պտտական շարժումը որոշակի հեռավորության վրա հաղորդում են շփման սկզբունքով՝ օժանդակ ճկուն փոկերի միջոցով:

Ըստ կտրվածքի՝ փոկային փոխանցումների փոկերը լինում են հարթ, սեպաձև, կլոր, բազմասեպաձև, ատամնավոր (նկ. 34):



Նկ. 34. Փոկերի տեսակները.

ա) հարթ, բ) սեպաձև, գ) կլոր, դ) բազմասեպաձև, ե) ատամնավոր:

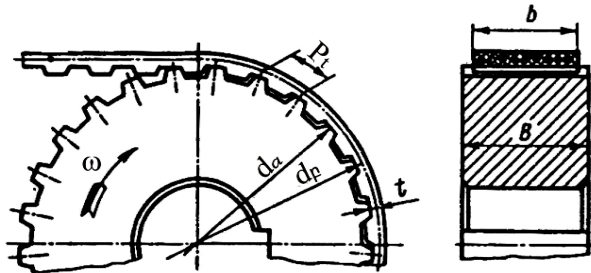
Հարթ փոկով փոկային (ա) փոխանցումները մյուս փոկային փոխանցումներից տարբերվում են առավել սահուն ընթացքով, բարձր արագությամբ և ավելի մեծ հեռավորությունների վրա շարժում փոխանցելու հնարավորությամբ (մինչև 15 մ): Այդ փոխանցումներն օգտագործվում են ≤ 40 մ/վրկ արագության և $P \leq 50$ կՎտ հզորության դեպքում:

Մեկ աստիճանի դեպքում փոխանցման թիվը կազմում է $u \leq 5$, իսկ օ.գ.գ.-ն՝ $\eta = 0,85 \div 0,98$:

Հարթ փոկով փոկային փոխանցումների ծառայության ժամկետը կազմում է $L_h = 500 \div 5000$ ժամ:

Կլոր փոկով փոկային (գ) փոխանցումները հիմնականում օգտագործվում են սարքերի մեխանիզմներում և կենցաղային մեքենաներում՝ $P \leq 1,0$ կՎտ, ≤ 100 մ/վրկ, $u \leq 3$, $\eta \approx 0,9 \div 0,95$ արժեքների դեպքում:

Սեպաձև (բ), բազմասեպաձև (դ) և ատամնավոր (ե) փոկերով փոկային փոխանցումները, որոնք հիմնականում ուժային փոխանցումներ են, օգտագործվում են շահագործման հետևյալ արժեքների դեպքում՝ $P \leq 100$ կՎտ, $V \leq 50$ մ/վրկ, $u \leq 7$, $\eta = 0,9 \div 0,98$, (սեպաձև և բազմասեպաձև), $P \leq 500$ կՎտ, $V \leq 80$ մ/վրկ, $u \leq 30$, $\eta = 0,94 \div 0,98$ (ատամնավոր):



Նկ. 35. Ատամնավոր փոկով փոկային փոխանցման սխեմա:

Ըստ փոկային փոխանցումների տեսակների կիրառման աստիճանի, կարևորության, կուրսային և դիալոնային նախագծերում դրանց օգտագործման անհրաժեշտության՝ սույն աշխատանքում ներկայացվում են հարթ ու սեպածն փոկերով փոկային փոխանցումների նախագծման հիմունքները:

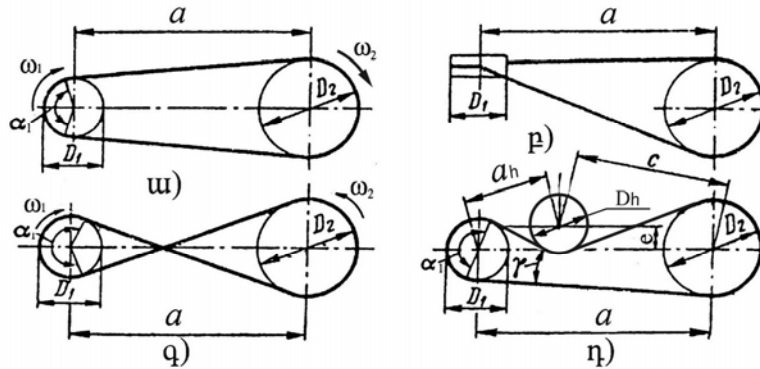
Փոկային փոխանցումներն ունեն հետևյալ առավելությունները՝ կառուցվածքի պարզություն, համեմատաբար ցածր ինքնարժեք, մեծ հեռավորությունների վրա փոքր և միջին բեռնվածքների հաղորդման հնարավորություն ($\alpha < 15^\circ$), սահուն ու անաղմուկ աշխատանք, թրթռակլանիչ հատկություն, ինչպես նաև հետևյալ թերությունները՝ արագընթաց փոխանցումներում փոկերի նվազ երկարակեցություն, մեծ գաբարիտային չափեր, փոկի ձգվածքի պատճառով հենարաններում առաջացող մեծ բեռնվածքներ, ոչ հաստատուն փոխանցման թիվ, պայթյունավտանգ միջավայրերում օգտագործման սահմանափակություն և այլն:

Փոկային փոխանցումները հիմնականում արագընթաց փոխանցումներ են, որոնք օգտագործվում են պտտական շարժումը էլեկտրաշարժիչից այլ սարքերին փոխանցելու համար: Փոխանցման թիվը սահմանվում է $u < 7$, շրջագծային արագությունը՝ $V < 50$ մ/վրկ, հզորությունը՝ $P < 50$ կՎտ:

Փոխանցման թվի և հզորության սահմանափակումը պայմանավորվում է փոխանցման գաբարիտների մեծացմամբ, իսկ շրջագծային արագության սահմանափակումը՝ փոկի արագացված մաշումով:

2.4.2. Հարթ փոկով փոկային փոխանցումներ

Ըստ պտտական շարժման եղանակի՝ օգտագործվում են նկ. 36-ում ներկայացված հարթ փոկով փոկային բաց փոխանցումները:

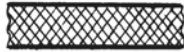


Նկ. 36. Հարթ փոկով փոկային փոխանցումների տեսակները.

ա) զուգահեռ առանցքներով, բ) խաչվող առանցքներով, գ) զուգահեռ առանցքներով, խաչվող փոկով, դ) զուգահեռ առանցքներով, ձգող հոլովակով:

Ըստ ստանդարտի՝ արտադրվում են հետևյալ հարթ փոկերը՝

- **ռետինե փոկեր** (ԳՈՍՏ 23831-79)՝ պատրաստված ռետինա-պատված բամբակագործվածքներից՝

տեսակ А -  - փոքր և միջին բեռնվածքների համար, $V < 30$ մ/վրկ,

տեսակ А́ -  - մեծ բեռնվածքների համար, $V < 20$ մ/վրկ,

տեսակ А̂ -  - փոքր բեռնվածքների համար, $V < 15$ վ/վրկ,

- **թաղանթային սինթետիկ փոկեր**՝ $\delta = 0,4 \div 1,2$ մմ հաստությամբ. օգտագործվում են $P < 15$ կՎտ և $V < 100$ մ/վրկ աշխատանքային պայմանների դեպքում,

- **բրոյա փոկեր** (ԳՈՍՏ 17-34-70)՝ պատրաստված հատուկ հեղուկներով ներծծված բրոյա գործվածքից. օգտագործվում են հատկապես հարվածային ռեժիմների դեպքում, $V < 30$ մ/վրկ,

- **կաշվե փոկեր** (ԳՈՍՏ 18679-73)՝ պատրաստված խոշոր եղջերավոր անասունների կաշվից. դիմացկուն են, օգտագործվում են ծանր շահագործման պայմաններում, $V < 45$ մ/վրկ:

Երկրաչափական պարամետրերը: Հարթ փոկով փոկային փոխանցումների (նկ. 37) երկրաչափական պարամետրերն են՝

- փոխանցման թիվը՝ $u = n_1/n_2 = \omega_1/\omega_2 = D_2/D_1$,
- միջառանցքային հեռավորությունը՝ $15 \text{ մ} > a > 2 \cdot (D_1 + D_2)$,
- տանող փականիվի պահանջվող տրամագիծը, որը որոշվում է Սավերինի բանաձևով՝ $D_1 = 60 \cdot \sqrt[3]{T_{n1}}$, մմ,

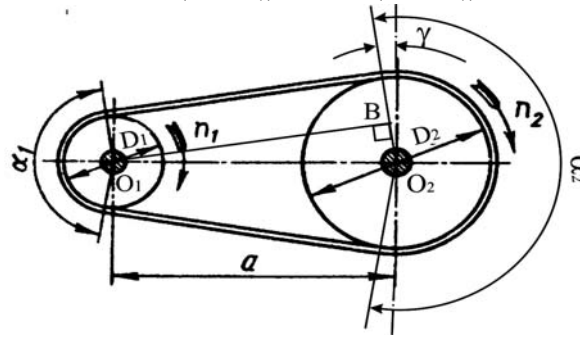
որտեղ T_{n1} -ը ոլորող մոմենտն է տանող փականիվի վրա, Ն · մ,

- փոկի հաշվարկային երկարությունը, երբ $u = 1$ ($D_1 = D_2$)՝

$$L = 2 \cdot O_1O_2 + \pi \cdot (D_1 + D_2) / 2 = 2 \cdot a + \pi \cdot D_1:$$

Ուժային փոխանցումների համար, երբ $u > 1$ ($D_1 < D_2$), փոկի հաշվարկային երկարությունը որոշվում է ըստ նկ. 37-ի՝

$$L = 2 \cdot O_1B + (\pi - 2 \cdot \gamma) \cdot D_1/2 + (\pi + 2 \cdot \gamma) \cdot D_2/2:$$



Նկ. 37. Փոկային փոխանցման հաշվարկային սխեմա:

O_1BO_2 եռանկյունուց երևում է, որ $O_1B = a \cdot \cos \gamma$, իսկ փոքր անկյունների համար $\sin \gamma = (D_2 - D_1) / 2 \cdot a \approx \gamma$:

Վերջիններս տեղադրելու դեպքում ստացվում է

$$L = 2 \cdot a \cdot \cos \gamma + \pi \cdot D_1/2 - \gamma \cdot D_1 + \pi \cdot D_2/2 + \gamma \cdot D_2 = 2 \cdot a \cdot \cos \gamma + \pi \cdot (D_1 + D_2)/2 + \gamma \cdot (D_2 - D_1):$$

$\cos \gamma$ -ն շարքի վերածելով՝ $\cos \gamma = 1 - \gamma^2/2 - \dots$ և վերոհիշյալ արտահայտության մեջ տեղադրելով ստացվում է՝

$$\begin{aligned} L &= 2 \cdot a \cdot (1 - \gamma^2/2) + \pi \cdot (D_1 + D_2)/2 + (D_2 - D_1)^2/2 \cdot a = \\ &= 2 \cdot a - 2 \cdot a \cdot \frac{(D_2 - D_1)^2}{2 \cdot 4 \cdot a^2} + \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) + (D_2 - D_1)^2/2 \cdot a = \\ &= 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{2 \cdot a} \cdot \left(1 - \frac{1}{2}\right): \end{aligned}$$

Փոկի անհրաժեշտ երկարությունը կազմում է

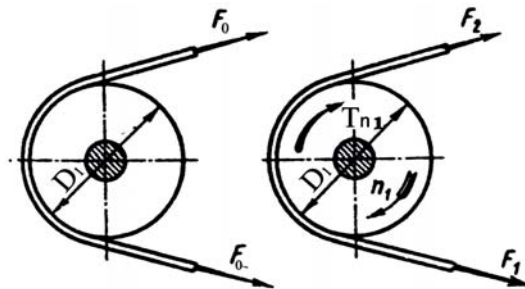
$$L = 2 \cdot a + \pi \cdot (D_1 + D_2) / 2 + (D_2 - D_1)^2 / 4 \cdot a, \text{ մ:}$$

Քանի որ փոկի ծայրերն ամրանում են միմյանց, ապա ստացված երկարությունն ավելացվում է 100...400 մմ-ով:

Տանող փոկանիվի փոկի ընդգրկման անկյունը կազմում է

$$\alpha = 180^\circ - 57^\circ \cdot (D_2 - D_1) / a > [\alpha] = 150^\circ:$$

Ուժային կախումները: Պտտական շարժում հաղորդելու համար փոկը փոկանիվների վրա տեղադրվում է որոշակի նախնական ձգվածքով (F_0): Պարապընթաց վիճակում փոկի երկու ճյուղերը ձգվում են նույն ուժով (F_0): Պարապընթաց և աշխատանքային պայմաններում տանող փոկանիվի հանգույցը պատկերված է նկ. 38-ում:



Նկ. 38. Փոկային փոխանցման ճյուղերում առաջացած ուժերը:

Շարժում հաղորդելու ժամանակ արտաքին ուժերից առաջացած պտտող մոմենտների հավասարակշռության հավասարումն է

$$T_{n1} - F_1 \cdot D_1 / 2 + F_2 \cdot D_1 / 2 = 0:$$

$T_{n1} = F_{t1} \cdot D_1 / 2$ արտահայտությունը տեղադրելու և $D_1 / 2$ -ը կրճատելու դեպքում ստացվում է

$$F_{t1} = F_1 - F_2: \quad (1)$$

Ակնհայտ է, որ ինչքան ձգվում է փոկի աշխատանքային ճյուղը, այնքան սեղմվում է պարապընթաց ճյուղը, այսինքն՝

$$F_1 = F_0 + \Delta F \quad \text{և} \quad F_2 = F_0 - \Delta F:$$

$\Delta F = F_0 - F_2$ հավասարումը որոշելու և փոկի աշխատանքային ճյուղի արտահայտության մեջ տեղադրելու դեպքում

$$F_1 + F_2 = 2 \cdot F_0: \quad (2)$$

(1) և (2) հավասարումները համատեղ լուծելուց հետո ստացվում են

$$F_1 = F_0 + F_{t1} / 2 \quad \text{և} \quad F_2 = F_0 - F_{t1} / 2:$$

Փոկի ճյուղերի մեջ առաջանում է նաև կենտրոնախույս ճիգ՝

$$F_{\text{կ}} = q \cdot V^2,$$

որտեղ q -ն փոկի գծամետրի կշիռն է, կգ/մ:

Չաշխատող փոկային փոխանցումների հեմարաններում նախնական ճիգից առաջացող գումարային բեռնվածքը (նկ. 39 ա) կազմում է

$$F_h = 2 \cdot F_0 \cdot \sin(\alpha/2):$$

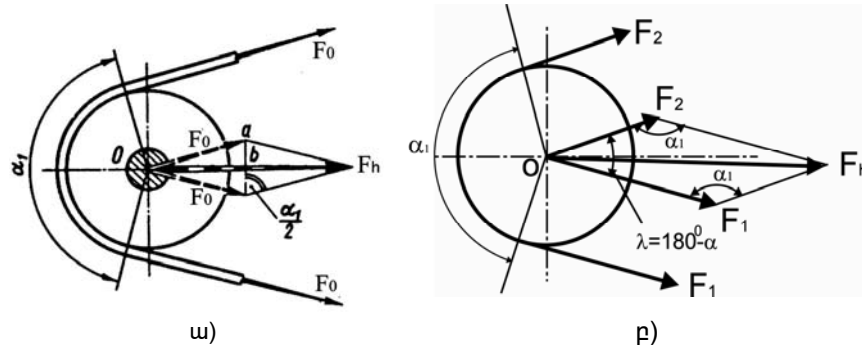
Աշխատող փոկային փոխանցումների դեպքում գումարային բեռնվածքը հեմարաններում որոշվում է ըստ ուժային զուգահեռանիստի (նկ. 39 բ)՝ համաձայն կոսինուսների թեորեմի՝

$$F_h = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos(180^\circ - \alpha_1)}:$$

ճուղերի մեջ առաջացած նախնական ճիգերը կարելի է որոշել հետևյալ բանաձևով՝ $F_0 = \sigma_0 \cdot S$:

Նախնական ձգվածքից առաջացած լարումն ընդունվում է

$$\sigma_0 = 1,6 \div 2,0, \text{ Ն/մմ}^2:$$



Նկ. 39. Հեմարաններում ազդող F_h ուժի որոշման հաշվարկային սխեմա:

Նշված ճիգերից առաջանում են համապատասխան լարումներ (նկ. 40)՝

$$\sigma_1 = F_1/S = \sigma_0 + \sigma_{Ft}/2, \quad \sigma_2 = F_2/S = \sigma_0 - \sigma_{Ft}/2, \quad \sigma_1 + \sigma_2 = 2 \cdot \sigma_0,$$

որտեղ՝ σ_1 -ն աշխատանքային ճյուղում առաջացած լարումն է, σ_2 -ը՝

պարապընթաց ճյուղում առաջացած լարումը:

Օգտակար լարումը կազմում է

$$\sigma_{Ft} = F_{t1}/S = \sigma_1 - \sigma_2,$$

կենտրոնախույս ուժերից առաջացած լարումը՝

$$\sigma_{\text{կ}} = F_{\text{կ}}/S,$$

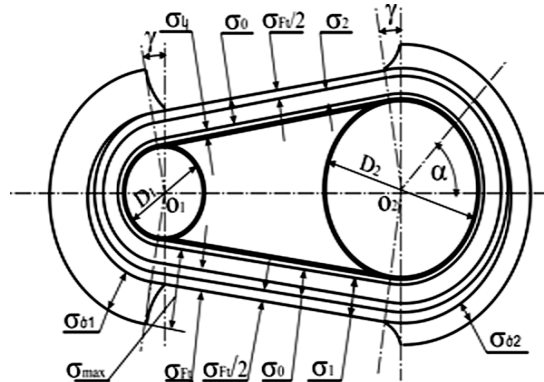
որտեղ S -ը փոկի հատույթի մակերեսն է:

Բացի նշված լարումներից, փոկի և փոկանիվների կցման

տեղամասերում առաջանում են մաս ծռման լարումներ (Յուկի օրենք)`

$$\sigma_{\delta 1} = \lambda_1 \cdot E \quad \text{և} \quad \sigma_{\delta 2} = \lambda_2 \cdot E,$$

որտեղ`  $\lambda_1, \lambda_2$ -ը փոկի արտաքին մակերևույթի թելիկների հարաբերական երկարացումներն են համապատասխանաբար տանող և տարվող փոկանիվների վրա,  $\lambda_1 = \delta / D_1$ ,  $\lambda_2 = \delta / D_2$ ,  $E$ -ն` փոկի առաձգականության մոդուլը:



Նկ. 40. Փոկային փոխանցման փոկի ճյուղերում առաջացած լարումները:

Փոկի լարումների դիագրամը կառուցելու միջոցով կարելի է որոշել գումարային և առավելագույն լարումները փոկի ցանկացած հատվածում:

2.4.3. Սեպածն փոկով փոկային փոխանցումներ

Սեպածն փոկով փոկային փոխանցումներն օգտագործվում են $P \leq 100$ կվտ հզորությամբ, $V \leq 50$ մ/վրկ շրջագծային արագությամբ աշխատանքային ռեժիմների համար:

Հարթ փոկով փոկային փոխանցումների համեմատությամբ սեպածն փոկով փոկային փոխանցումներն ունեն հետևյալ առավելությունները` փոկի սեպածնության պատճառով ավելի մեծ հզորությունների հաղորդում, ավելի փոքր ընդգրկման անկյուն ( $\alpha_1$ ), ինչպես նաև հետևյալ թերությունները` փոկերի առավել նվազ երկարակեցություն, փոկանիվների հարաբերական բարձր ինքնարժեք, ցածր օ.գ.գ., բազմապրոֆիլային փոկանիվների դեպքում փոկերի անհավասարաչափ աշխատանք, մաշում և այլն:

Սեպածն փոկով փոկային փոխանցումները նպատակահարմար է օգտագործել փոքր հեռավորությունների, փոխանցման մեծ թվերի և լիսեռների ուղղահայաց դասավորության դեպքում:

Սեպածն փոկով փոկային փոխանցումները լինում են՝

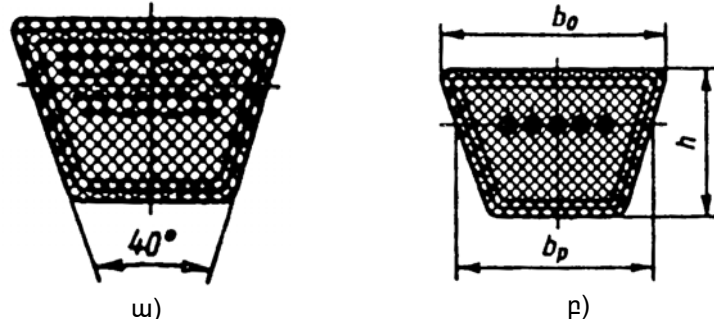
- **ընդհանուր նշանակության** (ԳՈՍՏ 1284-80), որոնք օգտագործվում են ընդհանուր նշանակության հաղորդակներում և ստանդարտով արտադրվում են յոթ կատարումներով (ըստ հատույթի մեծության)՝ $\hat{1}$, $\hat{A}$, $\hat{A}$, $\hat{A}$, $\hat{A}$, $\hat{A}$, $\hat{A}$:
- **օդափոխիչային** (ԳՈՍՏ 5813-76), որոնք օգտագործվում են ավտոտրակտորային ու գյուղատնտեսական այլ մեքենաներում և ստանդարտով արտադրվում են հինգ կատարումներով (ըստ հատույթի մեծության)՝ 1, 2, 3, 4, 5:

Սեպածն փոկերն արտադրվում են տարբեր տրամագծեր ունեցող անվերջ օղակների տեսքով:

Ըստ փոկերի չեզոք գոտում գտնվող կրող շերտի կառուցվածքի՝ սեպածն փոկերը լինում են **կորդքուղային և կորդգործվածքային** (նկ. 41):

Կորդն ամուր ոլորված թել է, որի վրա ձուլվում է ռետինագործվածքային շերտ:

Կորդքուղային փոկերն ավելի ճկուն են ու դիմացկուն և, որպես օդափոխիչային փոկեր, կիրառվում են արագընթաց փոխանցումներում:



Նկ. 41. Սեպածն փոկերի կտրվածքի տեսակները.
ա) կորդգործվածքային, բ) կորդքուղային:

Կորդգործվածքային փոկերը կիրառվում են ընդհանուր նշանակության հաղորդակներում:

Սեպածն փոկերի բոլոր տեսակներն ունեն սեղանաձև տեսք: Դրանց պրոֆիլի անկյունը կազմում է $\phi_0 = 40^\circ$:

Երկրաչափական պարամետրերը: Սեպածն փոկով փոկային փոխանցումների երկրաչափական պարամետրերն են՝

- փոխանցման թիվը՝

$$u = n_1/n_2 = \omega_1/\omega_2 = D_2/D_1,$$

- միջառանցքային հեռավորությունը՝

$$2 \cdot (D_1 + D_2) > \alpha > 0,55 \cdot (D_1 + D_2) + h,$$

- տանող փականի վահանջվող տրամագիծը (ըստ Սավերինի բանաձևի)՝

$$D_1 = 60 \cdot \sqrt[3]{T_{n1}}, \text{ մմ},$$

- փոկի հաշվարկային երկարությունը՝

$$L = 2 \cdot \alpha + \pi \cdot (D_1 + D_2) / 2 + (D_2 - D_1)^2 / 4 \cdot \alpha, \text{ մ},$$

որի հիման վրա փոկերի երկարությունների ստանդարտ շարքից նախ՝ ընտրվում է առավել մոտ և մեծ արժեքը, ապա՝ ճշտվում միջառանցքային հեռավորությունը՝

$$\alpha = \frac{\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 8 \cdot \Delta^2}}{8},$$

որտեղ՝ $\lambda = 2 \cdot L - \pi \cdot (D_1 + D_2), \Delta = (D_2 - D_1),$

- տանող փականի փոկի ընդգրկման անկյունը՝

$$\alpha = 180^\circ - 57^\circ \cdot (D_2 - D_1) / \alpha > [\alpha] = 120^\circ:$$

Սեպաձև փոկով փոկային փոխանցման ճյուղերում առաջանում են ճիգեր և լարումներ, որոնք որոշվում են վերոհիշյալ արտահայտություններով: Նույն սկզբունքով որոշվում են նաև լարումների արժեքները և համապատասխանաբար կառուցվում են դրանց դիագրամները:

Փոկի նախագծման ժամանակ որոշվում է իրական օգտակար, թույլատրելի լարումը՝

$$[\sigma]_{Ft} = [\sigma]_{Ft-0} \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_n \cdot C_\theta, \text{ Ն/մմ}^2,$$

որտեղ՝ $[\sigma]_{Ft-0}$ -ն օգտակար թույլատրելի լարման աղյուսակային արժեքն է, որն ընտրվում է ստանդարտով նախատեսված աղյուսակներից՝ համաձայն շահագործման հետևյալ պայմանների՝ $\sigma_0 = 1,8 \text{ Ն/մմ}^2, V = 10 \text{ մ/վրկ}, \alpha = 180^\circ, \theta = 0^\circ, C_\alpha$ -ն՝ ընդգրկման անկյան գործակիցը, $C_\alpha = 1 - 0,003 \cdot (180^\circ - \alpha_1), C_v$ -ն՝ արագության գործակիցը. հարթ փոկերի համար $C_v = 1,03 - 0,003 \cdot V^2$, սեպաձև փոկերի համար $C_v = 1,04 - 0,004 \cdot V^2, C_n$ -ն՝ աշխատանքային ռեժիմի գործակիցը, C_θ -ն՝ փոխանցման թեքության և փոկի ձգվածության կարգավորման սկզբունքի գործակիցը (C_n և C_θ գործակիցներն ընտրվում են ստանդարտով նախատեսված

$$Z = \frac{F_t}{[\sigma]_{Ft} \cdot S} \leq [Z] = 8 ,$$

որտեղ S-ը մեկ փոկի հատույթի մակերեսն է:

2.4.4. Փոկերի հաշվարկն ըստ քարշային ունակության և երկարակեցության

Փոկերի աշխատունակության հիմնական չափանիշը քարշային ունակությունն է, որը բնորոշում է փոկի և փոկանիվի կցման աստիճանը:

Քարշային ունակությունը որոշելու համար կառուցվում են սահքի և օ.գ.գ.-ի կորերը:

Փորձնական եղանակով $F_0 = \text{const}$ նախնական ձգվածությունը հաստատուն թողնելու դեպքում որոշվում են՝

- ըստ փոկանիվների V_1 և V_2 շրջագծային արագությունների՝ ենթասահքի գործակիցը՝

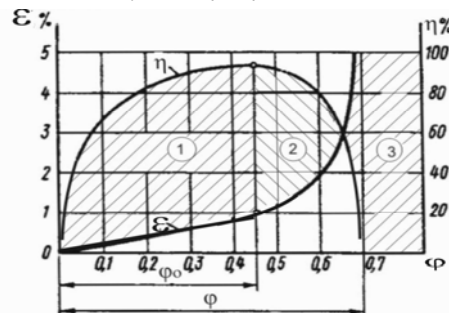
$$\varepsilon = (V_1 - V_2) / V_1,$$

- ըստ տանող և տարվող փոկանիվների P_1 և P_2 հզորությունների՝ փոխանցման օ.գ.գ.-ն՝ $\eta = P_2 / P_1$,

- ըստ օգտակար շրջագծային F_{t1} ուժի աստիճանաբար փոփոխման՝ քարշային գործակցի արժեքները՝

$$\varphi_0 = \frac{F_{t1}}{F_1 + F_2} = \frac{F_{t1}}{2 \cdot F_0} = \frac{\sigma_{Ft}}{2 \cdot \sigma_0} :$$

Վերջինիս համաձայն՝ որոշվում է օգտակար լարման առավելագույն օպտիմալ արժեքը՝ $\sigma_{Ft} = 2 \cdot \sigma_0 \cdot \varphi_0$:



Նկ. 42. Սահքի դիագրամը:

Ըստ սահքի դիագրամի (նկ. 42)՝ նշվում են հետևյալ աշխատանքային գոտիները՝

1. **Ճկուն սահքի գոտի**, որտեղ ենթասահքը բավականին փոքր է ($\varepsilon < 0,8 \%$), օ.գ.գ.-ն, ինչպես նաև փոկի երկարակեցությունը ձրգտում են առավելագույն արժեքի, քարշային գործակցի արժեքը կազմում է $\varphi_0 < 0,45$:

2. **Մասնակի սահքի գոտի**, որտեղ ենթասահքը սկսում է կտրուկ աճել ($0,8 < \varepsilon < 3 \%$), օ.գ.գ.-ն և փոկի երկարակեցությունը կտրուկ նվազում են, քարշային գործակցի արժեքը կազմում է $0,45 < \varphi < 0,65$, նկատվում են տեղապտտման երևույթներ:

3. **Լրիվ տեղապտտման գոտի**, որտեղ ենթասահքը ձգտում է անսահմանության, օ.գ.գ.-ն կտրուկ ձգտում է 0-ի, փոկն ունի նվազագույն երկարակեցություն, քարշային գործակցի արժեքը կազմում է $0,65 < \varphi < 0,7$, տարվող փոկանիվը կանգ է առնում:

Գրաֆիկից երևում է, որ շահագործման օպտիմալ պայմաններ են առաջանում, երբ

$$\varphi_0 = \frac{F_{t1}}{2 \cdot F_0} = 0,45:$$

Վերջինիս համաձայն՝ ստացվում է օգտակար շրջագծային ուժի պահանջվող արժեքը՝

$$F_{t1} = 2 \cdot F_0 \cdot \varphi_0,$$

որի դեպքում ապահովվում է փոխանցման օ.գ.գ-ի առավելագույն արժեքը:

Քարշային գործակցի օպտիմալ արժեքը (φ_0) փոկի յուրաքանչյուր տեսակի համար որոշվում է փորձնական եղանակով:

Երբ $\varphi > \varphi_0$, շահագործումը թույլատրվում է միայն փոխանցման գործարկման ժամանակ:

Փոկի երկարակեցությունը բնորոշվում է փոկի վազքի հաճախությամբ՝

$$U = V / L < [U],$$

որտեղ $[U]$ -ն փոկի վազքի թույլատրելի հաճախությունն է:

Միջին երկարակեցություն (2000÷3000 ժամ) ապահովելու համար ընդունված է հարթ փոկերի համար վերցնել $[U] < 10$ վրկ⁻¹, սեպածն փոկերի համար՝ $[U] < 20$ վրկ⁻¹, բազմասեպածն փոկերի համար՝ $[U] < 30$ վրկ⁻¹:

2.5. Շղթայավոր փոխանցումներ

2.5.1. Հիմնական տեղեկություններ

Շղթայավոր փոխանցումները պատկանում են ճկուն տարրերով կառչման փոխանցումների թվին, որոնք կազմված են տանող, տարվող (անհրաժեշտության դեպքում նաև ձգիչ ու պարուրիչ) աստղանիվներից և ճկուն շղթայից:

Շղթայավոր փոխանցումներն ունեն հետևյալ առավելությունները՝ տարբեր մեծության բեռնվածքների ($P < 300$ կՎտ) փոխանցում համեմատաբար մեծ հեռավորությունների վրա ($a < 5$ մ), փոխանցման թվի հաստատունություն, ինչպես նաև հետևյալ թերությունները՝ շղթայի օղակների ու աստղանիվի ատամների փոխադարձ հարվածի հետևանքով զգալի աղմուկի առաջացում և, դրա հետ կապված, արագության սահմանափակում, շղթայի համեմատաբար արագ մաշում, շղթայի ճյուղերի պարբերական ձգման անհրաժեշտություն, բարձր իքնարժեք և այլն:

Շղթայավոր փոխանցումները կիրառվում են տարբեր հեռավորությունների վրա համապատասխան հզորություններ հաղորդելու համար:

Շղթայավոր փոխանցումները լինում են՝

- ըստ կատարման՝ բաց և փակ,
- ըստ շարժման հաղորդման սկզբունքի՝ պտտման հաճախությունը նվազեցնող և բարձրացնող:

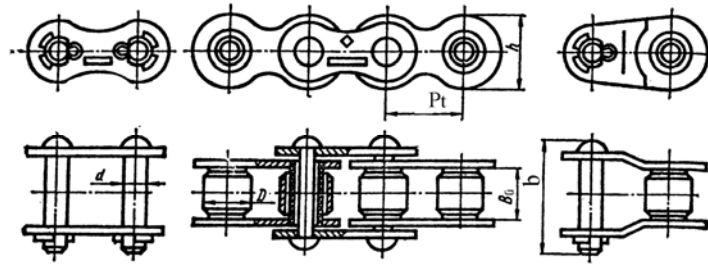
Ըստ շահագործման նշանակության՝ շղթաները դասակարգվում են շարժաբերային, բեռնավոր և քարշային շղթաների:

Շարժաբերային շղթաները (նկ. 43) օգտագործվում են տարբեր նշանակության մեքենաների հաղորդակներում, շահագործվում են տարբեր արագությունների դեպքում, ունեն փոքր կառչման քայլեր և առավել մաշակայուն են:

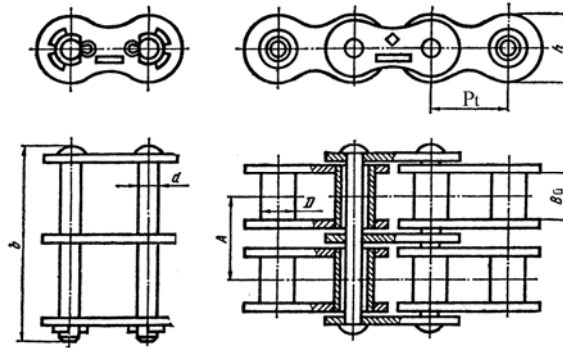
Բեռնավոր շղթաներն օգտագործվում են բեռներ տեղափոխելու համար, շահագործվում են փոքր արագությունների ($V < 0,25$ մ/վրկ) և մեծ բեռնվածքների դեպքում, լինում են օղակային ու թիթեղնավոր:

Քարշային շղթաներն օգտագործվում են փոխադրիչ մեքենաներում՝ բեռներ տեղափոխելու համար, շահագործվում են ոչ մեծ արագությունների դեպքում ($V = 2,0 \div 4,0$ մ/վրկ), ունեն մեծ քայլ:

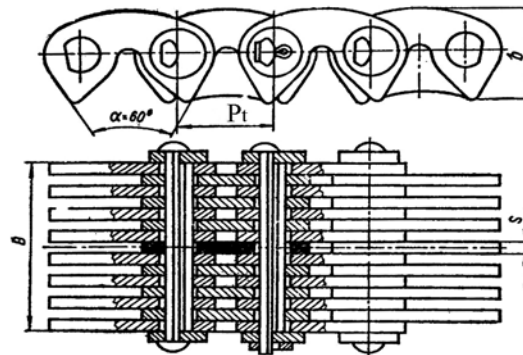
Սույն աշխատանքում ուսումնասիրվում են միայն շարժաբերային շղթաներով շղթայավոր փոխանցումները:



ա)



բ)



գ)

Նկ. 43. Շարժաբերային շղթաների տեսակները.

ա) հոլովակավոր միաշարք, բ) վռանավոր երկշարք, գ) ատամնավոր:

Շարժաբերային շղթաները հիմնականում օգտագործվում են նվազեցնող, ուժային փոխանցումներում և, ըստ ստանդարտի, լինում են՝

- Հոլովակավոր (ԳՈՍՏ 13568-75, նկ. 43 ա)՝ կազմված երկշարք արտաքին և ներքին թիթեղներից, որոնք մամլված են հոլովակներ կրող սռնիներին և վռաններին, օգտագործվում են $V < 15,0$ մ/վրկ արագությունների դեպքում:
- Վռանավոր (ԳՈՍՏ 13568-75, նկ. 43 բ), որոնք նույն հոլովակավոր շղթաներն են, սակայն առանց հոլովակների, օգտագործվում են $V < 1,0$ մ/վրկ արագությունների դեպքում:
- Ատամնավոր (ԳՈՍՏ 13552-81, նկ. 43 գ)՝ կազմված ատամնաձև պրոֆիլով թիթեղների կապոցների հողակապային միացումներից, օգտագործվում են $V < 25$ մ/վրկ արագությունների դեպքում:

Նշանակումների օրինակներ՝

1.2. ԴՅ 25,4-115300 ԳՈՍՏ 13568-75-երկշարք շարժաբերային հոլովակավոր շղթա. կառչման քայլը՝ $\Phi_t=25,4$ մմ, քայքայիչ ճիգը՝ $Q=115300$ Ն:

2. ԴԾԾ-միաշարք շարժաբերային հոլովակավոր շղթա՝ ուժեղացված թիթեղներով:

3. ԴԾԾ-միաշարք շարժաբերային հոլովակավոր շղթա՝ ծանր կատարմամբ:

4. ԴԾԵ-միաշարք շարժաբերային հոլովակավոր շղթա՝ ծռված թիթեղներով:

5.3 ԴԶ-եռաշարք շարժաբերային վռանավոր շղթա:

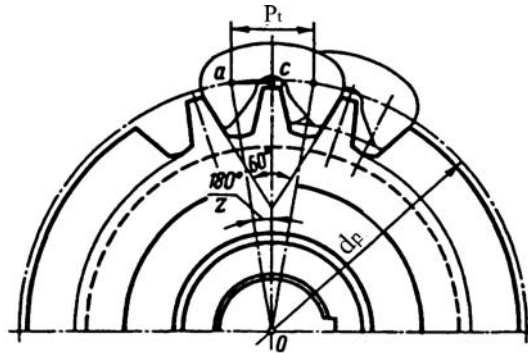
Շղթաների օղակները և թիթեղները պատրաստվում են 40, 45, 50, 30ԾԻ3Ա մակնիշների պողպատից (ջերմամշակումը՝ մխում (ԻՐՇ 32÷44)), սռնիները, հոլովակները և վռանները՝ 10, 15, 20, 12ԾԻ3Ա մակնիշների պողպատից (ջերմամշակումը՝ ցեմենտացում (ԻՐՇ 40 ÷ 65)):

Միջին և արագընթաց փոխանցումների աստղանիվները պատրաստվում են 40, 45, 40Ծ, 50Ա2, 35ԾԱՆԱ, 40ԾԻ մակնիշների պողպատից (ջերմամշակումը՝ մխում (ԻՐՇ 40÷50)):

Դանդաղընթաց փոխանցումների ($V < 3$ մ/վրկ) աստղանիվները նրպատակահարմար է պատրաստել $\tilde{N} \times 15$, $\tilde{N} \times 18$, $\tilde{N} \times 20$, $\tilde{N} \times 30$ մակնիշների գորշ թուջից (մակերևութային կարծրությունը՝ $\hat{A} 260 \div 300$):

Երկրաչափական պարամետրերը: Հոլովակավոր և վռնավոր շղթաների տանող աստղանիվի բաժանարար շրջանագծի տրամագիծը ստացվում է ըստ նկ. 44-ում պատկերված սխեմայի՝

$$d_{p1} = \frac{P_t}{\sin \frac{180}{Z_1}}, \quad d_{p2} = \frac{P_t}{\sin \frac{180}{Z_2}} :$$



Նկ. 44. Շարժաբերային շղթայի քայլի որոշման սխեմա:

Հոլովակավոր և վռնավոր շղթաների աստղանիվի արտաքին շրջանագծի տրամագիծը կազմում է

$$d_{a1} = P_t \cdot \left(0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180}{Z_1} \right), \quad d_{a2} = P_t \cdot \left(0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180}{Z_2} \right),$$

ատամնավոր շղթաների աստղանիվի արտաքին շրջանագծի տրամագիծը՝

$$d_{a1} = P_t \cdot \operatorname{ctg} \left(\frac{180}{Z_1} \right), \quad d_{a2} = P_t \cdot \operatorname{ctg} \left(\frac{180}{Z_2} \right) :$$

Տանող (փոքր) աստղանիվի ատամների թիվը հոլովակավոր և վռնավոր շղթաների համար կազմում է $Z_1 = 29 - 2 \cdot u$, իսկ ատամնավոր շղթաների համար՝ $Z_1 = 35 - 2 \cdot u$:

Շղթայավոր փոխանցման (նկ. 45) երկրաչափական պարամետրերն են՝

- փոխանցման թիվը՝

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{Z_2}{Z_1} ,$$

ընդունվում է $u < 7$,

- շղթայի գծային կամ աստղանիվի շրջագծային արագությունը՝

$$V_1 = \omega_1 \cdot \frac{d_{p1}}{2}, \text{ մ/վրկ,}$$

- բաժանարար շրջանագծի երկարությունն ըստ $\pi \cdot d_{p1} = Z_1 \cdot P_t$ կախվածության՝

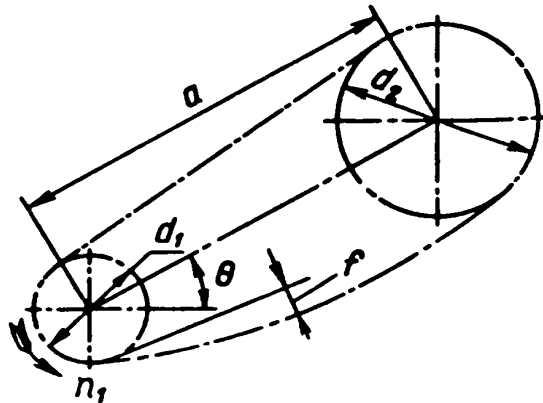
$$d_{p1} = Z_1 \cdot P_t / \pi, \text{ մմ,}$$

անկյունային արագությունը կազմում է $\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30},$

արդյունքում $V_1 = \frac{Z_1 \cdot P_t \cdot n_1}{60 \cdot 1000}, \text{ մ/վրկ,}$

- միջառանցքային հեռավորությունը (շարժաբերային շղթայավոր փոխանցումների համար)՝

$$a = (30 \div 50) \cdot P_t:$$



Նկ. 45. Շղթայավոր փոխանցման հաշվարկային սխեմա:

Միջակայքի փոքր արժեքները երաշխավորվում են փոխանցման փոքր թվերի դեպքում, իսկ մեծ արժեքները՝ փոխանցման մեծ թվերի դեպքում:

Շղթայի երկարությունը, արտահայտված քայլերով, որոշվում է փոկային փոխանցումների նման՝

$$L_{Pt} = \frac{2 \cdot a}{P_t} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{P_t}{a}:$$

Ընդ որում՝ ստացված արժեքը կլորացվում է մինչև զույգ թիվ ստանալը, որից հետո ճշտվում է միջառանցքային հեռավորությունը՝

$$\alpha = \frac{P_t}{4} \cdot \left[L_{pt} - \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \sqrt{\left(L_{pt} - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{Z - Z}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right], \text{ մմ:}$$

Փոխանցման նորմալ շահագործում ապահովելու համար ստացված միջառանցքային հեռավորությունը փոքրացվում է 0,2÷0,4 %-ով:

Ռիժային կախումները: Աշխատանքային ճյուղի մեջ առաջանում է օգտակար շրջանային ուժ՝

$$F_{tl} = \frac{2 \cdot T_{n1}}{d_{p1}}, \text{ Ն:}$$

Շղթայի տարվող ճյուղի կախվածքից առաջացած նախնական ձգվածությունը կազմում է

$$F_f = K_f \cdot q \cdot \alpha \cdot g, \text{ Ն,}$$

որտեղ՝ K_f -ը շղթայի կախվածքի գործակիցն է, $K_f = 6 \div 1$, (առավել մեծ արժեք ընդունվում է փոխանցման հորիզոնական դասավորության ժամանակ), q -ն՝ շղթայի գծամետրի կշիռը, կգ/մ, α -ն՝ շղթայավոր փոխանցման միջառանցքային հեռավորությունը, մ, g -ն՝ ազատ անկման արագացումը, $g = 9,81$, մ/վրկ²:

Արագընթաց շղթայավոր փոխանցումների ($V > 3$ մ/վրկ) ճյուղերում կենտրոնախույս ուժերից առաջացած ճիգը կազմում է

$$F_v = q \cdot V^2, \text{ Ն:}$$

Աշխատանքային ճյուղի մեջ առաջանում է հետևյալ գումարային ճիգը՝

$$F_l = F_{tl} + F_f + F_v:$$

Շղթան աստղանիվների լիսեռների վրա առաջացնում է հետևյալ գումարային ճիգը՝

$$F_q = F_{tl} + 2 \cdot F_f + 2 \cdot F_v:$$

2.5.2. Շղթայի հաշվարկն ըստ մաշակայունության

Ըստ աստղանիվի վրա շղթայի աշխատանքի ուսումնասիրման՝ շղթայի մեքենամասերը՝ թիթեղները, սոնիները, վռանները և հոլովակները, ենթարկվում են ձգման, տրորման, ծռման դեֆորմացիաների, ինչպես նաև մաշման: Առավել վտանգավոր է մաշումը (անկախ յուղման պայմաններից):

Շղթայի հողակապերի մաշակայունության պայմանը (բնութագրվում է ճնշումով) կազմում է

$$p = \frac{K_2 \cdot F_t}{S} \leq [p],$$

որտեղ K_2 -ն շղթայի շահագործման գործակիցն է՝

$$K_2 = K_\eta \cdot K_\alpha \cdot K_\theta \cdot K_\gamma \cdot K_n,$$

որտեղ՝ K_η -ն բեռնվածքի դինամիկական գործակիցն է. հանգիստ բեռնվածքների դեպքում $K_\eta = 1$, փոփոխական կամ հրումներով բեռնվածքների դեպքում $K_\eta = 1,25 \div 1,5$, ուժեղ հարվածների դեպքում $K_\eta = 1,8$, K_α -ն՝ միջառանցքային հեռավորության գործակիցը. երբ $\alpha \leq 25^\circ$, $K_\alpha = 1,25$, երբ $\alpha = (30 \div 50) \cdot P_t$, $K_\alpha = 1$, երբ $\alpha \geq 60^\circ$, $K_\alpha = 0,8$, K_θ -ն՝ փոխանցման թեքության անկյան գործակիցը. երբ $\theta \leq 60^\circ$, $K_\theta = 1$, երբ $\theta > 60^\circ$, $K_\theta = 1,25$, K_γ -ն՝ ձգվածության կարգավորման գործակիցը. ձգվածության կարգավորման դեպքում $K_\gamma = 1$, հակառակ դեպքում $K_\gamma = 1,25$, K_n -ն՝ յուղման սկզբունքի գործակիցը. տաշտակի մեջ թաթախման դեպքում $K_n = 0,8$, կաթիլային յուղման դեպքում $K_n = 1$, պարբերաբար յուղման դեպքում $K_n = 1,5$, K_n -ն՝ աշխատանքի շահագործման ռեժիմի գործակիցը. մեկ հերթափոխ աշխատանքի դեպքում $K_n = 1$, երկու հերթափոխ աշխատանքի դեպքում $K_n = 1,25$, երեք հերթափոխ աշխատանքի դեպքում $K_n = 1,5$, Տ-ը՝ շղթայի հողի պրոյեկցիայի մակերեսը, որը հոլովակավոր և վռանավոր շղթաների համար կազմում է

$$S = d_0 \cdot B \approx (0,25 \div 0,3) \cdot P_t^2 \cdot v,$$

որտեղ՝ d_0 -ն սոճու տրամագիծն է, B -ն՝ վռանի երկարությունը, իսկ v -ն՝ շղթայի շարժերի թիվը:

Ատամնավոր շղթաների դեպքում $S \approx 0,76 \cdot d_0 \cdot B$:

Աստղանիվների շրջագծային ուժը կազմում է

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_{n1}}{d_{p1}} = \frac{2 \cdot T_{n1}}{Z_1 \cdot P_t / \pi}:$$

Նշված պարամետրերը մաշադինամցկունության պայմանի մեջ տեղադրելուց հետո ստացվում է

$$p = \frac{2 \cdot \pi \cdot T_{n1} \cdot K_2}{Z_1 \cdot P_t \cdot 0,3 \cdot P_t^2 \cdot v} \leq [p], \text{ Ն/մմ}^2:$$

Վերջինիս համաձայն՝ անհրաժեշտ քայլը հոլովակավոր և վռանավոր շղթաների համար կազմում է

$$P_t \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_2 \cdot T_{n1}}{Z_1 \cdot [p] \cdot v}}, \text{ մմ},$$

իսկ ատամնավոր շղթաների համար՝

$$P_t \geq 3,3 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_2 \cdot T_{n1}}{Z_1 \cdot [p] \cdot \varphi_t}}, \text{ մմ},$$

որտեղ շղթայի լայնության գործակիցը, ըստ քայլի, ստանդարտով նախատեսված է

$$\varphi_t = \frac{B}{P_t} = 2 \div 8:$$

Ըստ ստանդարտով նախատեսված աղյուսակների՝ ընտրվում է շղթայի քայլի ստանդարտ արժեքը:

Ընտրված շղթան ստուգվում է ըստ ամրության պաշարի գործակցի՝

$$n = \frac{Q}{K_n \cdot F_t + F_f + F_v} \geq [n]:$$

Թույլատրելի ամրության պաշարի գործակիցը հոլովակավոր և վռանավոր շղթաների համար կազմում է $[n] = 7 \div 15$, իսկ ատամնավոր շղթաների համար՝ $[n] = 20 \div 40$:

Շղթան անհրաժեշտ է ստուգել նաև ըստ երկարակեցության՝

$$u = \frac{4 \cdot V_1}{L} \leq [u]:$$

$$V_1 = \frac{Z \cdot P_t \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \text{ և } L = L_{pt} \cdot P_t \text{ արտահայտությունները տեղադրելու դեպքում}$$

շղթայի երկարակեցության պայմանը, արտահայտված վազքի թվով (1/վրկ), կազմում է

$$u = \frac{4 \cdot Z_1 \cdot P_t \cdot n_1}{60 \cdot L_{pt} \cdot P_t} = \frac{Z_1 \cdot n_1}{15 \cdot L_{pt}} \leq [u]:$$

Հոլովակավոր և վռանավոր շղթաների համար $[u] = 15 \div 60 \text{ վ}^{-1}$, իսկ ատամնավոր շղթաների համար $[u] = 25 \div 80 \text{ վ}^{-1}$:

ԳԼՈՒԽ 3. ՊՏՏԱԿԱՆ ՇԱՐԺՈՒՄ ԱՊԱՅՈՎՈՂ ՍԵՔԵՆԱՍԱՍԵՐ

3.1. Սռնիներ և լիսեռներ

3.1.1. *Հիմնական տեղեկություններ*

Սռնիները նախատեսված են պտտվող կամ անշարժ մեքենամասերը տարածության մեջ պահելու համար: Դրանք ենթարկվում են ծրմման, ձգման կամ սեղմման դեֆորմացիաների (առանձին կամ համատեղ) և ոլորող մոմենտ չեն հաղորդում, ինչի հետևանքով չեն ենթարկվում ոլորման դեֆորմացիայի:

Լիսեռները նախատեսված են պտտվող մեքենամասերը տարածության մեջ պահելու և ոլորող մոմենտ հաղորդելու համար: Դրանք ենթարկվում են մշտական ոլորման, ինչպես նաև ծրմման, ձգման կամ սեղմման դեֆորմացիաների (առանձին կամ համատեղ):

Սռնիներն աշխատանքի ժամանակ լինում են, ինչպես պտտվող, այնպես էլ անշարժ, իսկ լիսեռները՝ միայն պտտվող:

Սռնիները և լիսեռները դասակարգվում են հետևյալ կերպ՝

- ըստ երկրաչափական առանցքի ձևի՝ ուղիղ և ոչ ուղիղ (ոչ ուղիղ լիսեռներին են պատկանում ծնկաձև և արտակենտրոն լիսեռները),
- ըստ երկրաչափական առանցքի հատկությունների՝ ճկուն և կոշտ,
- ըստ մակերևույթի ձևի՝ հարթ և աստիճանավոր:

Լիսեռները, ըստ նշանակման, լինում են շարժաքերային, արագընթաց, միջանկյալ, դանդաղընթաց, փոխհաղորդիչ (трансмиссионный) և այլն, իսկ ըստ կառուցվածքային հատկանիշների՝ բազմաերիթային, որդնակային ատամնանվակային և այլն:

Ընդհանուր և գյուղատնտեսական մեքենաշինության մեջ օգտագործվող սռնիներն ու լիսեռները, ըստ շահագործման պայմանների, հիմնականում պատրաստվում են ցածր ածխածնային (Ст.3, Ст.4, Ст.5), միջին ածխածնային (30, 40, 45) և լեգիրված (40X, 40XH, 30XH3A, 30XGT) պողպատից: Ավելի քիչ օգտագործվում են ձուլված պողպատը (35Л, 40Л, 45Л), գորշ թուջը և պլաստմասսան:

Առանցքակալների մեջ տեղադրված սռնիների և լիսեռների մակերևույթները կոչվում են՝

- **դարձյակներ.** սռնիների և լիսեռների ընդհանուր նշանակությամբ

- **բութակներ.** սոնիների և լիսեռների ծայրերում տեղադրված դարձյակները, որոնք հիմնականում բեռնվածքներ են ընդունում շառավիղային ուղղությամբ,
- **վզիկներ.** սոնիների և լիսեռների միջին մասերում տեղադրված դարձյակները:
- **կրունկներ.** սոնիների և լիսեռների առանցքային բեռնվածքի տակ գտնվող դարձյակները:

Մեքենամասերն ու սարքավորումները, որոնց վրա հենվում են դարձյակները, կոչվում են առանցքակալներ:

3.1.2. Սոնիների հաշվարկն ըստ ծռման (ստատիկ) ամրության

Որպես օրինակ՝ ուսումնասիրվում է կեռի կախոցի սոնին: Նախ՝ կազմվում է սոնու հաշվարկային սխեման (նկ. 46), որի վրա նշվում են բոլոր ազդող և հակազդող ուժերը, ինչպես նաև դրանց միջև եղած հեռավորությունները, ապա՝ որոշվում է սոնու առավել վտանգավոր հատույթը, որի համար էլ կազմվում է ծռման ամրության պայմանը, քանի որ սոնին ենթարկվում է ծռման դեֆորմացիայի՝

$$\sigma_{\delta} = \frac{M_{\delta}}{W_{\delta}} \leq [\sigma]_{\delta},$$

որտեղ M_{δ} -ն առավելագույն ծռող մոմենտն է, $M_{\delta} = R_{Z1} \cdot \alpha$:

Վտանգավոր հատույթում (գլանաձև պրոֆիլ) ծռման դիմադրության մոմենտը որոշվում է հետևյալ բանաձևով՝

$$W_{\delta} = \frac{\pi \cdot d_u^3}{32} \approx 0,1 \cdot d_u^3 :$$

Վերջինս ծռման ամրության պայմանի մեջ տեղադրելու դեպքում ստացվում է ստուգիչ բանաձևը՝

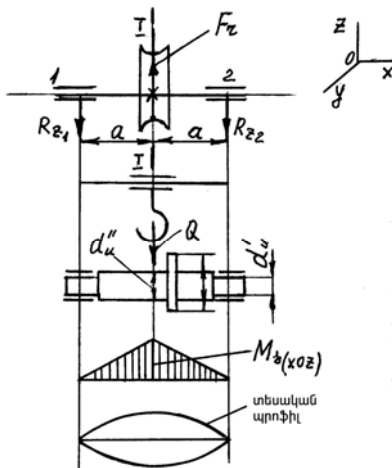
$$\sigma_{\delta} = \frac{M_{\delta}}{0,1 \cdot d_u^3} \leq [\sigma]_{\delta}, \text{ Ն/մմ}^2,$$

որտեղից դուրս է բերվում է նախագծման բանաձևը (սոնու անհրաժեշտ տրամագիծը վտանգավոր հատույթում)՝

$$d_u = \sqrt[3]{\frac{M_{\delta}}{0,1 \cdot [\sigma]_{\delta}}}, \text{ մմ:}$$

Միջին ածխածնային պողպատից պատրաստված պտտվող (շարժական) սոնիների դեպքում $[\sigma]_{\delta} = 60 \div 90 \text{ Ն/մմ}^2$, իսկ անշարժ սոնի-

ների դեպքում $[\sigma]_b$ -ի արժեքները բարձրացվում են 75 %-ով:



Նկ. 46. Սոնու հաշվարկային սխեման ըստ ծռման ամրության:

Ծռման էպյուր պատկերելու համար որոշվում է առավելագույն ծռող մոմենտը վտանգավոր կտրվածքում, որն առաջանում է xoz հարթությունում՝

$$M_{\delta(xoz)} = R_{Z1} \cdot a:$$

Սոնու տեսական պրոֆիլը հիշեցնում է ձգված էլիպս (խորանարդային պտտման պարաբոլիդ), այդ պատճառով էլ սոնիները և լիսեռները պատրաստվում են աստիճանանման:

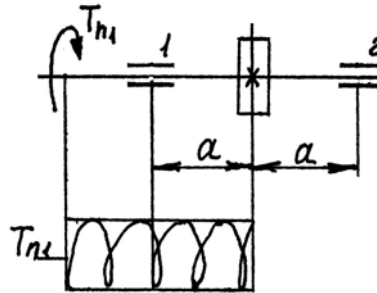
3.1.3. Լիսեռների հաշվարկն ըստ ոլորման ամրության

Նման հաշվարկ (նկ. 47) կատարվում է մուտքային և ելքային լիսեռների ծայրերի համար, որոնցում լիսեռները ենթարկվում են միայն ոլորման դեֆորմացիայի: Լիսեռների ծայրերը ոլորող մոմենտ են ստանում կցորդիչի միջոցով:

Ոլորման ամրության պայմանը վտանգավոր կտրվածքի համար կազմում է

$$\tau_n = \frac{T_{n1}}{W_n} \leq [\tau]_n,$$

որտեղ T_{n1} -ը ոլորող մոմենտն է, $T_{n1} = P_1 / \omega_1$, Ն · մմ:



Նկ. 47. Լիսեռի հաշվարկային սխեման ըստ ոլորման ամրության:

Ոլորման դիմադրության մոմենտը կլոր հատույթների համար որոշվում է հետևյալ բանաձևով՝

$$W_n = \frac{\pi \cdot d_{e1}^3}{16} \approx 0,2 \cdot d_{e1}^3:$$

Վերջիններս ամրության պայմանի մեջ տեղադրելու դեպքում ստացվում է ստուգիչ բանաձևը՝

$$\tau_n = \frac{T_{n1}}{0,2 \cdot d_{e1}^3} \leq [\tau]_n, \text{ Ն/մմ}^2,$$

որտեղից դուրս է բերվում նախագծման (լիսեռի ծայրի տրամագծի) բանաձևը՝

$$d_{e1} = \sqrt[3]{\frac{T_{n1}}{0,2 \cdot [\tau]_n}}, \text{ մմ},$$

որտեղ $[\tau]_n$ -ն ոլորման թույլատրելի լարումն է. ածխածնային պողպատի համար $[\tau]_n = 15 \div 40$, Ն/մմ²:

Թվային արժեքներն առանձնացնելուց հետո ստացվում է հետևյալ պարզեցված արտահայտությունը՝

$$d_{e1} = (0,5 \div 0,7) \cdot \sqrt[3]{T_{n1}}:$$

Լիսեռների մյուս մակերևույթների տրամագծերը որոշվում են կառուցվածքային սկզբունքով: Այսպես՝

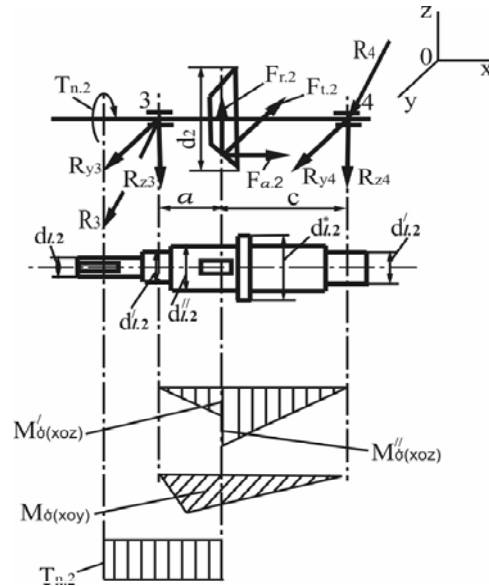
- առանցքակալի ներքին օղակի տակ գտնվող լիսեռի տրամագիծը՝ $d'_{e1} = d_{e1} + 5$, մմ,
- ատամնանիվի տակ գտնվող լիսեռի տրամագիծը՝

$$d''_{\ell 1} = '_{\ell 1} +$$

- հենարանային անվակունդի տրամագիծը՝ $d_{\ell 1}^* = d''_{\ell 1} + (5 \div 10)$,

մմ:

Նշված տրամագծերի նշանակումները ներկայացված են նկ. 48-ում:



Նկ. 48. Լիսեռի հաշվարկային սխեման ըստ բարդ դեֆորմացիայի:

3.1.4. Լիսեռների հաշվարկն ըստ ոլորման և ծռման համատեղ դեֆորմացիայի

Լիսեռների մեծ մասն աշխատում են ծռման և ոլորման դեֆորմացիաների համատեղ ազդեցությամբ: Այն լիսեռները, որոնց վրա տեղադրված են կոնական ատամնանիվներ կամ որդնանիվներ (որդնակներ), ենթարկվում են նաև ձգման ու սեղմման դեֆորմացիաների, սակայն դրանցից առաջացած համապատասխան լարումները զգալիորեն փոքր են լինում ծռման լարումներից, ինչի հետևանքով էլ այդ դեֆորմացիաներն անտեսվում են, և հաշվարկը կատարվում է ըստ ծռման ու ոլորման համատեղ ամրության:

Կազմվում են լիսեռի էսքիզն ու հաշվարկային սխեման, որոնց

վրա նշվում են ազդող և հակազդող բոլոր ուժերն ու դրանց միջև եղած հեռավորությունները (նկ. 48): Որոշվում են երկու հարթություններում առաջացած հենարանային և գունարային հակազդումները՝

$$R = \sqrt{R_y^2 + R_z^2} :$$

Ատամնանիվի տակ գտնվող լիսեռի կտրվածքում որոշվում է գունարային ծռող մոմենտը՝

$$M_{q,\delta} = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} ,$$

որտեղ $M_y = R_y \cdot a$ և $M_z = R_z \cdot a$ արտահայտությունները ցույց են տալիս համապատասխան հարթություններում F_t , F_r , F_a ուժերից առաջացած ծռող մոմենտները:

Ըստ նկ. 48-ի՝ xoz հարթությունում առաջանում են $M'_\delta = R_{z4} \cdot a$ և $M''_\delta = R_{z3} \cdot a$ ծռող մոմենտները, որոնց թռիչքը կազմում է $M''_\delta - M'_\delta = F_{a2} \cdot d_2 / 2$: Համարժեք մոմենտը որոշվում է հետևյալ բանաձևով՝

$$M_h = \sqrt{M_{q,\delta}^2 + T_n^2} :$$

Համարժեք լարումը որոշվում է համաձայն երրորդ ամրության տեսության, ըստ որի՝ ստացվում է ստուգիչ բանաձևը՝

$$\sigma_h = \frac{M_h}{W_\delta} = \frac{M_h}{0,1 \cdot d_\ell^3} \leq [\sigma]_\delta ,$$

որտեղից դուրս է բերվում նախագծման բանաձևը (ատամնանիվի տակ գտնվող վտանգավոր հատվածում)՝

$$d_\ell = \sqrt[3]{\frac{M_h}{0,1 \cdot [\sigma]_\delta}} , \text{ մմ:}$$

Վերջինիս արժեքը ճշտվում է համաձայն ստանդարտով նախատեսված աղյուսակների (ընդունվում է առավել մեծ արժեք):

Ատամնանիվի տակ գտնվող լիսեռի տրամագիծը d_ℓ'' -ով նշանակելու դեպքում կառուցվածքային սկզբունքով որոշվում են լիսեռի մյուս տրամագծերը՝

- առանցքակալի տակ գտնվող լիսեռի տրամագիծը՝

$$d'_e = d''_e - 5, \text{ մմ},$$

- ատամնանիվի տակ գտնվող լիսեռի տրամագիծը՝

$$d_e = d'_e - 5, \text{ մմ},$$

- հենարանային անվակունդի տրամագիծը՝ $d^* = d'_e + (5 \div 10)$, մմ:

3.1.5. Սռնիների և լիսեռների հաշվարկն ըստ կոշտության

Հաշվարկն ըստ կոշտության հիմնականում կատարվում է, երբ սռնու և լիսեռի չափերը որոշված են լինում ստուգիչ հաշվարկի արդյունքում (նպատակահարմար է հաշվարկի ենթարկել այն սռնիներն ու լիսեռները, որոնց մոտ $\ell/d > 3$):

Առանցքակալների և ատամնավոր զույգերի ճիշտ աշխատանքի համար անհրաժեշտ է ապահովել սռնիների ու լիսեռների բավարար կոշտությունը, ինչի ժամանակ ստեղծվում է ճնշման հավասարաչափ բաշխում ատամների և առանցքակալների հպումային գծերի վրա:

Սռնիների և լիսեռների կոշտությունն ըստ ծռման ապահովելու համար անհրաժեշտ է նախ ապահովել հետևյալ պայմանները՝

$$y < [y], \text{ մմ}, \quad \theta < [\theta], \text{ աստ. (ռադ)},$$

որտեղ y -ը և θ -ն առանցքի ճկվածքի ու տեղաշարժի անկյան իրական արժեքներն են, որոնք որոշվում են «Նյութերի դիմադրություն» առարկայի բանաձևերով:

Անհրաժեշտության դեպքում լիսեռները ստուգվում են նաև ըստ ոլորման՝

$$\varphi = \frac{T_n \cdot \ell}{G \cdot I_o} \leq [\varphi], \text{ աստ. (ռադ)},$$

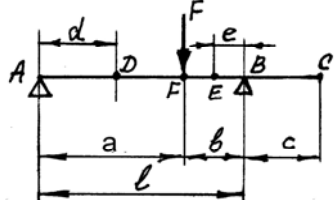
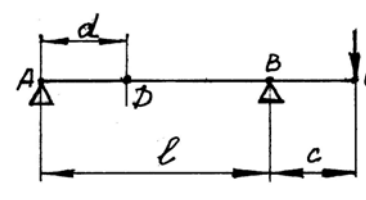
որտեղ T_n -ն ոլորող մոմենտն է լիսեռի վրա, G -ն՝ լիսեռի հատույթի ճկունության մոդուլը տեղաշարժման ժամանակ, I_o -ն՝ լիսեռի հատույթի մակերեսի իներցիայի բևեռային մոմենտը, $I_o = 0,1 \cdot d^4$, մմ⁴, $[\varphi]$ -ն՝ շրջադարձի թույլատրելի անկյունը. լիսեռի մեկ մետր երկարության համար (հաստոցաշինությունում) $[\varphi] < 5'$, փոխհաղորդիչ լիսեռների համար $[\varphi] < 15' \div 20'$:

Երկու հենարաններով սռնիների ու լիսեռների y և θ արժեքների որոշման բանաձևերը բերված են աղյուսակ 5-ում:

Բանաձևերում E -ն սոնու կամ լիսեռի նյութի առաձգականության մոդուլն է, I -ն՝ սոնու կամ լիսեռի կտրվածքի մակերեսի իներցիայի մոմենտը, Δ , F -ը՝ շառավիղային ծռող ուժը, N ։

Աղյուսակ 5

Սոնիների և լիսեռների ճկվածքի ու թեքության անկյունների արժեքների որոշումը

Ճկվածքը, y , մմ և թեքության անկյունը, θ , ռադ		
y_c	$\frac{F \cdot a \cdot b \cdot c \cdot (\ell + a)}{6 \cdot E \cdot I \cdot \ell}$	$\frac{F \cdot c^2 \cdot (\ell + c)}{3 \cdot E \cdot I}$
y_D	$\frac{F \cdot b \cdot d \cdot (\ell^2 - b^2 - d^2)}{6 \cdot E \cdot I \cdot \ell}$	$\frac{F \cdot c \cdot d \cdot (\ell^2 - d^2)}{6 \cdot E \cdot I \cdot \ell}$
y_E	$\frac{F \cdot a \cdot e \cdot (\ell^2 - a^2 - e^2)}{6 \cdot E \cdot I \cdot \ell}$	-
y_F	$\frac{F \cdot a^2 \cdot b^2}{3 \cdot E \cdot I \cdot \ell}$	-
θ_A	$\frac{F \cdot a \cdot b \cdot (\ell + b)}{6 \cdot E \cdot I \cdot \ell}$	$\frac{F \cdot c \cdot \ell}{6 \cdot E \cdot I}$
θ_B	$\frac{F \cdot a \cdot b \cdot (\ell + a)}{6 \cdot E \cdot I \cdot \ell}$	$\frac{F \cdot c \cdot \ell}{3 \cdot E \cdot I}$
θ_C	$\theta_B = \frac{F \cdot a \cdot b \cdot (\ell + a)}{6 \cdot E \cdot I \cdot \ell}$	$\frac{F \cdot c \cdot (2 \cdot \ell + 3 \cdot c)}{6 \cdot E \cdot I}$
θ_D	$\frac{F \cdot b \cdot (\ell^2 - b^2 - 3 \cdot d^2)}{6 \cdot E \cdot I \cdot \ell}$	$\frac{F \cdot c \cdot (3 \cdot d^2 - \ell^2)}{6 \cdot E \cdot I \cdot \ell}$
θ_E	$\frac{F \cdot a \cdot (\ell^2 - a^2 - 3 \cdot e^2)}{6 \cdot E \cdot I \cdot \ell}$	-
θ_F	$\frac{F \cdot a \cdot b \cdot (b - a)}{3 \cdot E \cdot I \cdot \ell}$	-

Առանցքի համապատասխանաբար $[y]$ ճկվածքի և $[\theta]$ տեղաշարժի անկյունների թույլատրելի արժեքները սոնիների ու լիսեռների համար որոշվում են համաձայն հետևյալ հաստատված նորմաների.

- առավելագույն թույլատրելի ճկվածքը՝

$$[y] < (0,0002 \pm 0,0003) \cdot \ell,$$

- ատամնանիվի տակ գտնվող հատույթում թույլատրելի ճկվածքը՝

$$[y] < (0,01 \pm 0,03) \cdot m,$$

որտեղ՝ ℓ -ը հենարանների միջև եղած հեռավորությունն է, m -ը՝ ատամնանիվի կառչման մոդուլը, մմ,

- ատամնանիվի և սահքի առանցքակալի տակ թույլատրելի տեղաշարժի անկյունը՝ $[\theta] < 0,001$, ռադ,
- շառավիղային գնդառանցքակալի տակ թույլատրելի տեղաշարժի անկյունը՝ $[\theta] < 0,01$, ռադ,
- գնդաձև գնդառանցքակալի տակ թույլատրելի տեղաշարժի անկյունը՝ $[\theta] < 0,05$, ռադ:

3.1.6. Սոնիների և լիսեռների հաշվարկն ըստ տատանման

Այս հաշվարկը, որպես օժանդակ ստուգիչ հաշվարկ, կատարվում է արագընթաց սոնիների ու լիսեռների համար, քանի որ դրանց վրա տեղադրված պտտվող մեքենամասերը հիմնականում հավասարակշռված չեն, ինչի արդյունքում առաջացած արտաքին ուժերի հաճախության և պտտվող մեքենամասի սեփական հաճախության համընկնման հետևանքով առաջանում է ռեզոնանս, որի պատճառով սոնիներն ու լիսեռները ենթարկվում են արագ քայքայման:

Ռեզոնանս առաջացնող արագության ռեժիմները կոչվում են կրիտիկական արագությունների ռեժիմներ:

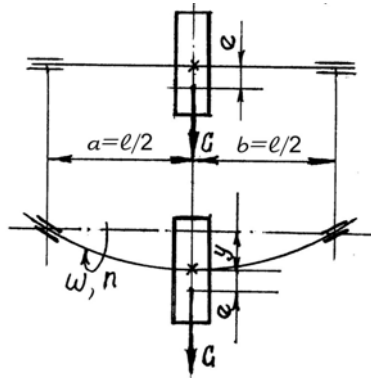
Տատանման տեսակները բազմազան են, սակայն սույն աշխատանքում ուսումնասիրվում են միայն լայնական տատանումները:

Սոնիների և լիսեռների հաշվարկային սխեման ըստ տատանման ներկայացված է նկ. 49-ում:

Ըստ սխեմայի՝ սոնու վրա տեղադրված սկավառակի ծանրության կենտրոնը սոնու առանցքից շեղված է e չափով: Ընդ որում՝ սկավառակը տեղադրված է երկու հենարանների մեջտեղում: Սոնու հավասարաչափ պտտման ժամանակ առաջացած կենտրոնախույս ուժը կազմում է

$$F_y = m \cdot \omega^2 \cdot (y + e),$$

որտեղ՝ m -ը սկավառակի զանգվածն է, ω -ն սոնու անկյունային արագությունը, իսկ $(y + e)$ -ն՝ սկավառակի ծանրության կենտրոնի պտտման շառավիղը:



Նկ. 49. Սոնիների և լիսեռների հաշվարկային սխեման ըստ տատանման:

Կենտրոնախույս ուժի ազդեցության տակ սոնու առանցքը ծրելում է՝ առաջացնելով հետևյալ ճկվածքը՝

$$y = \frac{F_y \cdot a^2 \cdot b^2}{3 \cdot E \cdot I \cdot \ell} = \frac{F_y \cdot (\ell/2)^2 \cdot (\ell/2)^2}{3 \cdot E \cdot I \cdot \ell} = \frac{F_y \cdot \ell^3}{48 \cdot E \cdot I}:$$

Վերջինիս համաձայն՝ ստացվում է կենտրոնախույս ուժը՝

$$F_y = \frac{48 \cdot E \cdot I}{\ell^3} \cdot y:$$

Քանի որ $\frac{F_y}{y} = \frac{48 \cdot E \cdot I}{\ell^3} = F$ հարաբերությունը ցույց է տալիս 1 մմ

ճկվածք առաջացնող ուժը, այսինքն՝ սոնու կոշտությունը (Ն/մմ), ապա $F_y = F \cdot y$:

Կենտրոնախույս ուժի ստացված երկու արտահայտությունները հավասարացնելու դեպքում ստացվում է

$$F \cdot y = m \cdot \omega^2 \cdot (y + e),$$

ըստ որի ձևափոխությունների՝

$$F \cdot y - m \cdot \omega^2 \cdot y = m \cdot \omega^2 \cdot e, \quad y \cdot (F - m \cdot \omega^2) = m \cdot \omega^2 \cdot e:$$

Արդյունքում ստացվում է հաշվարկային ճկվածքի մեծությունը՝

$$y = \frac{m \cdot \omega^2 \cdot e}{F - m \cdot \omega^2} = \frac{e}{\frac{F}{m \cdot \omega^2} - 1}:$$

Ստացված արտահայտության վերլուծությունը ցույց է տալիս, որ անկյունային արագության $\omega = \sqrt{\frac{F}{m}}$ արժեքի դեպքում ճկվածքի մեծությունը ձգտում է անսահմանության՝ $y = \frac{e}{1-1} = \infty$, այսինքն՝ սոնին ենթարկվում է արագ քայքայման, իսկ նշված անկյունային արագությունը դիտվում է որպես կրիտիկական՝

$$\omega_y = \sqrt{\frac{F}{m}} :$$

Ստացված արտահայտության հիման վրա կարելի է դուրս բերել կիրառական բնույթի բանաձևեր, որոնց միջոցով, առանց սոնիների փորձարկման և փորձնականորեն կրիտիկական անկյունային արագության որոշման, հնարավոր է նախօրոք սահմանել անկյունային արագության կրիտիկական արժեքը: Դրա համար կատարվում է հետևյալ ձևափոխությունը՝

$$\omega_y = \sqrt{\frac{F}{m}} = \sqrt{\frac{F}{Q}} \cdot g = 3,13 \cdot \sqrt{\frac{F}{Q}} = 3,13 \cdot \sqrt{\frac{1}{f}}, \text{ ռադ/վրկ},$$

որտեղ՝ m -ը սկավառակի զանգվածն է, $m = \frac{Q}{g}$, Q -ն՝ սկավառակի կշիռը, g -ն՝ ազատ անկման արագացումը, մ/վրկ², f -ը՝ սոնու

ստատիկ ճկվածքը, $f = \frac{Q}{F}$, այսինքն՝ սոնու ստատիկ կոշտությունը՝ $F = \frac{Q}{f}$, Ն/մմ:

Նման ձևով կարելի է դուրս բերել նաև պտտման կրիտիկական հաճախության կախվածությունն ըստ ստատիկ ճկվածքի՝

$$n_y = \frac{30 \cdot \omega_y}{\pi} = \frac{30 \cdot 3,13}{3,14} \sqrt{\frac{1}{f}} = 30 \cdot \sqrt{\frac{1}{f}}, \text{ պտ./րոպե}:$$

Այսպիսով, որոշելով հաշվարկային ստատիկ ճկվածքի մեծությունը՝

$$f = y = \frac{F \cdot a^2 \cdot b^2}{3 \cdot E \cdot I \cdot \ell} = \frac{F_y \cdot \ell^3}{48 \cdot E \cdot I}, \text{ մմ},$$

կարելի է նախօրոք որոշել պտտման կրիտիկական հաճախությունը, սոնու (լիսեռի) աշխատանքային արագության ռեժիմները (n) և նախակրիտիկական կամ հետկրիտիկական միջակայքերը՝ $n_y < n < n_y$:

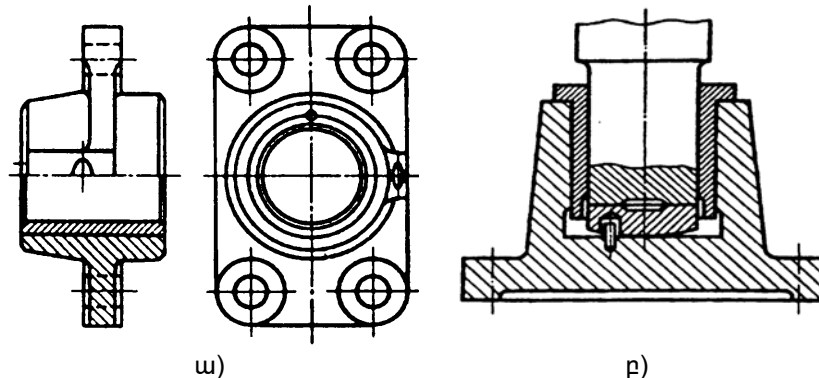
3.2. Սահքի առանցքակալներ

3.2.1. Հիմնական տեղեկություններ

Ըստ աշխատանքային գոտում գործող շփման տեսակի՝ առանցքակալները լինում են **սահքի** և **գլորման**:

Սահքի առանցքակալները սահքի շփման հիման վրա աշխատող սարքավորումներ են՝ նախատեսված տարածության մեջ լիսեռներ և պտտվող սոնիներ տեղակայելու համար: Դրանք հիմնականում բաղկացած են վռանից և իրանից (նկ. 50):

Սահքի առանցքակալներն ունեն հետևյալ առավելությունները՝ բարձր աշխատունակություն ու հուսալիություն գերբեռնվածքների և հարվածային (տատանողական ռեժիմների) բեռնվածքների դեպքում (յուղի բավարար և կայուն շերտի ապահովմամբ), հարաբերական փոքր շառավիղային չափեր, անաղմուկ աշխատանք, մեծ տրամագծերով ծնկաձև լիսեռների և սոնիների վրա տեղադրման ու շահագործման հնարավորություն, ինչպես նաև հետևյալ թերությունները՝ յուղի բավարար և կայուն շերտի նվազման ու վերացման դեպքում ջերմաստիճանի բարձրացում և արագ մաշում, հարաբերական մեծ առանցքային չափեր, առանցքակալների և դրաց մեքենամասերի անհամափոխարինելիություն, յուղման համակարգի անհրաժեշտություն և այլն:



Նկ. 50. Սահքի առանցքակալների կառուցվածքը.

ա) չքանդվող կցաշուրթային, բ) հեմարանային:

Սահքի առանցքակալները, ըստ բեռնվածքի ընդունման ուղղության, լինում են՝

- **շառավղային**, որոնք նախատեսված են միայն շառավղային ուղղությամբ ազդող բեռնվածքների տակ աշխատելու համար,
- **շառավղահենարանային**, որոնք ընդունում են բեռնվածքներ՝ ուղղված պտտվող առանցքին ուղղահայաց և զուգահեռ,
- **հենարանային**, որոնք ընդունում են բեռնվածքներ՝ ուղղված միայն պտտվող առանցքին զուգահեռ,

ըստ կառուցվածքային հատկանիշների՝

- **քանդվող**, որոնք օգտագործվում են հիմնականում ընդհանուր և ծանր մեքենաշինության մեջ՝ հատկապես այն դեպքում, երբ անհրաժեշտ է թեթևացնել լիսեռների հավաքումն ու քանդումը,
- **չքանդվող**, որոնք օգտագործվում են պարզ կառուցվածքներում, դանդաղընթաց և ընդմիջումներով աշխատող մեքենաներում՝ ինչպես տեղադրված վնասով, այնպես էլ առանց վնասի,

ըստ իքնատեղակայման սկզբունքի՝

- **ինքնատեղակայվող**, որոնցում վռանի գնդաձևությունը հնարավորություն է տալիս փոխհատուցել լիսեռների տեղադրման անճշտությունները, ոչ համառանցքայնությունը և այլն,
- **ոչ ինքնատեղակայվող**,

ըստ անհրաժեշտ, բավարար յուղման եղանակի՝

- **հիդրոստատիկական**, որոնց մոտ անհրաժեշտ յուղի շերտը գոյանում է արտաքին սարքավորման (յուղի պոմպի) միջոցով,
- **հիդրոդինամիկական**, որոնց մոտ անհրաժեշտ յուղի շերտը գոյանում է բութակի պտտման շնորհիվ:

3.2.2. Սահքի առանցքակալների նյութերը, յուղման պայմանները և յուղերի տեսակները

Յուղերի տեսակները: Յուղերը նախատեսված են սահքի առանցքակալների շփումն ու մաշումը նվազեցնելու, հովացման, ինչպես նաև մաշումից առաջացած մասնիկները հպումային գոտուց հեռացնելու համար: Նշված պահանջներն ապահովվում են օգտագործվող յուղերի համապատասխան յուղայնությամբ և մածուցիկությամբ:

Յուղման նյութերը լինում են հեղուկ, պլաստիկ (թանձրացված քսուքներ), կարծր և գազային:

Հեղուկ յուղերից են հանքային և օրգանական յուղերը, ինչպես նաև ջուրը, որոնք օգտագործվում են միջին ու բարձր արագության առանցքակալների համար:

Հանքային յուղերը լինում են արդյունաբերական, շարժիչային և այլն, որոնք պատրաստվում են նավթից, իսկ օրգանական յուղերը՝ բուսական և կենդանական, որոնք բարձրորակ են ու թանկ:

Պլաստիկ քսուքները պատրաստվում են հանքային հեղուկ յուղերից (սոլիդոլ, կոնստալին և այլն): Դրանք օգտագործվում են փոքր արագությունների և հարվածային բեռնվածքների դեպքում:

Կարծր քսայուղերից են գրաֆիտը, մոլիբդենի երկսուլֆիդը, փայլարը, տալկը և այլն, որոնք օգտագործվում են սննդի արդյունաբերության, մանածագործական և այլ մեքենաներում:

Գազային քսանյութերից են օդը, գոլորշիները և այլն, որոնք օգտագործվում են գերբարձր արագության, նվազ բեռնավորված սահքի առանցքակալներում:

Յուղման պայմանները: Յուղված սահքի առանցքակալն անշարժ վիճակից մինչև կայունացած աշխատանքային ռեժիմին հասնելն անցնում է շահագործման երեք աշխատանքային ռեժիմներ՝

1. **Սահմանային յուղման ռեժիմ**, երբ լիսեռն անշարժ է, բութակը և վռանը բաժանվում են 0,1 մկմ հաստության բարակ թաղանթով, առանցքակալի գործարկման ժամանակ յուղի շերտը չի անջատվում միմյանցից շփվող մակերևույթների խորդուբորդությունները:
2. **Կիսահեղուկ յուղման ռեժիմ**, երբ լիսեռը, սկսելով պտտվել, մղում է յուղը բութակի և վռանի սեպածն բացակի մեջ, ինչի հաշվին յուղի շերտը մեծանում է, սակայն առանձին խորդուբորդություններ չարունակում են քսվել միմյանց, այսինքն՝ ապահովվում է հետևյալ պայմանը (նկ. 51)՝

$$h < \delta_1 + \delta_2:$$

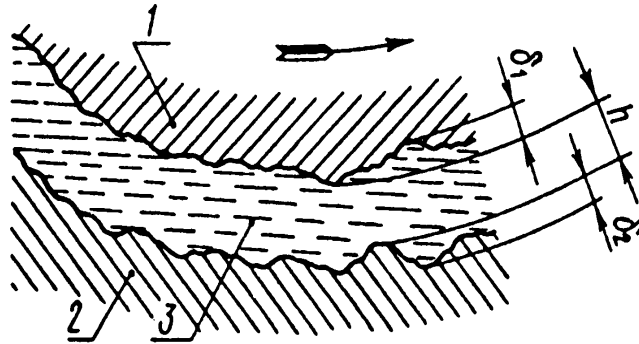
3. **Հեղուկ յուղման ռեժիմ**, երբ լիսեռը հավաքում է հաստատուն առավելագույն արագություն և մակերևույթների խորդուբորդությունները լիովին անջատվում են միմյանցից բավարար յուղի շերտով: Արդյունքում մաշումը և տրորումը բացակայում են, քանի որ առաջանում է անհրաժեշտ բացակ՝

$$h > K \cdot (R_{z1} + R_{z2}),$$

որտեղ՝ $R_{z1} = \delta_1$ և $R_{z2} = \delta_2$ համապատասխանաբար խորդուբորդությունների միջին թվաբանական բարձրություններն են բութակի և վռանի համար (նկ. 51), իսկ K -ն՝ յուղի շերտի պաշարի գործակիցը, որը կախված է բեռնվածքի մեծությունից, արագությունից և մեքենայի նշանակության կարևորությունից, $K > 2$:

Յեղուկ յուղման ռեժիմով սահքի առանցքակալների միացումների նստեցվածքները, որոնք ապահովում են նշված և բացակը, հետևյալն են՝ H7/f7, H8/e8, H8/d9 և այլն:

Սահքի առանցքակալների նյութերը: Վռանի նյութն ընտրելու ժամանակ անհրաժեշտ է հաշվի առնել շահագործման պահանջները (հակաշփական նյութերին բնորոշ), այն է՝ ցածր շփման գործակիցը, բարձր մաշակայնությունը, ջերմահաղորդականությունը և դիմադրողականությունը լուծվելու նկատմամբ՝ հատկապես անբավարար յուղման պայմաններում:



Նկ. 51. Յուղման ռեժիմների հաշվարկային սխեմա:

Վռանները լինում են մետաղական, մետաղախեցեգործական և ոչ մետաղական:

Մետաղական վռանները պատրաստվում են բաբիտից, բրոնզից, այլ գունավոր հակաշփական նյութերից, ինչպես նաև թուջից:

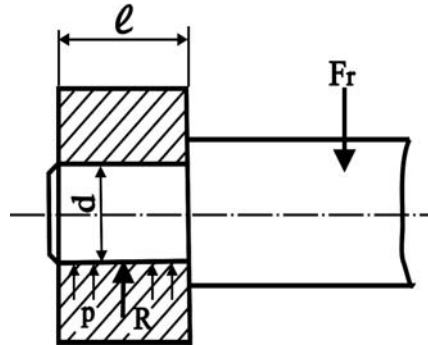
Բաբիտից (Б88, Б83) և բրոնզից (Аձ Î 10Ô1, Аձ Î 4Ô4Ñ17, АձÄ9Æ3Ë, АձÑ3 Î և այլն) պատրաստված վռաններն օգտագործվում են բեռնավորված ու արագընթաց շահագործման ռեժիմների դեպքում, իսկ թուջից (А×Ñ-1 և այլն) պատրաստված վռանները՝ դանդաղընթաց, ոչ կարևոր նշանակության սարքավորումներում:

Մետաղախեցեգործական վռանները կիրառվում են դանդաղընթաց մեխանիզմներում, որոնք դժվար է ապահովել յուղումով:

Ոչ մետաղական վռանները, որոնք պատրաստվում են հակաշփական, ինքնալուղվող պլաստմասսայից (АН Î և այլն), օգտագործվում են այն մեխանիզմներում (պոմպեր, սննդի արդյունաբերության մեքենաներ և այլն), որոնք հնարավոր չէ յուղել:

3.2.3. Սահքի առանցքակալների բութակների հաշվարկը

Սահքի առանցքակալների երկրաչափական պարամետրերը որոշելու նպատակով ուսումնասիրվում է ներկայացված (նկ. 52) հաշվարկային սխեման, ըստ որի՝ բութակը, գտնվելով շառավիղային սահքի առանցքակալում, ենթարկվում է միայն շառավիղային ուժի ազդեցությանը:



Նկ. 52. Բութակի հաշվարկային սխեմա:

Ըստ սխեմայի՝ բութակը ենթարկվում է նաև ծռման դեֆորմացիայի և մաշման:

Ծռման ամրության պայմանն է

$$\sigma_{\delta} = \frac{M_{\delta}}{W_{\delta}} \leq [\sigma]_{\delta},$$

որտեղ՝ M_{δ} -ն ծռող մոմենտն է, $M_{\delta} = \frac{R \cdot \ell}{2}$, իսկ W_{δ} -ն՝ ծռման դիմադրության մոմենտը՝

$$W_{\delta} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \approx 0,1 \cdot d^3:$$

Արժեքները տեղադրելու դեպքում ստացվում է

$$\sigma_{\delta} = \frac{R \cdot \ell}{0,2 \cdot d^3} \leq [\sigma]_{\delta}, \text{ Ն/մմ}^2:$$

Մաշակայունության պայմանն է

$$p = \frac{R}{d \cdot \ell} \leq [p], \text{ Ն/մմ}^2:$$

Ներկայացված երկու ամրության պայմաններից որոշվում է շառավիղային հակազդումը՝

$$R = \frac{0,2 \cdot d^3 \cdot [\sigma]_b}{\ell}, \quad R = d \cdot \ell \cdot [p]:$$

Հավասարումների աջ մասերը հավասարեցնելու դեպքում ստացվում է

$$\frac{0,2 \cdot d^3 \cdot [\sigma]_b}{\ell} = d \cdot \ell \cdot [p] :$$

Վերջինս $\frac{\ell}{d^3}$ հարաբերությունով բազմապատկելու դեպքում ստացվում է

$$0,2 \cdot [\sigma]_b = \frac{\ell^2}{d^2} \cdot [p]:$$

Բութակի երկրաչափական պարամետրն է

$$\varphi = \frac{\ell}{d} = 0,5 \div 1,5:$$

Ավտոմեքենաների համար $\varphi = 0,5 \div 0,6$:

Ըստ որոշակի շահագործման պայմանների և նյութերի տեսակների՝

$$\varphi = \frac{\ell}{d} = \sqrt{\frac{0,2 \cdot [\sigma]_b}{[p]}} :$$

$\ell = \varphi \cdot d$ արտահայտությունը ծռման ամրության և մաշակայունության պայմանների մեջ տեղադրելու դեպքում ստացվում են համապատասխանաբար բութակի պահանջվող տրամագծերի որոշման հետևյալ արտահայտությունները՝

$$d = \sqrt{\frac{\varphi \cdot R}{0,2 \cdot [\sigma]_b}} \quad \text{և} \quad d = \sqrt{\frac{R}{\varphi \cdot [p]}}, \quad \text{մմ:}$$

Հետագա հաշվարկների համար ընդունվում է ստացված տրամագծերից առավելագույնը:

Բերված կախվածություններում $[\sigma]_b$ -ն ծռման թույլատրելի լարումն է. միաված միջին ածխածնային պողպատի համար $[\sigma]_b = 80 \div 100$ Ն/մմ², իսկ $[p]$ -ն՝ թույլատրելի ճնշումը. բաբիտի համար $[p] = 15 \div 20$ Ն/մմ², բրոնզի համար $[p] = 6 \div 10$ Ն/մմ², թուջի համար $[p] = 2 \div 4$ Ն/մմ²:

Նախագծված բութակները ստուգվում են ըստ տաքացման, այն է՝ առանցքակալում արտադրված ջերմության և թույլատրելի արժեքի համեմատությամբ՝

$$p \cdot V \leq [p \cdot V]:$$

ճնշման և արագության արժեքները տեղադրելու դեպքում ստացվում է

$$\frac{R \cdot \omega \cdot d}{d \cdot \ell \cdot 2} \leq [p \cdot V],$$

որի համաձայն՝

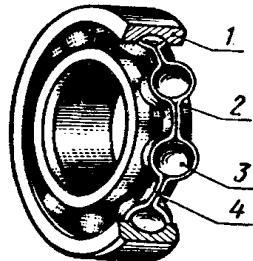
$$\frac{R \cdot \omega}{2 \cdot \ell} \leq [p \cdot V]:$$

Բաբիտից պատրաստված վռանների համար թույլատրելի ջերմաստիճանը կազմում է $[pV]=50 \div 75$ Ն·մ/մմ² վրկ, բրոնզից պատրաստված վռանների համար՝ $[pV]=6 \div 10$ Ն·մ/մմ² վրկ, թուջից պատրաստված վռանների համար՝ $[pV] = 2 \div 5$ Ն·մ/մմ² վրկ:

3.3. Գլորման առանցքակալներ

3.3.1. Հիմնական տեղեկություններ

Գլորման առանցքակալները սարքավորումներ են, որոնք նախատեսված են պտտվող մեքենամասերը տարածության մեջ տեղակայելու և շփումը հեռաբանելու փոքրացնելու համար (գլորման շփումն օգտագործելու միջոցով):



Նկ. 53. Գլորման առանցքակալի կառուցվածքը:

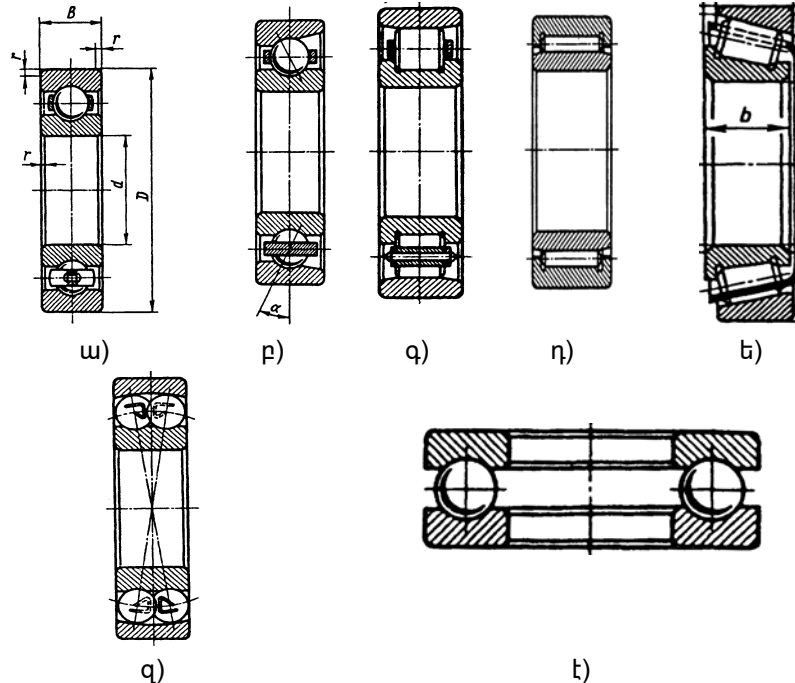
Գլորման առանցքակալները (նկ. 53) կազմված են հիմնականում (1) արտաքին և (2) ներքին օղակներից, (3) գլորման մարմիններից (գնդիկներից կամ հոլովակներից), (4) զատիչից (գլորման մարմինները միմյանցից բաժանող և ուղղող), երբեմն նաև պաշտպանիչ օղակներից:

Առանցքակալների օղակներն ու գնդիկները պատրաստվում են Ø6, Ø9, Ø15, Ø15ÃÑ մակնիշների հատուկ առանցքակալային, 12Ø í 3Ã, 12Ø2 í 4Ã մակնիշների քրոմոնիկելային պողպատից և այլն:

Դրանք ջերմամշակվում են (HRC 62÷65 կարծրությամբ), որից հետո դրանց շփվող մակերևույթները հղկվում են և փայլեցվում:

Ձառիչները պատրաստվում են ցածր ածխածնային թիթեղնավոր պողպատից, բրոնզից կամ տեքստոլիտից:

Գլորման առանցքակալները ստանդարտացված են և արտադրվում են մեծաքանակ արտադրությամբ: Դրանք ունեն հետևյալ առավելությունները՝ գործարկման ընթացքում շփման նվազագույն կորուստներ, հարաբերական ցածր ինքնարժեք, համափոխարինելիության բարձր աստիճան, շահագործման պարզություն և հուսալիություն, յուղման և գունավոր նյութերի նվազագույն ծախս, առանցքային փոքր չափեր, ինչպես նաև հետևյալ թերությունները՝ շառավիղային հարաբերական մեծ չափեր, սեփական բարձր կոշտության պատճառով առանցքակալների վատ աշխատանք հարվածային, տատանողական աշխատանքային ռեժիմներում և այլն:



Նկ. 54. Գլորման առանցքակալների տեսակները.

ա) գնդիկավոր շառավիղային, բ) գնդիկավոր շառավիղահենարանային, գ) հողովակավոր շառավիղային, դ) ասեղնաձև շառավիղային, ե) կոնական շառավիղահենարանային, զ) երկշարք գնդաշառավիղային, է) հենարանային:

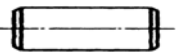
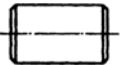
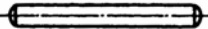
Գլորման առանցքակալները (նկ. 54), ըստ բեռի ընդունման ուղ-
ղության, լինում են՝

- **շառավղային** (ա,գ,դ,զ), որոնք ընդունում են բեռնվածքներ հիմնականում շառավղային ուղղությամբ (ուղղահայաց պտտվող առանցքին), իսկ թերբեռնվածքի դեպքում շա-
ռավղային զնդառանցքակալներ ընդունում են նաև առանց-
քային ուղղությամբ բեռնվածքներ, որոնք կազմում են չօգ-
տագործվող շառավղային բեռնվածքի 70 % -ը,
- **շառավղահենարանային** (բ,ե), որոնք ընդունում են պտտվող
առանցքին միաժամանակ ուղղահայաց և զուգահեռ բեռնը-
վածքներ. հպման անկյունը կազմում է $\alpha < 36^\circ$,
- **հենարանաշառավղային** (բ,ե), որոնք նույնպես ընդունում են
պտտվող առանցքին միաժամանակ զուգահեռ և ուղղահայաց
բեռնվածքներ, սակայն շառավղահենարանային առանցքա-
կալներից տարբերվում են հպման անկյան մեծությամբ. հըպ-
ման անկյունը կազմում է $\alpha > 36^\circ$,
- **հենարանային** (ե), որոնք ընդունում են միայն պտտվող ա-
ռանցքին զուգահեռ բեռնվածքներ,

ըստ գլորման մարմինների ձևի՝

- գնդիկավոր,
- հոլովակավոր.

հոլովակներն իրենց հերթին լինում են՝

-  - երկար գլանային,
-  - կարճ գլանային,
-  - կոնական,
-  - ասեղնաձև,
-  - ոլորված,
-  - գնդաձև (сферический),

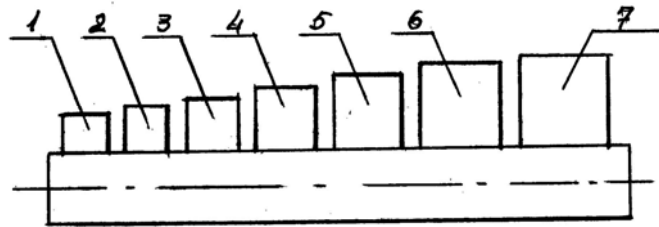
ըստ գլորման մարմինների շարքերի թվի՝ միաշարք, երկշարք և
բազմաշարք,

ըստ կառուցվածքային հատկանիշների՝

- ինքնատեղակայվող, որոնք կոմպենսացնում են լիսեռների ոչ համառանցքայնությունը, հավաքման անճշտությունները և այլն,
- ոչ ինքնատեղակայվող,

ըստ գաբարիտային չափերի (միևնույն ներքին տրամագծի դեպքում)՝

- համաձայն շառավղի՝ գերթեթև (երկու սերիա), հատուկ թեթև (երկու սերիա), թեթև, միջին և ծանր՝ ընդամենը յոթ սերիա (նկ. 55),
- համաձայն լայնության՝ հատուկ նեղ, նեղ, մոտավ., լայն և հատուկ լայն՝ ընդամենը հինգ սերիա:



Նկ. 55. Առանցքակալների տրամագծերի սերիաները:

3.3.2. Գլորման առանցքակալների նշանակումը

Համաձայն ստանդարտի՝ արտադրվում են ներքին տրամագծի $d=1$ մմ ÷ 3 մ չափերով գլորման առանցքակալներ, որոնք հիմնականում բաժանվում են երեք միջակայքի՝

$$d = 1, 2, 3, \dots, 9 \text{ մմ},$$

$$d = 10, 12, 15, 17 \text{ մմ},$$

$$d = 20, 25, 30, \dots, 495 \text{ մմ}:$$

Գլորման առանցքակալների յուրաքանչյուր մակնիշ ներկայացվում է երեք նշանակումներով, որոնք նշվում են օղակների ճակատների վրա: Հիմնական նշանակումը կարող է բաղկացած լինել յոթ ինդեքսներից, ընդ որում՝ նշանակման շարքում՝ թվի ձախ կողմից, զրոներ չեն նշվում, ինչի հետևանքով հիմնական նշանակումը կարող է բաղկացած լինել յոթից պակաս ինդեքսներից՝

X	X	X	X	X	X	X
7	6	5	4	3	2	1

Ընդհանուր մեքենաշինության մեջ օգտագործվող գլորման առանցքակալները պատկանում են 3-րդ չափային միջակայքի, ըստ որի՝ 1-ին և 2-րդ ինդեքսները համապատասխանում են գլորման առանցքակալի ներքին տրամագծին, ընդ որում՝ վերջին երկու թվերը ստանալու համար առանցքակալի ներքին տրամագծի արժեքը բաժանվում է 5-ի կամ երկու ինդեքսները բազմապատկում են 5-ով: Արդյունքում ստացվում է գլորման առանցքակալի ներքին օղակի տրամագծի արժեքը:

3-րդ ինդեքսը բնորոշում է տրամագծերի սերիաները, ընդ որում՝ 1 թիվը համապատասխանում է հատուկ թեթև սերիային, 2 թիվը՝ թեթև սերիային, 3 թիվը՝ միջին սերիային, 4 թիվը՝ ծանր սերիային (1-ին միջակայքում գտնվող առանցքակալների դեպքում 2-րդ ինդեքսն է բնորոշում սերիաները):

4-րդ ինդեքսը բնորոշում է գլորման առանցքակալի տեսակը՝
 շառավղային միաշարք գնդառանցքակալ՝ 0,
 շառավղային երկշարք գնդաձև գնդառանցքակալ՝ 1,
 շառավղային միաշարք կարճ հոլովակներով առանցքակալ՝ 2,
 շառավղային երկշարք գնդաձև հոլովակներով առանցքակալ՝ 3,
 շառավղային միաշարք ասեղնաձև հոլովակներով առանցքակալ՝ 4,
 շառավղային միաշարք ոլորված հոլովակներով առանցքակալ՝ 5,
 շառավղահենարանային միաշարք գնդառանցքակալ՝ 6,
 շառավղահենարանային միաշարք կոնական հոլովակներով
 առանցքակալ՝ 7,
 հենարանային միաշարք գնդառանցքակալ՝ 8,
 հենարանային միաշարք հոլովակներով առանցքակալ՝ 9:

5-րդ և 6-րդ ինդեքսները բնորոշում են կառուցվածքային (օղակների վրա շրջակողերի, հպման անկյան պաշտպանիչ օղակների, առվակների և այլնի) փոփոխությունները:

7-րդ ինդեքսը բնորոշում է առանցքակալի լայնության սերիան՝ 0,1, 2,...:

Ծանոթություն: 1-ին միջակայքում գտնվող առանցքակալների համար հիմնական նշանակման աջ կողմի առաջին թիվը համապատասխանում է ներքին օղակի տրամագծին, իսկ 2-րդ միջակայքում տրամագծերի նշանակումները հաստատվում են հետևյալ սկզբունքով՝ d=10 մմ-ի դեպքում ինդեքսը 00 է, d=12 մմ-ի դեպքում՝ 01, d=15 մմ-ի դեպքում՝ 02, d=17 մմ-ի դեպքում՝ 03:

Բացի հիմնական նշանակումից, ծախս և աջ կողմերում կատարվում են օժանդակ ու լրացուցից նշանակումներ:

Հիմնական նշանակման ծախս կողմից կարող է նշվել առանցքակալի պատրաստման ճշտության աստիճանը: Ստանդարտով նախատեսված են (բարձրացման կարգով) առանցքակալի պատրաստման ճշտության 0, 6, 5, 4, 2 աստիճանները:

Ընդհանուր մեքենաշինության մեխանիզմներում օգտագործվում են նորմալ ճշտության 0 և 6 աստիճանները, իսկ արագընթաց և բարձր ճշտություն պահանջող հանգույցներում՝ ճշտության 5 և 4 աստիճանները: Ճշտության 2 աստիճան ունեցող առանցքակալներն օգտագործվում են գիրոսկոպային (գերճիշտ, բարձր հերմետիկություն պահանջող) սարքերում: Ճշտության 0-յական աստիճանը նակնիշում չի նշվում:

Հիմնական նշանակման աջ կողմից նշվում են առանցքակալների մեքենամասերի նյութի տեսակը, հատուկ տեխնիկական պահանջները և այլն:

Օրինակ, երբ զատիչը պատրաստվում է՝

- անագագուրկ բրոնզից՝	Á,
- ալյումինի համաձուլվածքից՝	Ä,
- պլաստմասսայից՝	Å,
- արույրից՝	Ê,
- ջերմադիմացկուն պողպատից՝	P,
- ցեմենտացված պողպատից՝	Ö և այլն:

Գլորման առանցքակալների նշանակման օրինակներ

21-շառավղային միաշարք (4-րդ թիվը՝ 0), թեթև (2-րդ թիվը՝ 2) սերիայի գնդառանցքակալ, ներքին տրամագիծը՝ $d = 1$ մմ:

112-շառավղային միաշարք (4-րդ թիվը՝ 0), առանձնակի թեթև (3-րդ թիվը՝ 1) սերիայի գնդառանցքակալ, ներքին տրամագիծը՝ $d = 60$ մմ:

5-200-P-շառավղային միաշարք (4-րդ թիվը՝ 0), թեթև (3-րդ թիվը՝ 2) սերիայի գնդառանցքակալ, ներքին տրամագիծը՝ $d = 10$ մմ, պատրաստման 5-րդ աստիճանի ճշտությամբ, զատիչը՝ պատրաստված ջերմադիմացկուն պողպատից (P):

6-36310-Å-շառավղահենարանային միաշարք (4-րդ թիվը՝ 6), միջին (3-րդ թիվը՝ 3) սերիայի գնդառանցքակալ՝ պատրաստման 6-րդ աստիճանի ճշտությամբ, համան անկյունը՝ $\alpha = 12^\circ$ (5-րդ թիվը՝ 3), ներքին տրամագիծը՝ $d = 50$ մմ, զատիչը՝ պատրաստված պլաստմասսայից (Å):

46218-Ê-շառավղահենարանային միաշարք (չորրորդ թիվը՝ 6), թեթև (3-րդ թիվը՝ 2) սերիայի գնդառանցքակալ՝ պատրաստման 0-ա-

կան աստիճանի ճշտությամբ, համան անկյունը $\alpha=26^{\circ}$ (5-րդ թիվը՝ 4), ներքին տրամագիծը՝ $d=90$ մմ, զատիչը՝ պատրաստված արույրից (Է):

5-1422-շառավղային երկշարք գնդաձև (4-րդ թիվը՝ 1), ծանր (3-րդ թիվը՝ 4) սերիայի գնդառանցքակալ՝ պատրաստման 5-րդ աստիճանի ճշտությամբ, ներքին տրամագիծը՝ $d = 110$ մմ:

7208-շառավղահենարանային միաշարք (4-րդ թիվը՝ 7), թեթև (3-րդ թիվը՝ 2) սերիայի կոնական հոլովակներով առանցքակալ՝ պատրաստման 0-ական աստիճանի ճշտությամբ, ներքին տրամագիծը՝ $d= 40$ մմ:

8106-Օ-հենարանային միաշարք (4-րդ թիվը՝ 8), հատուկ թեթև (3-րդ թիվը՝ 1) սերիայի գնդառանցքակալ, ներքին տրամագիծը՝ $d = 30$ մմ, զատիչը՝ պատրաստված ցեմենտացված պողպատից (Օ),:

38207-երկշարք (5-րդ թիվը՝ 3), հենարանային (4-րդ թիվը՝ 8), թեթև (3-րդ թիվը՝ 2) սերիայի գնդառանցքակալ՝ պատրաստման 0-ական աստիճանի ճշտությամբ, ներքին տրամագիծը՝ $d = 35$ մմ:

6-9103-հենարանային միաշարք (4-րդ թիվը՝ 9), առանձնակի թեթև (3-րդ թիվը՝ 1) սերիայի հոլովակներով առանցքակալ՝ պատրաստման 6-րդ աստիճանի ճշտությամբ, ներքին տրամագիծը՝ $d = 17$ մմ (վերջին երկու թվերը՝ 03):

Գլորման առանցքակալների քայքայման տեսակները և աշխատունակության չափանիշները

- Առանցքակալների քայքայման հիմնական տեսակը դրանց աշխատանքային կցվող մակերևութների հոգնածային մաշումն է՝ անկախ յուղման և անվտանգության պահպանման պայմաններից:
- Հարվածային կամ ստատիկ գերբեռնվածքներից հավող մակերևութները ենթարկվում են տրորման դեֆորմացիաների:
- Բացակների անբավարար յուղման կամ ոչ ճիշտ հավաքման դեպքում կցվող մակերևութները ենթարկվում են քերծման:
- Վատ յուղման և հերմետիկության դեպքում առաջանում է հրդեհային վտանգ:
- Արագընթաց առանցքակալների մոտ արտակենտրոն ուժերից առաջանում է զատիչի, օղակների և գլորվող մարմինների քայքայում:

Այսպիսով, գլորման առանցքակալների աշխատունակության հիմնական չափանիշները երկարակեցությունը և ստատիկ բեռնունակ-

կությունն են (համապատասխանաբար ըստ հոգնածային փշրամաշման և պլաստիկ դեֆորմացիաների):

3.3.3. Գլորման առանցքակալների հաշվարկը և ընտրությունն ըստ ստատիկ բեռնունակության

Ըստ ԳՈՍՏ 18854-82-ի՝ սահմանվում են գլորման առանցքակալների բազային ստատիկ բեռնունակության և համարժեք ստատիկ բեռնվածքի հաշվարկի մեթոդներ, երբ առանցքակալների օղակների պտտման հաճախությունը $n \leq 1$ պտ./րոպե է:

Գլորման առանցքակալների ընտրությունը կատարվում է ըստ լիսեռների հաշվարկային տրամագծերի (d'_{ρ}) և բազային ստատիկ բեռնունակության մեծության (C_0). Վերջինս ընդունվում է առանցքակալների կատալոգներից:

Գլորման առանցքակալների ընտրության ժամանակ շառավիղային և շառավիղահենարանային առանցքակալների համար անհրաժեշտ է պահպանել հետևյալ պայմանը՝

$$P_{or} < C_{or}, \text{ Ն,}$$

իսկ հենարանաշառավիղային և հենարանային առանցքակալների համար հետևյալ պայմանը՝

$$P_{oa} < C_{oa}, \text{ Ն,}$$

որտեղ՝ P_{or} -ը և P_{oa} -ն համապատասխանաբար համարժեք ստատիկ շառավիղային և առանցքային բեռնվածքներն են, որոնց ազդեցությունից առաջանում են նույնպիսի ընդհանուր, մնացորդային դեֆորմացիաներ, ինչպիսին բեռնման իրական պայմանների դեպքում առաջանում են գլորման մարմնի ու օղակների հպման առավել բեռնված գոտում, C_0 -ն և C_{oa} -ն՝ համապատասխանաբար բազային ստատիկ շառավիղային և առանցքային բեռնունակությունները, այսինքն՝ այն ստատիկ շառավիղային ու առանցքային բեռնվածքները, որոնց համապատասխանում է գլորման մարմնի օղակների ընդհանուր դեֆորմացիան, որը հավասար է գլորման մարմնի տրամագծի 0,0001 մասին:

Համարժեք ստատիկ բեռնվածքի մեծությունը որոշվում է աղյուսակ 6-ում ներկայացված բանաձևերի համաձայն:

Գլորման առանցքակալների համարժեք ստատիկ բեռնվածքները

Առանցքակալների տեսակները	Համարժեք ստատիկ բեռնվածքը, Ն
Գնդիկավոր կամ հոլովակավոր շառավիղային առանցքակալներ Գնդիկավոր կամ հոլովակավոր շառավիղահենարանային առանցքակալներ	Երբ $\alpha = 0^0$, ապա $P_{or} = F'_r$, $P_{or} = X_0 \cdot F'_r + y_0 \cdot F_a$
Գնդիկավոր կամ հոլովակավոր հենարանային առանցքակալներ Գնդիկավոր կամ հոլովակավոր հենարանաշառավիղային առանցքակալներ	Երբ $\alpha = 90^0$, ապա $P_{oa} = F_a$, $P_{oa} = F_a + 2,3 \cdot F'_r \cdot \operatorname{tg} \alpha$

Նշված բանաձևերում X_0 -ն շառավիղային բեռնվածքի բերված գործակիցն է, y_0 -ն՝ առանցքային բեռնվածքի բերված գործակիցը, F'_r -ը՝ մեծությամբ և ուղղությամբ հաստատուն շառավիղային բեռնվածքը, որը որոշվում է հենարաններում հակազդումների հաշվարկի ժամանակ, $F'_r = R$, Ն, F_a -ն՝ մեծությամբ և ուղղությամբ հաստատուն առանցքային բեռնվածքը, որը որոշվում է կառչման մեջ առաջացած ուժերի հաշվարկի ժամանակ, Ն:

Հենարանաշառավիղային գնդիկավոր և հոլովակավոր առանցքակալների համար պետք է ապահովել $F'_r / F_a \cdot \operatorname{ctg} \alpha > 0,44$ պայմանը, հակառակ դեպքում դրանք չեն կարող օգտագործվել:

X_0 և y_0 գործակիցների մեծություններն ընտրվում են ստանդարտով նախատեսված աղյուսակներից:

3.3.4. Գլորման առանցքակալների հաշվարկը և ընտրությունն ըստ դինամիկ բեռնունակության

Ըստ ԳՈՍՏ 18855-82-ի՝ սահմանվում են բազային դինամիկ բեռնունակության և երկարակեցության հաշվարկի մեթոդներ, երբ առանցքակալների օղակների պտտման հաճախությունը $n > 10$ պտ./րոպե է: Տվյալ դեպքում առաջարկվում է առանցքակալների ընտրության երկու եղանակ:

Առաջին եղանակը կիրառվում է այն դեպքում, երբ առանցքակալներն ընտրվում են ըստ կառուցվածքային նշանակումների և նստեցվածքային տրամագծի. հաշվարկների միջոցով ստուգվում են

դրանց երկարակեցությունը, աշխատանքի տևողությունը և այլն: Այս եղանակը մեթոդապես անկատար է և չի կիրառվում «Մեքենաների մասեր» առարկայից կուրսային նախագծեր կատարելու ժամանակ: Այն կարելի է կիրառել, երբ անհրաժեշտ է առանցքակալներն ընտրել ըստ կառուցվածքային սկզբունքների:

Երկրորդ եղանակը կիրառվում է այն դեպքում, երբ առանցքակալներն ընտրվում են ըստ դինամիկ բեռնունակության և լիսեռի տրամագծի մեծության:

Օրինակ, երբ հենարանների վրա ազդում են շառավիղային և առանցքային ուժեր, ըստ լիսեռի (d'_{ϕ}) տրամագծի՝ առանցքակալների կատալոգից ընտրվում է առանցքակալի տիպաչափը, որը համապատասխանում է միջին կամ լայն, թեթև սերիային:

Ընտրված առանցքակալի համար դուրս են գրվում ստատիկ և դինամիկ բեռնունակությունների՝ $C_{r.w}$ -ի և $C_{o.r}$ -ի ստանդարտով նախատեսված աղյուսակային արժեքները:

Ամբողջ հաշվարկը կատարվում է ընտրության պայմանը բավարարելու նպատակով՝

$$C_r \leq C_{r.w}, \quad C_a \leq C_{a.w}, \quad \text{և},$$

որտեղ՝ C_r -ը և C_a -ն շառավիղային, շառավիղահենարանային և հենարանային առանցքակալների համապատասխանաբար բազային դինամիկ շառավիղային ու առանցքային բեռնունակություններն են, այսինքն՝ հաստատուն շառավիղային և առանցքային բեռնվածքները, որոնց դեպքում առանցքակալները կարող են դիմանալ հաշվարկային ժամկետի (ներքին օղակի 1 մլն պտույտի) ընթացքում, իսկ $C_{r.w}$ -ն և $C_{a.w}$ -ն՝ համապատասխանաբար շառավիղային և առանցքային դինամիկ (ստանդարտով նախատեսված աղյուսակային) արժեքները:

Բազային դինամիկ բեռնունակությունը և առանցքակալի երկարակեցությունը միմյանց կապված են հետևյալ կախվածությամբ՝

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^p, \quad \text{մլն. պտ.}$$

$$\text{կամ } L_h = \frac{10^3}{60 \cdot n} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^p, \quad \text{ժամ:}$$

Նշված կախվածությունները ճիշտ են նաև հենարանային առանցքակալների համար՝

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C_a}{P_a} \right)^p, \text{ ժամ,}$$

որտեղ՝ L_{10} -ն առանցքակալի բազային երկարակեցությունն է, այսինքն՝ աշխատանքի հաշվարկային ժամկետը (պտույտների թըվով), որի ընթացքում տվյալ խմբի 90 % -ից ոչ պակաս առանցքակալներ միևնույն պայմաններում պետք է աշխատեն այնքան ժամանակ, քանի դեռ մետաղի հոգնածության նշաններ չեն նկատվում, L_h -ը՝ առանցքակալի բազային երկարակեցությունը. ընդհանուր նշանակության ռեդուկտորների համար $L_h = 2500 \div 15000$ ժամ, p -ն՝ աստիճանացույցը երկարակեցության բանաձևերում. գնդառանցքակալների համար $p = 3$, իսկ հոլովակավոր առանցքակալների համար $p = 10/3$, P_r -ը և P_a -ն՝ շառավիղային, շառավիղահենարանային և հենարանային առանցքակալների համապատասխանաբար համարժեք դինամիկ շառավիղային ու առանցքային բեռնվածքները, որոնց կցումը պտտվող ներքին և անշարժ արտաքին օղակներով առանցքակալին ապահովում է աշխատանքային այնպիսի ժամկետ, ինչպիսին իրական բեռնվածության ու պտտման դեպքում է:

Համարժեք դինամիկ շառավիղային և առանցքային բեռնվածքները հաշվարկվում են հետևյալ բանաձևերով՝

- շառավիղային գնդիկավոր և հոլովակավոր առանցքակալների համար՝

$$P_r = V \cdot F'_r \cdot K_w \cdot K_g, \text{ Ն,}$$

- շառավիղահենարանային գնդիկավոր և հոլովակավոր առանցքակալների համար՝

$$P_r = (V \cdot x \cdot F'_r + y \cdot F'_a) \cdot K_w \cdot K_g, \text{ Ն,}$$

- հենարանային առանցքակալների համար՝

$$P_a = F'_a \cdot K_w \cdot K_g, \text{ Ն,}$$

որտեղ՝ V -ն առանցքակալի օղակի պտտման գործակիցն է. ներքին պտտվող օղակի դեպքում $V = 1,0$, արտաքին պտտվող օղակի դեպքում $V = 1,2$, F'_r -ը՝ մեծությամբ և ուղղությամբ հաստատուն շառավիղային բեռնվածքն առավել բեռնավորված հենարանի համար, F'_a -ն (F'_a i և $F'_{a(i+1)}$)՝ հենարաններում մեծությամբ ու ուղղությամբ հաստատուն գումարային առանցքային բեռնվածքը, x -ը և y -ը՝ համապատասխանաբար շառավիղային և առանց-

քային բեռնվածքների գործակիցները, K_w -ն՝ անվտանգության գործակիցը, որը ցույց է տալիս դինամիկ բեռնվածքների ազդեցության աստիճանն առանցքակալի երկարակեցության վրա. հանգիստ բեռնվածքի դեպքում $K_w=1,0$, չափավոր հրումների դեպքում $K_w=1,3\div 1,8$, հարվածային բեռնվածքի դեպքում $K_w=2\div 3$, K_g -ն՝ ջերմաստիճանային գործակիցը, որը ցույց է տալիս ջերմաստիճանի բարձրացման ազդեցության աստիճանըն առանցքակալի երկարակեցության վրա՝

t^0, C -ը՝ $100^0, 125^0, 150^0, 175^0, 200^0, 250^0$,

K_g -ն՝ $1,0, 1,05, 1,1, 1,15, 1,25, 1,4$:

Շառավիղահենարանային առանցքակալի վրա ազդող F'_a առանցքային գումարային հակազդումը որոշվում է F_a առանցքային ուժով և առանցքային S բաղադրիչով, որն առաջանում է շառավիղային ուժից:

Գնդառանցքակալների համար

$$S = e \cdot F'_r, \text{ Ն,}$$

կոնական հոլովակավոր առանցքակալների համար՝

$$S = 0,83 \cdot e \cdot F'_r, \text{ Ն:}$$

Հենարաններում F'_a և $F'_{a(i+1)}$ գումարային առանցքային հակազդումները որոշվում են ըստ առանցքակալների փոխադարձ դասավորության համաձայն արտաքին ուժերի ազդեցության սխեմայի:

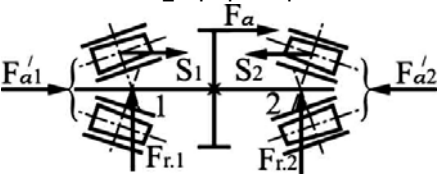
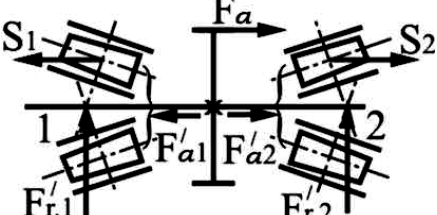
Աղյուսակ 7-ում ներկայացված են շառավիղահենարանային զընդիկավոր ու հոլովակավոր առանցքակալների տեղակայման երկու տարբերակներ, այն է՝ ըստ ընդարձակման և ըստ ձգման:

Նշված բանաձևերում e օժանդակ գործակցի արժեքները որոշվում են ըստ F'_a/C_{or} հարաբերության: Գումարային առանցքային F'_a հակազդումը որոշվում է e -ի միջոցով, ինչը ստեղծում է անորոշություն, որից խուսափելու նպատակով թույլատրվում է F'_a -ն փոխարինել F_a -ով, այսինքն՝ որոշել F_a/C_{or} հարաբերության արժեքը:

Առանցքակալի ստատիկ C_{or} բեռնունակությունն ընդունվում է առանցքակալների կատալոգներից (միջին սերիայի)՝ ըստ լիսեռի համապատասխան d_L տրամագծի:

x -ի և y -ի արժեքներն ընտրվում են ստանդարտով նախատեսված աղյուսակներից՝ ըստ առանցքակալների տեսակների՝ համաձայն e -ի և i -ի արժեքների, որոնցում i -ն առանցքակալների գլորման մարմինների շարքերի թիվն է:

Առանցքակալների տեղակայումը

Տեղակայման սխեմաներ	Ուժերի հարաբերակցու- թյունը	Առանցքային գումարային բեռնվածքը
Ըստ ընդարձակման 	$S_1 \geq S_2$ $F_a > 0$ $S_1 < S_2$ $F_a > S_2 - S_1$	$F'_{a1} = S_1$ $F'_{a2} = S_1 + F_a$
Ըստ ձգման 	$S_1 \leq S_2$ $F_a \leq S_2 - S_1$	$F'_{a1} = S_2 - F_a$ $F'_{a2} = S_2$

x և y գործակիցներն ընտրելիս անհրաժեշտ է հաշվի առնել հետևյալը՝

- եթե $i \cdot F'_a / v \cdot F'_r \leq e$, ապա $x = 1$, $y = 0$, իսկ շառավիղահենարանային առանցքակալի փոխարեն ընտրվում է շառավիղային առանցքակալ,
- եթե $i \cdot F'_a / v \cdot F'_r > e$, ապա x -ի և y -ի արժեքներն ընտրվում են ստանդարտով նախատեսված աղյուսակներից՝ ըստ e -ի արժեքի:

Առավել բեռնավորված հենարանի համար հաշվարկվող համարժեք դինամիկ բեռնվածքի P (P_r կամ P_a) արժեքի հիման վրա որոշվում է անհրաժեշտ հաշվարկային բազային դինամիկ բեռնունակության արժեքը:

Երկարակեցության բանաձևերը ձևափոխելու դեպքում ստացվում են հետևյալ արտահայտությունները՝

- շառավիղային և շառավիղահենարանային առանցքակալների համար՝

$$\frac{C_r}{P_r} = p \sqrt{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{10^6}},$$

- հենարանաշառավիղային և հենարանային առանցքակալների համար՝

$$\frac{C_a}{P_a} = p \sqrt{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{10^6}} :$$

Արտահայտությունների արմատները K-ով նշանակելու դեպքում ստացվում են

$$C_r = K \cdot P_r, \text{ և } C_a = K \cdot P_a, \text{ և,}$$

որտեղ K-ն բազային դինամիկ բեռնունակության գործակիցն է ըստ համարժեք դինամիկ շառավիղային կամ առանցքային բեռնվածքի, որը կախված է առանցքակալի երկարակեցությունից (L_h), առանցքակալի շարժվող օղակի պտտման հաճախությունից (n) և ընտրվում է ստանդարտով նախատեսված աղյուսակներից:

Առանցքակալի տիպաչափի վերջնական ընտրությունը կատարվում է տարբեր սերիաների հիման վրա՝ ըստ լիսեռի տրամագծի (d'_e) և դինամիկ բեռնունակությունների (C_r և C_a)՝ համաձայն ընտրության պայմանի ապահովման՝

$$C_r \leq C_{r.w}, \quad C_a \leq C_{a.w}, \text{ և:}$$

Ծանոթություն: Եթե լիսեռի պտտման հաճախությունը կազմում է $1 < n < 10$ պտ./րոպե, ապա K գործակցի ընտրության ժամանակ առանցքակալի շարժվող օղակի պտտման հաճախականությունը (n) ընդունվում է 10 պտ./րոպե:

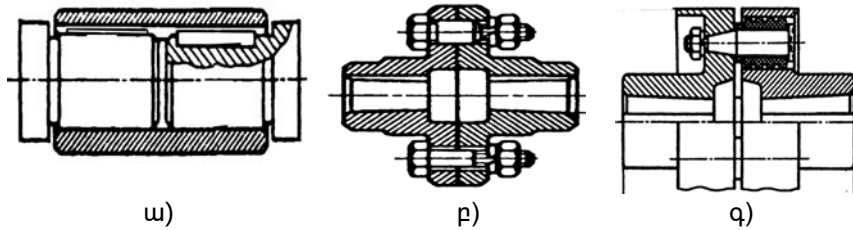
3.4. Մեխանիկական կցորդիչներ

3.4.1. Հիմնական տեղեկություններ

Մեխանիկական կցորդիչները սարքավորումներ են, որոնք նախատեսված են լիսեռներ կամ այլ մեքենամասեր միմյանց միացնելու համար: Որոշ տեսակի կցորդիչներ օգտագործվում են տատանումները և հարվածները կլանելու կամ անհրաժեշտության ու գերբեռնվածության դեպքում մեքենայի աշխատանքն անջատելու համար (առանց շարժիչը կանգնացնելու):

Մեխանիկական կցորդիչները լինում են՝

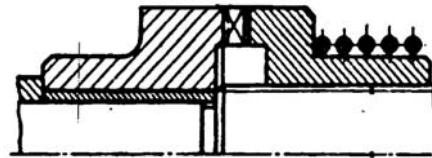
- **Հաստատուն** (նկ. 56), որոնք չեն անջատում պտտական շարժումն աշխատանքի ընթացքում: Դրանցից են կոշտ վռանա-



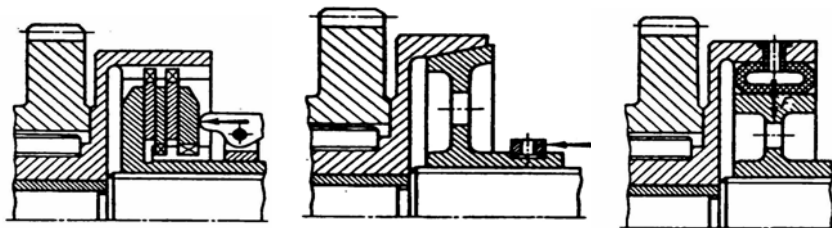
Նկ. 56. Հաստատուն կցորդիչների տեսակները.

ա) վռանային, բ) կցաշուրթային, գ) մատնավռանային:

- **Կցվածքային** (Նկ. 57), որոնք, աշխատանքի կամ դադարի ժամանակ կցվելով կամ արտակցվելով, անջատում են լիսեռների միացումը: Դրանք իրենց հերթին լինում են բռնցքային (ա), շփական (բ) և այլն:



ա)



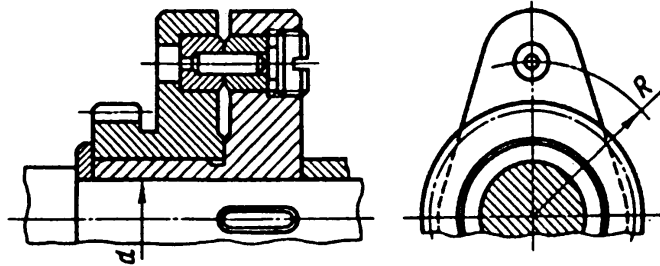
բ)

Նկ. 57. Կցվածքային կցորդիչների տեսակները.

ա) բռնցքային , բ) շփական:

- **Հատուկ** (Նկ. 58), որոնք նախատեսված են շահագործման համապատասխան պայմանների դեպքում ավտոմատ սկզբունքով միացված լիսեռներն անջատելու (պտտական շարժման

հաղորդումն ընդհատելու) համար: Այս սկզբունքն օգտագործվում է հատկապես այն դեպքում, երբ աշխատանքի ընթացքում առաջանում է անսպասելի գերբեռնվածք: Հատուկ կցորդիչներից են ապահովիչային, կենտրոնախույս, ազատ ընթացքով, շփական և այլ կցորդիչները:



Նկ. 58. Հատուկ ապահովիչային կցորդիչներ:

Մեխանիկական կցորդիչների ընտրությունը կատարվում է հետևյալ սկզբունքով.

- Համաձայն շահագործման պայմանների և կցորդիչին ներկայացվող պահանջների՝ ընտրվում է կցորդիչի տեսակը:
- Որոշվում է կցորդիչով հաղորդվող հաշվարկային (աշխատանքային) ուժերով մոմենտը՝

$$T_{h.n} = K \cdot T_n ,$$

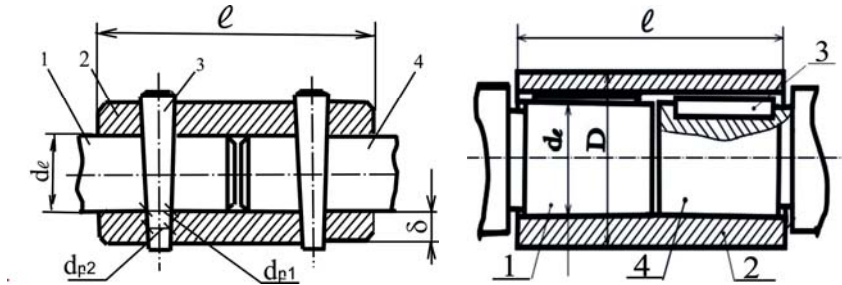
որտեղ՝ K -ն կցորդիչի աշխատանքային ռեժիմի գործակիցն է ըստ մեքենայի տեսակի, $K=1,15 \div 4$, իսկ T_n -ը՝ լիսեռի վրա առաջացած ուղորդ անվանական (номинальный) մոմենտը, $T_n = P/\omega$:

- Ըստ ստացված հաշվարկային ուղորդ մոմենտի՝ ստանդարտով նախատեսված աղյուսակներից ընտրվում է կցորդիչի տիպաչափը՝ համաձայն միացվող լիսեռների ծայրերի տրամագծերի արժեքների (տվյալ տիպաչափի կցորդիչների կիսակցորդիչներն արտադրվում են ըստ անցքերի տրամագծերի չափերի որոշակի տիրույթի):
- Ընտրված կցորդիչների հիմնական տարրերը ստուգվում են ըստ ամրության:

Ծանոթություն: Նոր նախագծվող կցորդիչների տիպը մշակվում է համաձայն աշխատանքային սկզբունքի, իսկ աշխատանքային տարրերի չափերը որոշվում են ըստ ամրության պայմանների:

Ներքին հաշվարկը

Կոշտ վռանային կցորդիչները լիսեռների ծայրերի վրա անշարժ նստեցված վռաններ են (նկ. 59): Պտտական շարժումը լիսեռից վռանին և հակառակը իրականացվում է երիթների, կոնական բույթերի ($\emptyset \delta \emptyset \delta \emptyset$), տեղադրվող պտուտակների և այլ տարրերի միջոցով: Վռանները պատրաստվում են 45 մակնիշի պողպատից կամ գորշ թուջից (համեմատաբար փոքր բեռնվածքների համար):



Նկ. 59. Կոշտ վռանային կցորդիչների հաշվարկային սխեմաներ:

Կոշտ վռանային կցորդիչներն օգտագործվում են փոքր և միջին բեռնվածքների ու արագությունների դեպքում, տեղադրվում են սահմանափակ ($d_e < 100$ մմ) տրամագծեր ունեցող լիսեռների վրա, պահանջում են խիստ համառանցքայնության ապահովում:

Նախագծվող կոշտ վռանային կցորդիչները կարող են ունենալ չափերի հետևյալ հարաբերությունները՝

- վռանի երկարությունը՝ $l = (3,5 \div 4) \cdot d_e$,
- վռանի պատի հաստությունը՝ $\delta > 0,3 \cdot d_e$ կամ վռանի արտաքին տրամագիծը՝ $D = 1,5 \cdot d_e$,
- բույթերի տրամագծերը՝ $d_p = (0,25 \div 0,3) \cdot d_e$:

Կոշտ վռանային կցորդիչի աշխատանքային տարրերը ստուգվում են համաձայն առաջացած դեֆորմացիաների:

Օրինակ՝ բույթերը ստուգվում են ըստ կտրման ամրության պայմանի՝

$$\tau_{\text{կ}} = \frac{8 \cdot T_{\text{հ.ն}}}{\pi \cdot d_p^2 \cdot d_e \cdot z} \leq [\tau]_{\text{կ}},$$

որտեղ՝ z -ը բույթերի թիվն է, իսկ $[\tau]_{\text{կ}}$ -ն թույլատրելի կտրման լարումը,

$$[\tau]_{\text{կ}} = 40, \text{ Ն/մմ}^2:$$

Անհրաժեշտության դեպքում ստուգվում է նաև տրորման ամրության պայմանը՝

$$\sigma_{տ} = \frac{2 \cdot T_{h,n}}{d_e \cdot d_p \cdot \delta \cdot z} \leq [\sigma]_{տ},$$

որտեղ $[\sigma]_{տ}$ -ն թույլատրելի տրորման լարումն է, $[\sigma]_{տ} = 120 \div 200$, Ն/մմ²:

Նշված ամրության պայմաններից կարելի է որոշել բույթի տրամագիծը (d_p) կամ բույթերի քանակը (z):

3.4.3. Կոշտ կցաշուրթային կցորդիչների հաշվարկը

Կոշտ կցաշուրթային կցորդիչները կազմված են երկու կիսակըցորդիչներից, որոնք համառանցք լիսեռների վրա տեղադրվում են փոխանցիկ նստեցվածքներով (նկ. 60): Դրանք արտադրվում են երկու կատարմամբ (կոնական ու գլանային անցքերով) և պատրաստվում են 40, 35E մակնիշների պողպատից կամ $\bar{N} \times 21$ մակնիշի գորշ թուջից (փոքր արագությունների դեպքում): Կիսակցորդիչների միացումը ձեռքովում է 35 մակնիշի պողպատից պատրաստված հեղույսների և պնդօղակների միջոցով:

Կոշտ կցաշուրթային կցորդիչներն օգտագործվում են մինչև $T_n < 20$ կՆ մոլորող մոմենտներ հաղորդելու և լիսեռների մինչև $d < 250$ մմ տրամագծեր միացնելու համար:

Ստանդարտացված կցորդիչների ընտրությունից հետո կատարվում են աշխատանքային տարրերի ստուգման հաշվարկներ:

Հեղույսները տեղադրվում են՝

- **Առանց բացակի** (նկ. 60, դիրք 1), երբ հեղույսային միացումները հավաքվում են ոչ մեծ ձգման մոմենտով, քանի որ հեղույսի տեղադրման պատճառով կիսակցորդիչներն իրար նրկատմամբ անշարժ են: Արդյունքում հեղույսները ենթարկվում են՝

- կտրման դեֆորմացիայի. կտրման ամրության պայմանը՝

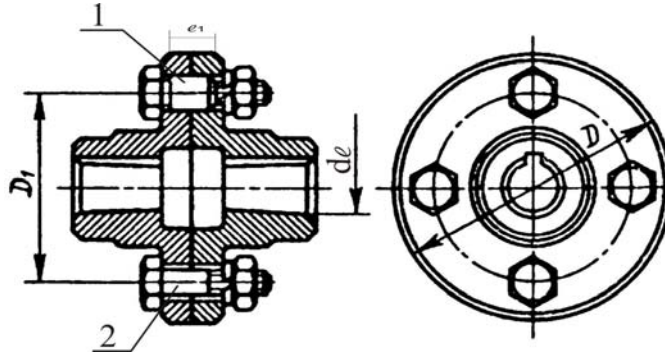
$$\tau_{կ} = \frac{8 \cdot T_{h,n}}{\pi \cdot d^2 \cdot D_1 \cdot z} \leq [\tau]_{կ},$$

- տրորման դեֆորմացիայի. տրորման ամրության պայմանը՝

$$\sigma_{տ} = \frac{2 \cdot T_{h,n}}{d_1 \cdot d \cdot D_1 \cdot z} \leq [\sigma]_{տ},$$

որտեղ՝ d -ն հեղույսի արտաքին տրամագիծն է, մմ, z -ը՝ հեղույսների

թիվը, $[\tau]_կ$ -ն՝ թույլատրելի կտրման լարումը, $[\tau]_կ = 60 \div 90$,
 Ն/մմ², $[\sigma]_տ$ -ն թույլատրելի տրորման լարումը, $[\sigma]_տ = 120 \div 200$,
 Ն/մմ², D_1 -ը՝ հեղույսների միջառանցքային հեռավորությունը,
 մմ, e_1 -ը՝ կցաշուրթի լայնությունը, մմ:



Նկ. 60. Կոշտ կցաշուրթային կցորդիչի հաշվարկային սխեմա:

- **Քաջակով** (Նկ. 60, դիրք 2), երբ կիսակցորդիչների հարաբերական անշարժությունն ապահովելու նպատակով հեղույսային միացումը ձգվում է անհրաժեշտ և բավարար ձգման մոմենտով: Արդյունքում հեղույսները ենթարկվում են ձգման դեֆորմացիայի:

Հակառակ դեպքում կիսակցորդիչները տեղաշարժվում են, ինչի հետևանքով բացակը վերանում է և առաջանում են կտրման և տրորման դեֆորմացիաներ:

Ձգման ամրության պայմանն է

$$\sigma_{\delta} = \frac{4 \cdot F_{\delta}}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma]_{\delta},$$

որտեղ մեկ հեղույսում առաջացած առանցքային ձգող ուժը կազմում է

$$F_{\delta} = \frac{F_t}{f} = \frac{2 \cdot T_{h,n}}{D_1 \cdot f \cdot z}:$$

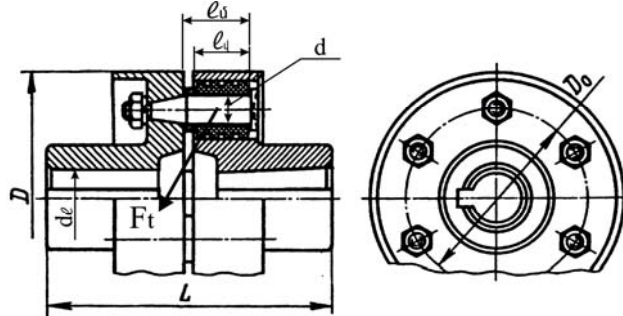
Այսպիսով՝

$$\sigma_{\delta} = \frac{8 \cdot T_{h,n}}{\pi \cdot d_1^2 \cdot D_1 \cdot f \cdot z} \leq [\sigma]_{\delta} = 80 \div 120, \text{ Ն/մմ}^2,$$

որտեղ f -ը շփման գործակիցն է, $f = 0,1 \div 0,2$:

3.4.4. Ճկուն մատնավռանային կցորդիչների հաշվարկը

Ճկուն մատնավռանային կցորդիչները կազմված են երկու կիսակցորդիչներից, որոնցից մեկի կոնական անցքի մեջ տեղադրված են ճկուն վռանային տարրերով հեղույսներ (նկ. 61): Այս կցորդիչներն օգտագործվում են տարբեր բեռնվածքների և արագությունների դեպքում ($T_n < 35$ կՆմ, լիսեռների ծայրերի տրամագծերը՝ $d < 300$ մմ): Ճկուն վռանների դեֆորմացիայի շնորհիվ դրանք մեղմացնում են տատանումներն ու հարվածները և կոմպենսացնում շառավիղային ($\delta < 0,6$ մմ) ու անկյունային (δ մինջև 1°) շեղումները:



Նկ. 61. Ճկուն մատնավռանային կցորդիչի հաշվարկային սխեմա:

Կիսակցորդիչները պատրաստվում են միջին ածխածնային պողպատից կամ գորշ թուջից, իսկ ճկուն վռանները՝ հատուկ տեխնիկական ռետինից:

Չեղույսները ստուգվում են ըստ ծռման ամրության՝

$$\sigma_{\delta} = \frac{M_{\delta}}{W_{\delta}} \leq [\sigma]_{\delta}:$$

Վտանգավոր կտրվածքի նկատմամբ ծռող մոմենտը կազմում է

$$M_{\delta} = F'_t \cdot l_1 / 2,$$

որտեղ՝ l_1 -ն վռանի երկարությունն է, F'_t -ն՝ մեկ հեղույսի վրա ազդող

$$\text{ծռող, շրջագծային ուժը, } F'_t = \frac{F_t}{z} = \frac{2 \cdot T_{h.n}}{D_0 \cdot z}, \text{ Ն:}$$

Չեղույսի կլոր կտրվածքի ծռման դիմադրության մոմենտը կազմում է

$$W_{\delta} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \approx 0,1 \cdot d^3, \text{ մմ}^3:$$

M_{δ} -ի և W_{δ} -ի արժեքներն ամրության պայմանի մեջ տեղադրելու

դեպքում ստացվում է

$$\sigma_{\delta} = \frac{T_{h,n} \cdot \ell_l}{0,1 \cdot d^3 \cdot D_0 \cdot z} \leq [\sigma]_{\delta},$$

որտեղ $[\sigma]_{\delta}$ -ն հեղուայների թույլատրելի ծռման լարումն է, $[\sigma]_{\delta} = 80 \div 90$, Ն/մմ²:

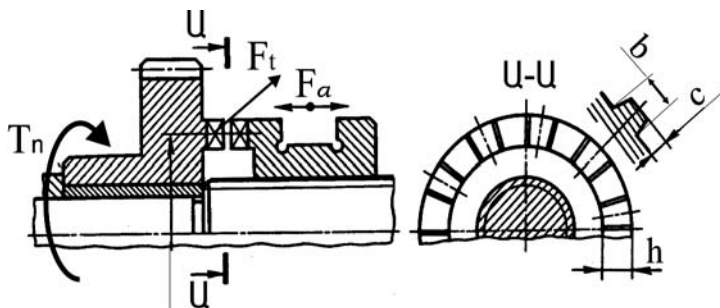
Ռետինե վռանները ստուգվում են ըստ տրորման՝

$$\sigma_{տ} = \frac{2 \cdot T_{h,n}}{d \cdot \ell_l \cdot D_0 \cdot z} \leq [\sigma]_{տ},$$

որտեղ $[\sigma]_{տ}$ -ն ռետինե վռանի թույլատրելի տրորման լարումն է, $[\sigma]_{տ} = 1,8 \div 2,0$, Ն/մմ²:

3.4.5. Բռնցքային կցվածքային կցորդիչների հաշվարկը

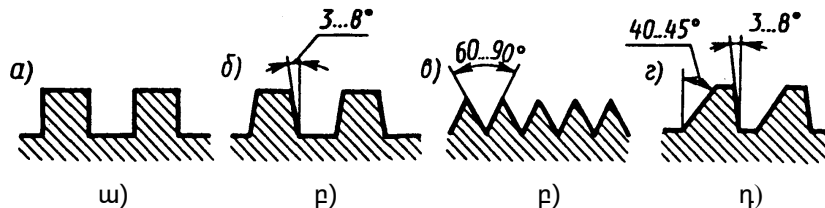
Բռնցքային կցվածքային կցորդիչները կազմված են երկու կիսակցորդիչներից. տանող կիսակցորդիչն անշարժ միացված է լիսեռին, իսկ տարվող կիսակցորդիչը շարժական է և տեղաշարժվում է առանցքային ուղղությամբ (նկ. 62):



Նկ. 62. Բռնցքային կցվածքային կցորդիչի հաշվարկային սխեմա:

Բռնցքային կցվածքային կցորդիչների աշխատանքային տարրերը բռնցքներն են, որոնք արտադրվում են ուղիղ, սեղանաձև, եռանկյունաձև և հենարանային պրոֆիլներով (նկ. 63):

Ուղիղ պրոֆիլով բռնցքների դեպքում չեն առաջանում կիսակցորդիչներն անջատող F_a առանցքային ուժեր (ի տարբերություն մյուս պրոֆիլների), ինչի հետևանքով հպման անկյունը սեղանաձև և հենարանային պրոֆիլներով բռնցքների մոտ լինում է համեմատաբար փոքրը:



Նկ. 63. Բռունցքների պրոֆիլները.

ա) ուղղանկյուն, բ) սեղանաձև, բ) եռանկյունաձև, դ) հենարանային:

Կցորդիչների բռունցքները պետք է լինեն մաշակայուն և լավ դիմաման հարվածային բեռնվածքների: Ուստի կցորդիչները պատրաստվում են 20,15Օ,20Օ (հետագա ցեմենտացումով) և 40Օ,30Օ í (մխման ջերմամշակումով) մակնիշների պողպատից:

Բռնցքային կցվածքային կցորդիչներն օգտագործվում են ցածրը և միջին արագությունների դեպքում: Կիսակցորդիչների արագությունների տարբերությունը միացման ժամանակ չպետք է գերազանցի 1,0 մ/վրկ-ից:

Մաշակայունության պայմանն է

$$p = \frac{F'_t}{A} \leq [p],$$

որտեղ՝ F'_t -ը մեկ բռունցքի միջոցով հաղորդվող շրջագծային ուժն է,

$$F'_t = \frac{2 \cdot T_{h,n}}{D \cdot \frac{2}{3} \cdot z}, \quad D - \text{ն՝ բռունցքների միջև եղած հեռավորությունը}$$

(տրամագիծը), մմ, $\frac{2}{3} \cdot z$ -ը՝ բեռնվածքի տակ գտնվող բռունցք-

ների թիվը, A -ն՝ մեկ բռունցքի ճնշման ենթարկվող մակերեսը, $A = h \cdot b$, մմ², b -ն՝ բռունցքի հաստությունը, h -ը՝ բռունցքի բարձրությունը:

Վերոհիշյալ արժեքները տեղադրելու դեպքում ստացվում է

$$p = \frac{3 \cdot T_{h,n}}{D \cdot z \cdot b \cdot h} \leq [p],$$

որտեղ $[p]$ -ն ջերմամշակված բռունցքների թույլատրելի ճնշումն է,

$$[p] = 35 \div 70, \text{ Ն/մմ}^2:$$

Բռունցքները կարելի է ստուգել նաև ըստ ծռման և կտրման ամ-

րությունների:

Ծռման ամրության պայմանն է

$$\sigma_{\delta} = \frac{M_{\delta}}{W_{\delta}} = \frac{F'_t \cdot b}{\frac{h \cdot c^2}{6}} \leq [\sigma]_{\delta} :$$

Ըստ $F'_t = \frac{2 \cdot T_{h,n}}{D \cdot \frac{2}{3} \cdot z}$ արտահայտության՝ ստացվում է վերջնական

բանաձևը՝

$$\sigma_{\delta} = \frac{18 \cdot T_{h,n} \cdot b}{h \cdot c^2 \cdot D \cdot z} \leq [\sigma]_{\delta} :$$

Կտրման ամրության պայմանն է

$$\tau_y = \frac{F'_t}{A'} = \frac{2 \cdot T_{h,n}}{D \cdot c \cdot h \cdot \frac{2}{3} \cdot z} = \frac{3 \cdot T_{h,n}}{c \cdot h \cdot D_1 \cdot z} \leq [\tau]_y :$$

Բռնցքային կցորդիչների միացման և անջատման համար անհրաժեշտ առանցքային ուժը որոշվում է հետևյալ բանաձևով՝

$$F_{\alpha} = \frac{2 \cdot T_{h,n}}{D} \cdot \left[f \cdot \frac{D}{d} \pm \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \right] ,$$

որտեղ՝ f -ը շփման գործակիցն է, $f=0,08 \div 0,2$, α -ն՝ բռնցքների հպման անկյունը, ρ -ն՝ շփման անկյունը, «+» նշանը վերաբերում է կըցորդիչի միացմանը, իսկ «-» նշանը՝ անջատմանը:

3.4.6. Շփական կցվածքային կցորդիչների հաշվարկը

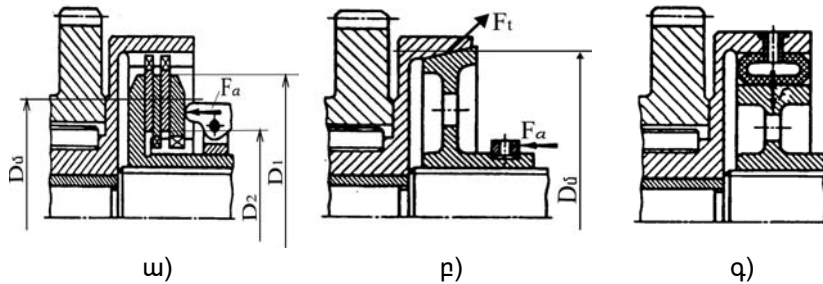
Շփական կցվածքային կցորդիչները կազմված են երկու կիսակցորդիչներից. տանող կիսակցորդիչն անշարժ միացված է լիսեռին, իսկ տարվող կիսակցորդիչը տեղաշարժվում է առանցքային ուղղությամբ: F_{α} առանցքային սեղմող ուժի փոփոխման դեպքում հնարավորություն է ստեղծվում տարբեր մեծության ոլորող մոմենտներ հաղորդելու համար: Աշխատանքային տարրերը կիսակցորդիչների ճակատային մակերևույթներն են, որոնք անհրաժեշտության դեպքում (մեծ բեռնվածք և արագություն հաղորդելիս) օգտագործվում են որպես վրադիրներ՝ պատրաստված բարձր շփման գործակից ունեցող հատուկ նյութերից (ֆերրադո կամ մետաղախեցեղեն):

Շփական կցվածքային կցորդիչներն օգտագործվում են բեռնը-

վածքի դեպքում (աշխատանքի ընթացքում) լիսեռների միջև սահուն շարժում հաղորդելու համար:

Շփական կցվածքային կցորդիչները լինում են՝

- ըստ աշխատանքային մակերևույթների ձևի՝ սկավառակային, կոնական և գլանային (նկ. 64),
- ըստ յուղման պայմանների՝ յուղվող և չյուղվող:



Նկ. 64. Շփական կցորդիչների տեսակները.

ա) սկավառակային, բ) կոնական, գ) գլանային:

Շփական կցվածքային կցորդիչների աշխատանքային պայմանն ապահովվում է, երբ

$$T_f \geq K_1 \cdot T_{h,n},$$

որտեղ՝ K_1 -ը կցման պաշարի գործակիցն է, $K_1=1,3 \div 1,5$, T_f -ը շփման ուժերից առաջացած պտտական մոմենտը, $T_f = F_a \cdot f \cdot R_\delta \cdot z$, U մ (F_a -ն սկավառակները սեղմող անհրաժեշտ առանցքային ուժն է, U , f -ը՝ շփման գործակիցը, $f=0,15 \div 0,4$, R_δ -ը՝ սկավառակների շփվող մակերևույթների միջին շառավիղը, $R_\delta = (D_1 + D_2)/4$, մմ (D_1 -ը և D_2 -ը համապատասխանաբար սկավառակների արտաքին և ներքին տրամագծերն են), z -ը՝ շփվող մակերևույթների զույգերի թիվը, $z=n-1$, որտեղ n -ը սկավառակների ընդհանուր քանակն է):

Վերոհիշյալ արժեքներն աշխատանքային պայմանի մեջ տեղադրելու դեպքում ստացվում է

$$F_a \cdot f \cdot R_\delta \cdot z \geq K_1 \cdot T_{h,n},$$

ըստ որի՝ դուրս է բերվում անհրաժեշտ առանցքային սեղմող ուժի մեծությունը՝

$$F_a = \frac{K_1 \cdot T_{h,n}}{f \cdot R_\delta \cdot z}:$$

Անհրաժեշտության դեպքում ստուգվում է մաշակայունության պայմանը՝

$$p = \frac{F_a}{A} = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot (D_1^2 - D_2^2)} = \frac{4 \cdot K_1 \cdot T_{h,n}}{f \cdot R_d \cdot z \cdot \pi \cdot (D_1^2 - D_2^2)} \leq [p], \text{ Ն/մմ}^2,$$

որտեղ թույլատրելի ճնշումը շահագործման չուղվող պայմաններում կազմում է $[p]=0,2 \div 0,3$, Ն/մմ², իսկ յուղման պայմաններում՝ $[p]=0,6 \div 1,0$ Ն/մմ²:

Համաձայն մաշակայունության պայմանի՝ ստացվում է անհրաժեշտ առանցքային սեղմող ուժի արտահայտությունը՝

$$F_a = \pi \cdot (D_1^2 - D_2^2) \cdot [p] / 4, \text{ Ն:}$$

Շփական կցվածքային կցորդիչներն անհրաժեշտության դեպքում օգտագործվում են նաև որպես ապահովիչային կցորդիչներ, ինչի համար սեղմող օղակի առանցքային ուժը վերակարգավորվում է ըստ համապատասխան սահմանային ոլորող մոմենտի մեծության:

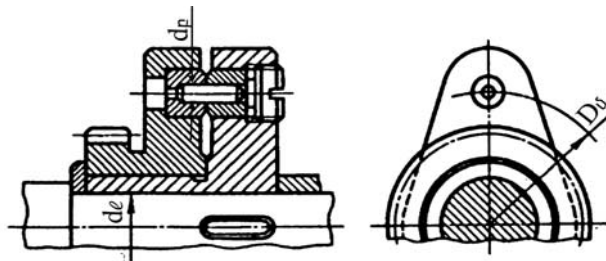
3.4.7. Ապահովիչային հատուկ կցորդիչների հաշվարկը

Ապահովիչային հատուկ կցորդիչները (նկ. 65) կազմված են երկու կիսակցորդիչներից, որոնք միացված են միմյանից մեկ տեղադրված հատուկ թուլացված բույթերի միջոցով:

Կիսակցորդիչները պատրաստվում են միջին ածխածնային, վըռանները՝ 40X մակնիշի (միսված), իսկ բույթերը՝ 45 մակնիշի (առանց ջերմամշակման) պողպատից:

Գերբեռնվածքի դեպքում պտտական շարժումն անջատելու նըպատակով բույթերը կտրվում են: Շարժումը վերսկսելու համար տեղադրվում են նոր բույթեր:

Հաղորդվող աշխատանքային ոլորող մոմենտի դեպքում T_n հաշվարկային սահմանային ոլորող մոմենտն ընդունվում է $T_u = 1,25 \cdot T_n$:



Նկ. 65. Ապահովիչային հատուկ կցորդիչի հաշվարկային սխեմա:

Բույթերի կտրման ամրության պայմանն է

$$\tau_y = \frac{F_t}{A_p} \leq [\tau]_y,$$

որտեղ F_t -ն շրջագծային ուժն է, $F_t = 1,25 \cdot \frac{2 \cdot T_n}{D_0} = \frac{2,5 \cdot T_n}{D_0}$, Ն, D_0 -ն՝ բույթ-

րի միջև եղած հեռավորությունը, $D_0 = 2 \cdot R$, մմ:

Հոծ բույթերի կտրվածքի մակերեսը կազմում է

$$A_p = \frac{\pi d_p^2}{4}, \text{ մմ}^2,$$

միջանցիկ բույթերի կտրվածքի մակերեսը՝

$$A_p = \frac{\pi \cdot (d_p^2 - d_w^2)}{4},$$

որտեղ d_w -ն բույթում առկա անցքի տրամագիծն է:

Արժեքները տեղադրելու դեպքում հոծ բույթերի համար ստացվում է

$$\tau_y = \frac{10 \cdot T_n}{D_0 \cdot \pi \cdot d_p^2} \leq [\tau]_y:$$

Վերջինիս համաձայն՝ որոշվում է բույթերի անհրաժեշտ տրամագիծը՝

$$d_p = \sqrt{\frac{10 \cdot T_n}{\pi \cdot D_0 \cdot \pi \cdot [\tau]_y}}:$$

Մխված բույթերի համար թույլատրելի կտրման լարումը կազմում է $[\tau]_y = 400$ Ն/մմ²:

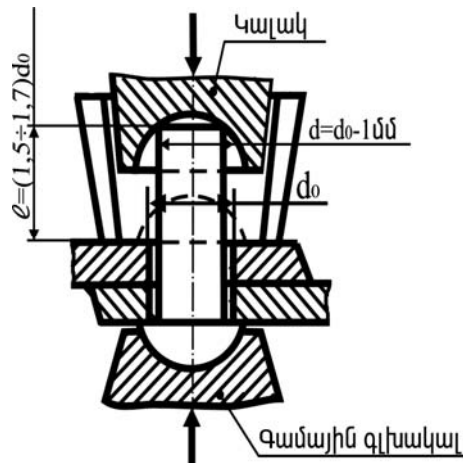
ԳԼՈՒԽ 4. ՄԻԱՑՈՒՄՆԵՐ ԵՎ ԴՐԱՆՑ ՄԵՔԵՆԱՄԱՍԵՐ

4.1. Գամային միացումներ

4.1.1. Հիմնական տեղեկություններ

Գամային միացումները մեքենամասերի չքանդվող միացումներ են, որոնք իրականացվում են գամային կարերով և բաղկացած են միացվող մեքենամասերից ու գամերից:

Գամային միացումները (նկ. 66) կատարվում են միացվող մեքենամասերի համատեղ գայլիկոնումով և դրանց գամումով (ծեռքով կամ մեքենայացված եղանակներով):



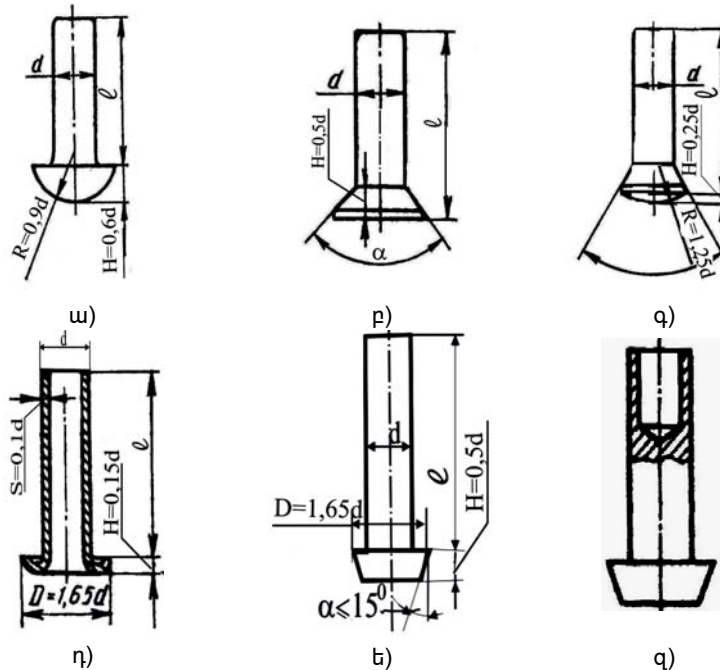
Նկ. 66. Գամային միացման ձևավորումը:

Գամային միացումներն ունեն հետևյալ առավելությունները՝ բարձր ամրություն ու հուսալիություն, միացման որակի վերահսկման պարզություն, տարբեր նյութերից պատրաստված մեքենամասերի միացման հնարավորություն, տատանողական և հարվածային ռեժիմներում բարձր աշխատունակության ապահովում, ինչպես նաև հետևյալ թերությունները՝ հավաքման օպերացիաների մեծ ծավալ, բարդություն և համեմատաբար բարձր ինքնարժեք, գունավոր նյութերի մեծ ծախս, բարդ կառուցվածքներով մեքենամասերի միացման դժվարություն, միացվող մեքենամասերի և գամերի համասեռության ապահովման անհրաժեշտություն, քանի որ տարասեռության դեպքում առաջանում են գամային կարերը քայքայող գալվանական հոսանքներ:

Նշված թերությունների պատճառով գամային միացումները փոխարինվում են եռակցման, զոդման և սոսնձման միացումներով:

Գամերը ցածր ածխածնային պողպատից (Ст.1, Ст.2, Ст.3, Ст.10 և Ст.15) կամ ալյումինե և պղնձե համաձուլվածքներից տրամաչափված ձողեր են, որոնք պատրաստվում են հատուկ ավտոմատ հաստոցների վրա:

Գամերը ստանդարտացված են և լինում են՝ կիսակլոր, թաքնված, կիսաթաքնված, հարթ գլխիկներով և խողովակաձև ու պայթուցիկ (նկ. 67):



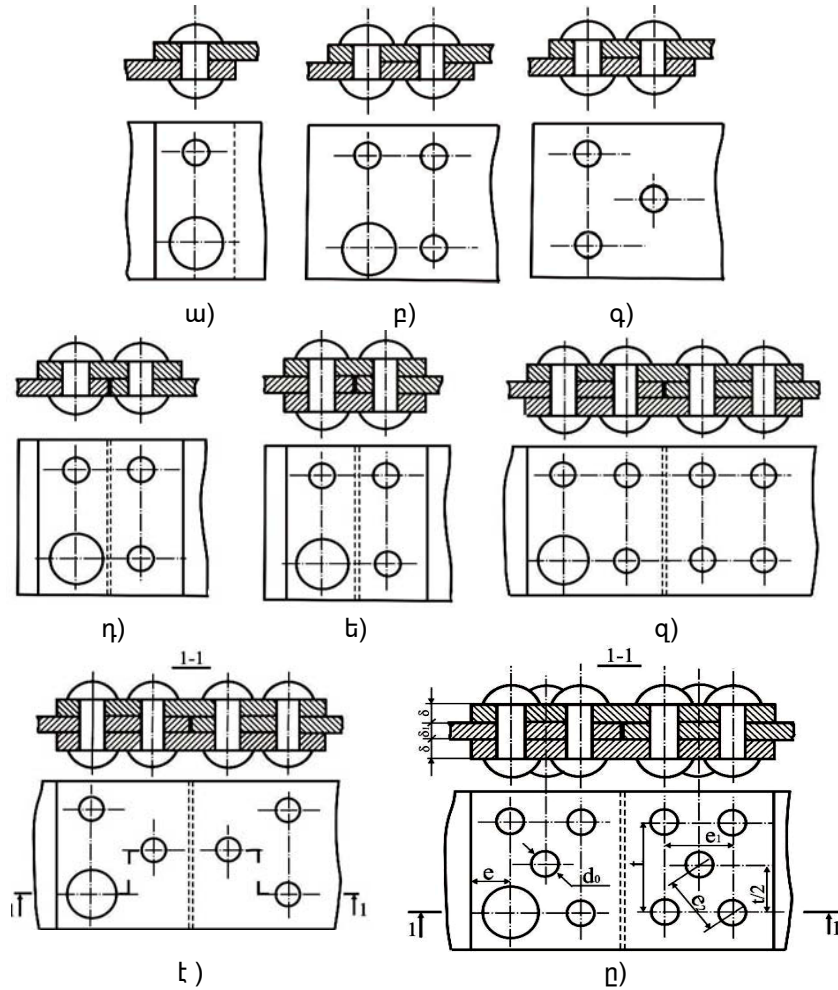
Նկ. 67. Գամերի տեսակները.

ա) կիսակլոր գլխիկով, բ) թաքնված գլխիկով, գ) կիսաթաքնված գլխիկով,
դ) խողովակաձև, ե) հարթ գլխիկով, զ) պայթուցիկ:

Գամային միացումները (նկ. 68) լինում են.

- ըստ նշանակման՝ ամուր կարերով, որոնք ապահովում են միացման ամրությունը և կիպ կարերով, որոնք ապահովում են միացման ամրությունը և հերմետիկությունը,
- ըստ միացվող մեքենամասերի փոխադարձ դասավորության՝

- ըստ գամերի շարքերի քանակի՝ միաշարք (ա, դ, ե), երկշարք (բ, գ, զ, է), եռաշարք (ը) և բազմաշարք,
- ըստ շարքերում գամերի դասավորության՝ զուգահեռ (բ, գ) և չախմատաձև (զ, է, ը),
- ըստ կտրման հարթությունների քանակի՝ միակտրվածք (ա, բ, գ, դ) և երկկտրված (ե, զ, է, ը):

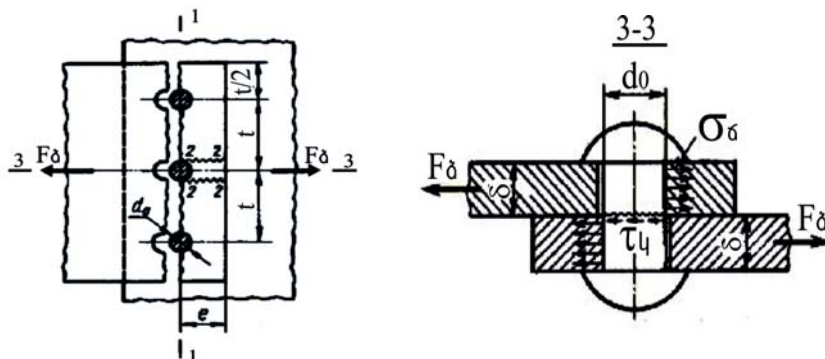


Նկ. 68. Գամային միացումների տեսակները:

4.1.2. Չամային ամուր կարերի հաշվարկը

Նկ. 69-ում պատկերված է միաշարք կարով կատարված մակադիր միացման սխեման, ըստ որի՝

- ազդող բեռնվածքը հավասարաչափ է բաշխվում գամերի վրա,
- միացված մեքենամասերն անշարժ են,
- գամերի և անցքերի տրամագծերն իրար հավասար են:



Նկ. 69. Չգող ուժի ազդեցությամբ աշխատող չամային միացման հաշվարկային սխեմա:

Կարի վրա ազդող ձգող ուժն առաջացնում է՝

- գամերի կտրման դեֆորմացիա. ամրության պայմանը՝

$$\tau_k = \frac{F_\delta}{A} = \frac{4 \cdot F_\delta}{\pi \cdot d_0^2 \cdot z} \leq [\tau]_k, \quad (1)$$

որտեղ՝ z -ը գամերի քանակն է, իսկ d_0 -ն՝ գամի և անցքի տրամագիծը,

- գամերի և միացված մեքենամասերի անցքերի տրորման դեֆորմացիա. ամրության պայմանը՝

$$\sigma_{\text{տ}} = \frac{F_\delta}{A'} = \frac{F_\delta}{d_0 \cdot \delta \cdot z} \leq [\sigma]_{\text{տ}}, \text{ Ն/մմ}^2, \quad (2)$$

որտեղ δ -ն միացվող մեքենամասի հաստությունն է, մմ,

- 1-1 կտրվածքում միացվող մեքենամասերի ձգման դեֆորմացիա. ամրության պայմանը՝

$$\sigma_\delta = \frac{F_\delta}{A''} = \frac{F_\delta}{(t - d_0) \cdot \delta \cdot z} \leq [\sigma]_\delta, \text{ Ն/մմ}^2, \quad (3)$$

որտեղ t -ն չամային կարերի քայլն է, մմ,

իսկ $A'' = \{[(z-1) \cdot t + t] - z \cdot d_0\} \cdot \delta = (z \cdot t - t + t - z \cdot d_0) \cdot \delta = (t - d_0) \cdot \delta \cdot z :$

- 2-2 կտրվածքում միացվող մեքենամասերի կտրման դեֆորմացիա. ամրության պայմանը՝

$$\tau'_y = \frac{F_\delta}{A''} = \frac{F_\delta}{\left(e - \frac{d_0}{2}\right) \cdot \delta \cdot z} \leq [\tau]_y, \text{ Ն/մմ}^2: \quad (4)$$

Երբ $[\sigma]_{տ} = 1,6 [\tau]_y$, ապա (1) և (2) բանաձևերից ստացվում է $d_0 = 2 \cdot \delta$, երբ $[\sigma]_{տ} = [\tau]_y$, $d_0 = 2 \cdot \delta$, ապա (1) և (3) բանաձևերից ստացվում է $t = 2,6 \cdot d_0$, որը սովորաբար ընդունվում է $t = 3 \cdot d_0$, երբ $[\tau]_y = 0,8 \cdot [\tau]_y$, $d_0 = 2 \cdot \delta$, ապա (1) և (3) բանաձևերից ստացվում է $e = 1,5 \cdot d_0$, որը գործնականում ընդունվում է $e = (1,5 \div 2) \cdot d_0$, $e_1 = 0,8 \cdot t \approx e_2$ (նկ. 68, ը):

Բազմաշարք կարերի դեպքում գամերի շարքերի միջառանցքային հեռավորությունը որոշվում է $a > 0,6 \cdot t$ արտահայտությամբ:

4.1.3. Գամային կիպ կարերի հաշվարկը

Գամային կիպ կարերով միացումներն օգտագործվում են ճնշման տակ գտնվող կաթսաների, անոթների և խողովակների համար, որոնք պահանջում են կարերի ամրություն և կիպություն:

Հաշվարկը կատարելիս նախ և առաջ որոշվում է անոթի պատերի հաստությունը՝

$$\delta = \frac{p_0 \cdot D}{2 \cdot [\varphi] \cdot [\sigma]_\delta} + \Delta, \text{ մմ},$$

որտեղ՝ p_0 -ն ճնշումն է անոթի պատերի վրա, Ն/մմ², $[\varphi]$ -ն՝ երկայնական գամային կարերի ամրության թուլատրելի գործակիցը, որն ընդունվում է ստանդարտով նախատեսված աղյուսակներից՝ ըստ միացումների տեսակի, φ -ն՝ կարի ամրության գործակիցը, $\varphi = (t - d_0)/t$, $[\sigma]_\delta$ -ն՝ անոթի պատերի ձգման թուլատրելի լարումը, $[\sigma]_\delta = 70 \div 110$ Ն/մմ², D -ն՝ անոթի ներքին տրամագիծը, մմ, Δ -ն՝ մետաղի քայքայումը հաշվի առնող մեծությունը, $\Delta = 1 \div 3$ մմ:

Անոթի պատերի հաստությունը որոշելուց հետո ստանդարտով նախատեսված աղյուսակներից նախ՝ ընտրվում են գամերի տրամագիծը (d_0), քայլը (t), ապա՝ գամերը ստուգվում են ըստ կտրման՝

$$\tau_y = \frac{4 \cdot F_1}{n \cdot \pi \cdot d_0^2} \leq [\tau]_y,$$

որտեղ՝ n -ը կտրման հարթությունների քանակն է, F_1 -ը՝ մեկ գամի վրա ազդող կտրող ուժը, ընդ որում՝ երկայնական կարի համար $F_1=0,5 \cdot p_0 \cdot D \cdot t/Z'$, լայնական կարի համար $F_1=0,25 \cdot p_0 \cdot D \cdot t/Z'$ (Z' -ը գամերի քանակն է t լայնությամբ կարի տեղամասում):

Այնուհետև որոշվում են՝

- գամերի հեռավորությունը միացվող մեքենամասի մոտակա եզրից՝

$$e = 1,65 \cdot d_0,$$

- գամերի շարքերի միջառանցքային հեռավորությունը՝

$$\alpha = 0,5 \cdot t:$$

Գամային կիպ կարերով միացումներում միջադիրների հաստությունը կազմում է

$$\delta_1=0,8 \cdot \delta:$$

4.2. Եռակցված միացումներ

4.2.1. Հիմնական տեղեկություններ

Եռակցումը մետաղական մեքենամասերի կցվող գոտիների տաքացմամբ միացման տեխնոլոգիական պրոցես է: **Եռակցված միացումները** պատկանում են չքանդվող միացումներին: Տարբերվում են եռակցման երկու տեսակներ՝ եռակցում ճնշումով և եռակցում հալապատումով:

Ճնշումով եռակցման ժամանակ միացվող մեքենամասերի եզրերը տաքացվում են մինչև $t=1100 \div 1300^\circ\text{C}$, որի ժամանակ միացվող տաքացած մակերևույթները, կորցնելով իրենց առաձգականությունը, անցնում են պլաստիկ վիճակի և ճնշման ազդեցության ժամանակ առաջանում է մետաղների մասնիկների դիֆուզիա: Եռակցման կարն այս դեպքում լինում է աննկատ:

Հալապատմամբ եռակցման ժամանակ միացվող գոտին տաքացվում է մինչև հալման ջերմաստճան ($t>3000^\circ\text{C}$): Արդյունքում կցման գոտում առաջանում է հալված մետաղի շերտ, որի հովացումով ձևավորվում է եռակցման կարը:

Հալապատմամբ եռակցումները լինում են գազային և էլեկտրական, իսկ վերջիններս էլ իրենց հերթին՝ էլեկտրաաղեղային և էլեկտրահպումային (կցվածքային, կետային և կարային տեսակներով):

Էլեկտրաաղեղային եռակցումները կատարվում են՝ ձեռքով, կիսաավտոմատ և ավտոմատ եղանակներով՝ տարբեր միջավայրերում:

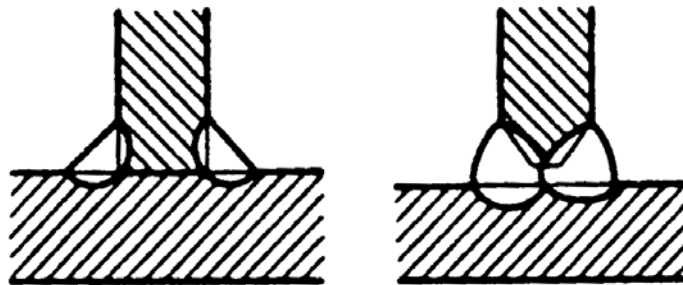
Եռակցված միացումներն ունեն հետևյալ առավելությունները՝ եռակցման ավտոմատացման հնարավորություն և դրանից բխող ինքնարժեքի իջեցում, եռակցված կարերի հարաբերական բարձր որակ, բարդ կառուցվածքների պատրաստման հնարավորություն, միացվող մեքենամասերի մինչև 30% տնտեսում, ինչպես նաև հետևյալ թերությունները՝ եռակցված կարերում առաջացող լարումների խտացումներ, ձեռքով կատարված կարի որակի կախվածություն եռակցողի որակավորումից, կարի որակի ստուգման բարդություն, վատ աշխատանք շահագործման տատանողական, հարվածային ռեժիմների դեպքում և այլն:

Եռակցված կարերը լինում են կցվածքային և անկյունային (նկ. 70):

Համաձայն միացումների շահագործման բնույթի և նշանակման՝ տարբերվում են կիպ, ամուր և ամրակիպ եռակցված միացումներ:

Ըստ միացվող մեքենամասերի փոխադարձ դասավորության՝ տարբերվում են՝

- կցվածքային եռակցված միացումներ՝ իրականացված կցվածքային կարերով,
- մակադիր եռակցված միացումներ՝ իրականացված կցվածքային կամ անկյունային կարերով,
- տավրած եռակցված միացումներ՝ իրականացված կցվածքային կամ անկյունային կարերով,
- անկյունային եռակցված միացումներ՝ իրականացված անկյունային կարերով:



Նկ. 70. Անկյունային և կցվածքային կարեր:

Եռակցված միացումների կարերին և միացվող մեքենամասերին ներկայացվում են ամրության միևնույն պահանջները:

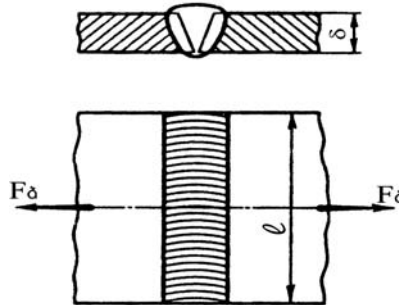
4.2.2. Կցվածքային կարերի հաշվարկը

Կցվածքային կարերի վրա ազդում են հետևյալ ուժերն ու մոմենտները՝

- Ձգող կամ սեղմող F_{δ} ուժը (նկ. 71). ըստ ուժի ազդման ուղղության՝ կարը ենթարկվում է սեղմման կամ ձգման դեֆորմացիայի, որի ամրության պայմանն է

$$\sigma_{\delta} = \frac{F_{\delta}}{\delta \cdot \ell} \leq [\sigma]_{\delta},$$

որտեղ՝ δ -ն միացվող մեքենամասերի հաստություններից նվազագույնն է, ℓ -ը՝ կարի երկարությունը, $[\sigma]_{\delta}$ -ն՝ կարի նյութի թուլլատրելի ձգման լարումը, որն ընդունվում է միացվող մեքենամասերի թուլլատրելի ձգման լարմանը հավասար:



Նկ. 71. Ձգող ուժի ազդեցությամբ կցվածքային կարի հաշվարկային սխեմա:

- Ծռող մոմենտը (նկ. 72, առանց ձգող F_{δ} ուժի). կարը հաշվարկվում է ըստ ծռման ամրության՝

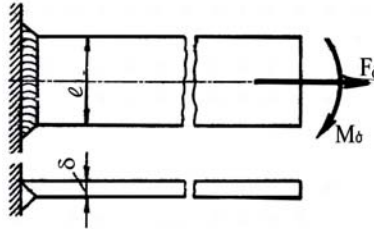
$$\sigma_{\delta} = \frac{M_{\delta}}{W_{\delta}} \leq [\sigma]_{\delta},$$

որտեղ M_{δ} -ն եռակցված կարի վրա ազդող ծռող մոմենտն է, իսկ W_{δ} -ն՝ ուղղանկյուն մակերևույթ ունեցող կարի ծռման դիմադրության մոմենտը՝

$$W_{\delta} = \frac{\delta \cdot \ell^2}{6}:$$

Արժեքները տեղադրելու դեպքում ստացվում է

$$\sigma_{\delta} = \frac{6 \cdot M_{\delta}}{\delta \cdot \ell^2} \leq [\sigma]_{\delta} :$$



Նկ. 72. Ձգող ուժի և ծռող մոմենտի ազդեցությամբ կցվածքային կարի հաշվարկային սխեմա:

- Ծռող մոմենտը և ձգող ուժը (նկ. 72). առաջացաց բարդ դեֆորմացիայի դեպքում գումարային լարումը որոշվում է հետևյալ կերպ՝

$$\sigma_q = \sigma_{\delta} + \sigma_{\delta} \leq [\sigma]_{\delta} :$$

Համաձայն σ_{δ} և σ_{δ} լարումների արտահայտությունների՝ ստացվում է

$$\sigma_q = \frac{F_{\delta}}{\delta \cdot \ell} + \frac{6 \cdot M_{\delta}}{\delta \cdot \ell^2} \leq [\sigma]_{\delta} :$$

4.2.3. Անկյունային կարերի հաշվարկը

Անկյունային կարերի վրա ազդում են հետևյալ ուժերն ու մոմենտները՝

- Ձգող կամ սեղմող F_{δ} ուժը (նկ. 73). ըստ ուժի ազդման ուղղության՝ կարը ենթարկվում է կտրման դեֆորմացիայի, որի ամրության պայմանն է

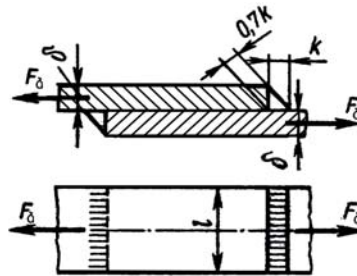
$$\tau_y = \frac{F_{\delta}}{A} = \frac{F_{\delta}}{0,7 \cdot k \cdot \ell} \leq [\tau]_y :$$

- Ձգող ուժը և ծռող մոմենտը (նկ. 74). առաջանում է հետևյալ գումարային լարումը՝

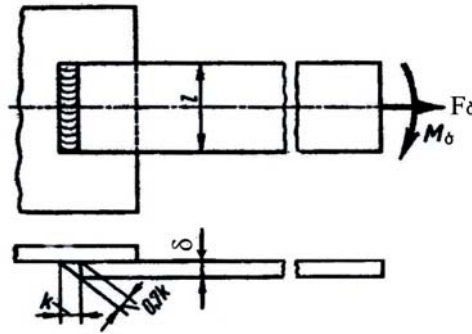
$$\sigma_q = \tau_y + \sigma_{\delta} = \frac{F_{\delta}}{0,7 \cdot k \cdot \ell} + \frac{6 \cdot M_{\delta}}{0,7 \cdot k \cdot \ell^2} \leq [\tau]_y ,$$

որտեղ՝ k -ն կարի լայնական կտրվածքի երկարությունն է, մմ, $[\tau]_y$ -ն՝ կարի կտրման թույլատրելի լարումը, $[\tau]_y = 0,65[\tau]_y$, ($[\tau]_y$ -ն միացվող

մեքենամասերի կտրման թույլատրելի լարումն է, N/mm^2), ℓ -ը՝ կարի երկարությունը, մմ, M_δ -ն՝ ծռող մոմենտը, $N \cdot$ մմ:



Նկ. 73. Ձգող ուժի ազդեցությամբ անկյունային կարի հաշվարկային սխեմա:



Նկ. 74. Համատեղ դեֆորմացիայի դեպքում անկյունային կարերով միացումների հաշվարկային սխեմա:

4.3. Պարուրակային միացումներ

4.3.1. Հիմնական տեղեկություններ

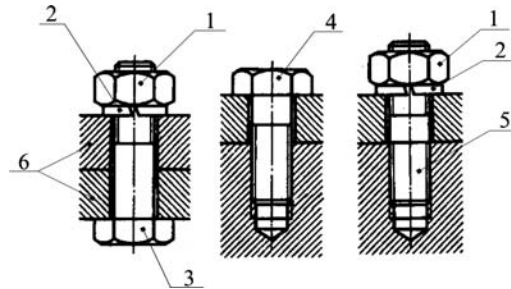
Պարուրակային միացումները պատկանում են քանդովի միացումներին: Դրանք հավաքվում են պարուրակված պրոֆիլով մեքենամասերից:

Երկու պարուրակված մեքենամասերը կազմում են պարուրակային զույգ:

Պարուրակային մակերևույթներ կարելի է ստանալ մետաղա-

հատման միջոցով՝ պարուրակահան կտրիչով, արտապարուրակիչով, ներպարուրակիչով, հոլովակներով և այլն, որոնց կիրառումը պայմանավորվում է արտադրողականությամբ ու համապատասխան շահագործման պահանջներով:

Պարուրակային միացումների հիմնական տարրերն են՝ հեղույսները, պնդողակները, պտուտակները, գամասեղները և տարբեր տեսակի օժանդակ տափօղակները (նկ. 75):



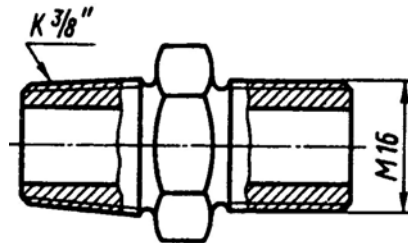
Նկ. 75. Հեղույսների տեսակները.

1-պնդողակ, 2-գսպանակային տափօղակ, 3-հեղույս, 4-պտուտակ, 5-գամասեղ, 6-միացվող մասեր:

Պարուրակային միացումներն ունեն հետևյալ առավելությունները՝ հավաքման և քանդման, միացվող մեքենամասերի փոխադարձ տեղադրման ու կարգավորման հնարավորություն, կառուցվածքի և մշակման պարզություն, բավարար բարձր բեռնունակություն, հարաբերական ցածր ինքնաբեռ, ինչպես նաև հետևյալ թերությունները՝ պարուրակային զույգում լարումների բարձր խտացումների առաջացում, փոփոխական բեռնվածքների ազդեցությամբ վատ աշխատանք:

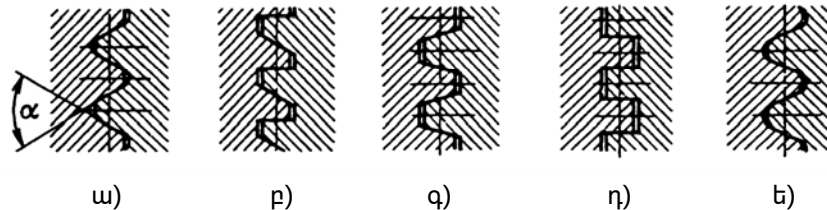
Պարուրակները լինում են՝

- Ըստ մակերևույթի ձևի՝ գլանային և կոնական (նկ. 76):



Նկ. 76. Գլանային և կոնական պարուրակների տեսքը:

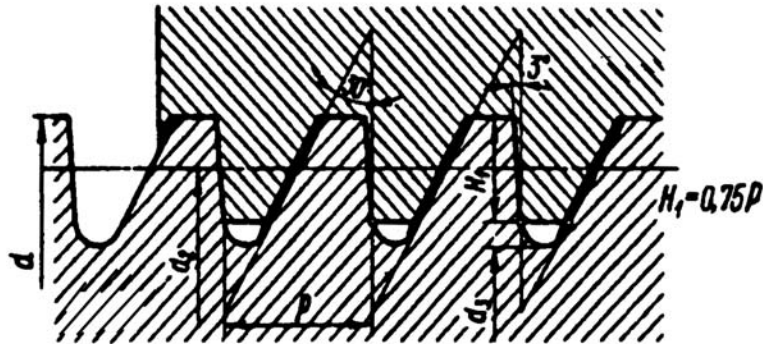
- Ըստ պարուրակված գալարների մուտքերի թվի՝ միամուտք, երկմուտք և բազմամուտք:
- Ըստ պարուրակված գալարների ուղղության՝ աջ և ձախ:
- Ըստ պարուրակի նշանակության՝
 - ամրակցման, որոնք օգտագործվում են մեքենամասերի միացման համար,
 - կիպ ամրակցման, որոնք օգտագործվում են մեքենամասերի միացման և հերմետիկության ապահովման համար,
 - շարժունը փոխանցող (ընթացքային), որոնք պտտման ընթացքում հաղորդում են պտտական շարժում (պտտուտակ-պնդօղակ կինեմատիկական զույգերում, որդնակային փոխանցումներում):
- Ըստ պարուրակի պրոֆիլի ձևի (նկ. 77)՝ եռանկյունաձև (ա), հենարանային (բ), սեղանաձև (գ), ուղղանկյուն (դ) և կլոր (ե):



Նկ. 77. Պարուրակի պրոֆիլի ձևերը:

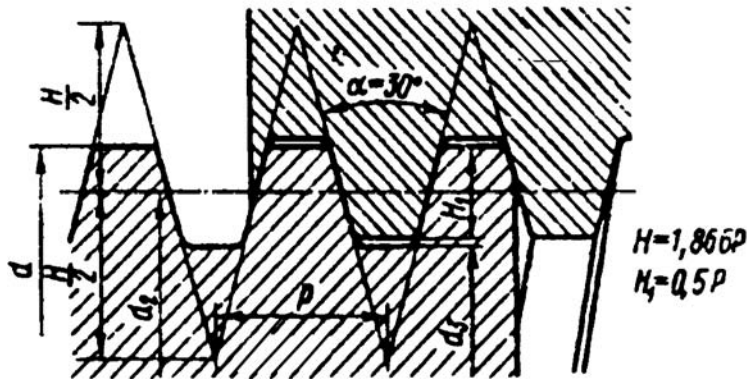
Եռանկյունաձև պարուրակները (ԳՈՍՏ 9150-81, նկ. 82) հիմնականում օգտագործվում են ամրակցման միացումներում: Դրանք մյուս պարուրակներից տարբերվում են քանդման նկատմամբ ավելի բարձր դիմադրությամբ և ամրությամբ:

Հենարանային պարուրակները (ԳՈՍՏ 10177-62, նկ. 78) հիմնականում օգտագործվում են բեռ բարձրացնող և ընթացքային մեխանիզմներում (ամբարձիկներում, մամլիչներում, հրիչներում և այլն): Դրանց աշխատանքային պրոֆիլի անկյունը կազմում է 3° , ինչի հետևանքով այս պարուրակների օ.գ.գ.-ն ավելի բարձր է սեղանաձև պարուրակների օ.գ.գ.-ի համեմատությամբ: Պատրաստվում են խոշոր, միջին և մանր քայլերով:



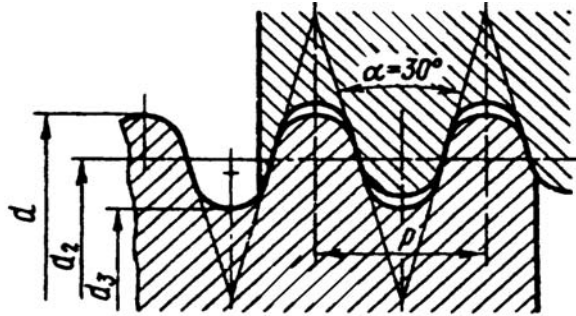
Նկ. 78. Հենարանային պարուրակի հաշվարկային սխեմա:

Սեղանաձև պարուրակները (ԳՈՍՏ 9484-73, նկ. 79) հիմնականում օգտագործվում են ընթացքային (պտուտակ-պնդողակ կինեմատիկական զույգեր, որդնակային փոխանցումներ) և բեռնամբարձ մեխանիզմներում:



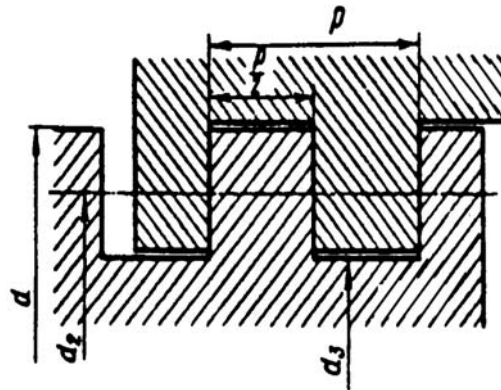
Նկ. 79. Սեղանաձև պարուրակի հաշվարկային սխեմա:

Կլոր պարուրակները (ԳՈՍՏ 13536-68, նկ. 80) ունեն բարձր դիմացկունություն: Դրանք նախատեսված են աղտոտված միջավայրերում ու հերմետիկություն պահանջող պայմաններում աշխատելու համար (սանտեխնիկա, ճնշման տակ գտնվող անոթներ և այլն): Պարուրակի պրոֆիլը, որի պրոֆիլային անկյունն է $\alpha = 30^\circ$, ձևավորվում է աղեղների և հատվածների լծորդումով:



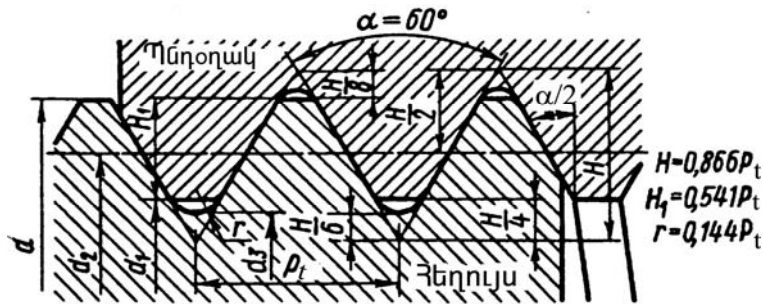
Նկ. 80. Կլոր պարուրակի հաշվարկային սխեմա:

Ուղղանկյուն պարուրակները (Նկ. 81) հիմնականում օգտագործվում են ընթացքային մեխանիզմներում (մետաղահատ հաստոցներում, մանրադիտակներում և այլն): Դրանք ապահովում են բարձր օ.գ.գ.:



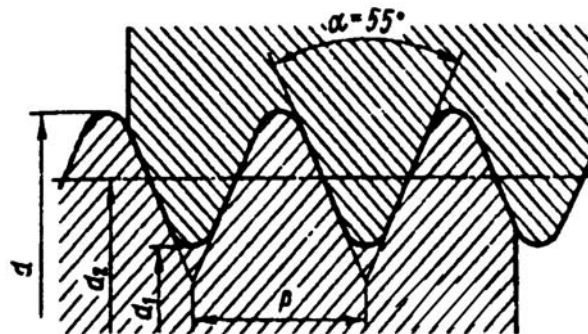
Նկ. 81. Ուղղանկյուն պարուրակի հաշվարկային սխեմա

- Ըստ պարուրակների տեսակների՝
- **մետրական** (Նկ. 82). ամրակցման պարուրակներից ամենատարածվածն են, պրոֆիլը հավասարակողմ եռանկյուն է, ըստ ստանդարտի՝ լինում են խոշոր (հիմնականում օգտագործվում են ամրակցման պարուրակներում) և մանր (հիմնականում օգտագործվում են փոփոխական բեռնվածքների դեպքում, երբ անհրաժեշտ է ապահովել ինքնարգելակման պայմանը) քայլերով, պարուրակի պրոֆիլի անկյան առկայությունը հնարավորություն է ստեղծում ապահովել մեծ առանցքային ուժեր և ինքնարգելակում,



Նկ. 82. Մետրական պարուրակի հաշվարկային սխեմա:

- **խողովակային** (Նկ. 83). հիմնականում կիպ ամրակցվող են, օգտագործվում են ճնշման տակ գտնվող խողովակները միացնելու և հերմետիկություն ապահովելու համար (կոնական խողովակային պարուրակներով ապահովվում է ավելի բարձր հերմետիկություն), պրոֆիլը կլորացված գազաթններով հավասարակողմ եռանկյուն է,



Նկ. 83. Խողովակային պարուրակ:

- **դյույնական**. ունեն խողովակաձև պարուրակի կառուցվածք, պրոֆիլի անկյունն է $\alpha = 55^\circ$, օգտագործվում են ներմուծված մեքենաներում:

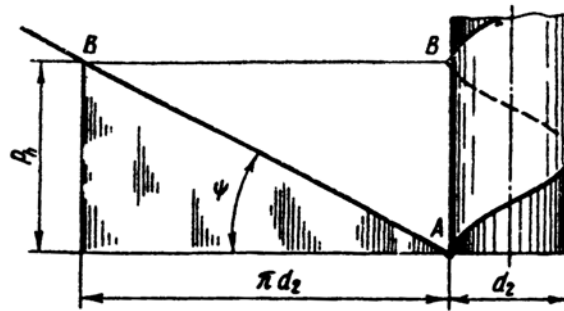
Մետրական պարուրակների (Նկ. 82) երկրաչափական պարամետրերն են՝

d-ն՝ պարուրակի արտաքին տրամագիծը,

d₁-ը՝ պարուրակի ներքին տրամագիծը,

d₂-ը՝ պարուրակի միջին տրամագիծը, $d_2 = 0,5(d+d_1)$,

p -ն՝ պարուրակի քայլը, որն առանցքի ուղղությամբ հարևան գալարների նույնանման կողերի միջև եղած հեռավորությունն է,
 p_h -ը՝ պարուրակի ընթացքը բազմանուտք պարուրակների համար, ընդ որում՝ միանուտք պարուրակներում $p_h = p$, բազմանուտք պարուրակներում $p_h = z \cdot p$ (z -ը պարուրակի մուտքերի թիվն է),
 α -ն՝ պարուրակի պրոֆիլի անկյունը, $\alpha = 60^\circ$,
 γ -ն՝ պարուրակի պրոֆիլի կողի թեքության անկյունը, $\gamma = \alpha/2 = 30^\circ$,
 ψ -ն՝ պարուրակի գալարի վերելքի անկյունը (նկ. 84), $\text{tg}\psi = p_h/(\pi d_2)$:



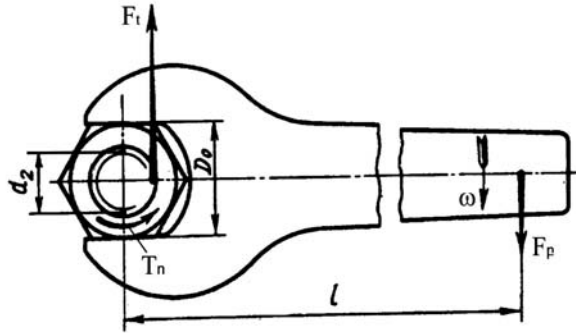
Նկ. 84. Պարուրակի գալարի վերելքի անկյան որոշումը:

Ստանդարտ պարուրակների համար գործում են հետևյալ կախվածությունները՝
 $H = 0,866 \cdot p$ (պարուրակի ելակետային եռանկյունու բարձրությունը),
 $H_1 = 0,541 \cdot p$ (պարուրակի աշխատանքային մակերևույթի բարձրությունը)
 $d/d_1 = 1,15$, $d_2/d_1 = 1,05$, $H_1 = 5 \cdot H/8$:

4.3.2. Պարուրակային միացումների ուժային հարաբերակցությունները, ինքնաարգելակման պայմանը և օ.գ.գ.-ն

Ըստ նկ. 85-ի՝ պնդողակ-պտուտակ կինեմատիկական զույգի աշխատանքը դիտվում է որպես թեք հարթության և սողնակի փոխազդեցություն:

Պնդողակի ձգման ժամանակ սողնակը բարձրանում է թեք հարթությունով վերև ու կցման գոտում նորմալ F_N և շփման F_f ուժերից առաջանում է գումարային F_q ուժը, որը բաժանվում է երկու բաղադրիչների՝ շրջագծային (F_t) ու առանցքային (F_a) ուժերի:



Նկ. 86. Ձգման մոմենտի որոշման սխեմա:

Այսպիսով, գումարային ձգող ուղորդ մոմենտը կազմում է

$$T_{\delta} = F_{\alpha} \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi')/2 + F_{\alpha} \cdot f \cdot d_g/2:$$

Պարուրակային միացումների օ.գ.գ.-ն որոշվում է հետևյալ կերպ՝

$$\eta = \frac{A_{o.nl}}{A_{2.nl}},$$

որտեղ՝ $A_{o.nl}$ -ն օգտակար ուժերից առաջացած աշխատանքն է՝

$$A_{o.nl} = F_{\alpha} \cdot p_h = F_{\alpha} \cdot \pi \cdot d \cdot \operatorname{tg} \psi,$$

$A_{2.nl}$ -ն՝ շփման ուժերից առաջացած աշխատանքը՝

$$A_{2.nl} = F_t \cdot \pi \cdot d = F_{\alpha} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \pi \cdot d:$$

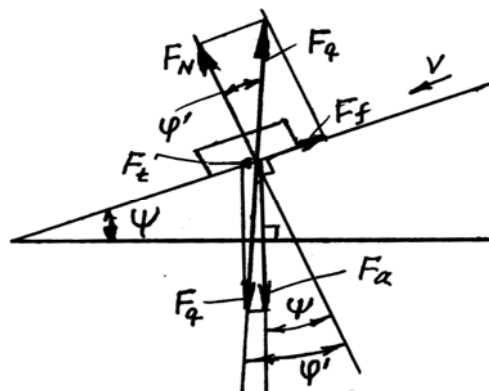
Արդյունքում
$$\eta = \frac{A_{o.nl}}{A_{2.nl}} = \frac{F_{\alpha} \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg} \psi}{F_{\alpha} \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi')} = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi')}:$$

Ըստ ստացված կախվածության՝ ինքնարգելակման պայմանը կատարվում է, երբ $\psi < \varphi'$ (քառակուսի պարուրակների համար $\psi < \varphi$): Ստանդարտ մետրական պարուրակների համար $\psi = 2^{\circ} 29'$, իսկ $\varphi' = 9^{\circ} 50'$:

Պարուրակային միացումների օ.գ.գ.-ն բարձրացնելու նպատակով անհրաժեշտ է մեծացնել ψ -ն (օգտագործելով բազմամուկապարուրակներ) և փոքրացնել φ' -ն (օգտագործելով յուղեր և հակաշփական նյութեր):

Պարուրակային միացման քանդման դեպքում (նկ. 87) օ.գ.գ.-ն որոշվում է հետևյալ կախվածությամբ՝

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\varphi' - \psi)}{\operatorname{tg} \psi}:$$



Նկ. 87. Քանդման դեպքում պարուրակային միացման ուժային հարաբերակցությունների որոշման սխեմա:

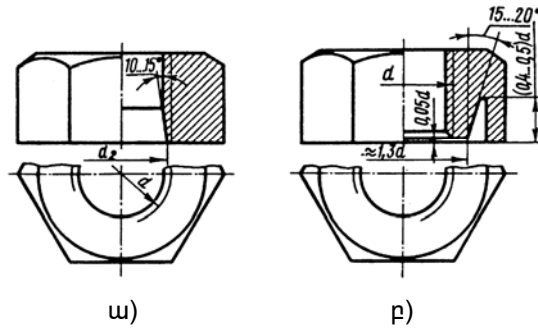
4.3.3. Հեղույսային միացումների հաշվարկն ըստ ամրության

Հեղույսների քայքայումը հիմնականում կատարվում է դրանց պարուրակված մասում և գլխիկի մոտ, իսկ պնդողակներինը՝ պարուրակներում: Ստանդարտ հեղույսները, պտուտակները և զամասեղները հավասարամուր են ըստ ձգման ու կտրման, այդ պատճառով էլ հեղույսների հիմնական հաշվարկը կատարվում է համաձայն պարուրակված մասի ձգման ամրության (ընդունվում է, որ պարուրակի գալարները բեռնավորված են հավասարաչափ):

Առանցքային բեռնվածքը, ըստ պնդողակի գալարների զագաթների քանակի ($n=6$, $n=10$), բաշխվում է հետևյալ սկզբունքով (համաձայն **Ն.Ե. Ժուկովսկու** հետազոտությունների)՝

- երբ $n=6$, ապա ընդհանուր բեռնվածքից 1-ին գալարի բեռնվածքը կազմում է 52 %, 2-րդինը՝ 25 %, 3-րդինը՝ 12 %, 4-րդինը՝ 6 %, 5-րդինը՝ 3 %, 6-րդինը՝ 2 %,
 - երբ $n=10$, ապա ընդհանուր բեռնվածքից 1-ին գալարի բեռնվածքը կազմում է 34 %, 2-րդինը՝ 22 %, 3-րդինը՝ 15 %, 4-րդինը՝ 11 %, 5-րդինը՝ 7 %, 6-րդինը՝ 4 %, 7-րդինը՝ 3 %, 8-րդինը՝ 2 %, 9-րդինը՝ 1,1 %, 10-րդինը՝ 0,9 %:

Կարևոր նշանակության հեղույսային միացումներում բեռնվածքը գալարների վրա հավասարաչափ բաշխելու համար օգտագործվում են հատուկ պնդողակներ (Նկ. 88):



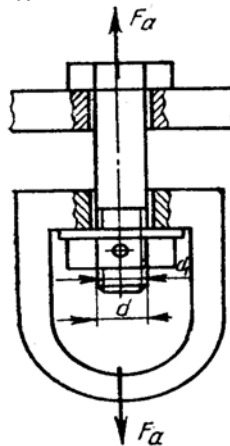
Նկ. 88. Հատուկ պնդողակների տեսակները.

ա) ենթակտրված պարուրակով, բ) հատուկ առվակով:

Ստորև ուսումնասիրվում են հեղույսների բեռնվածքների հիմնական տեսակները և դրանց հաշվարկներն ըստ ամրության:

4.3.3.1. Առանց նախնական ձգման և առանցքային ուժով բեռնավորված հեղույսների հաշվարկն ըստ ամրության

Որպես օրինակ՝ ուսումնասիրվում է բեռնամբարձ մեխանիզմի կեռի կախոցը (Նկ. 89): Ինչպես երևում է սխեմայից, հեղույսը, բեռնված լինելով առանցքային (բեռի քաշին համապատասխան) ուժով, ենթարկվում է ձգման դեֆորմացիայի:



Նկ. 89. Կեռի պարուրակի հաշվարկային սխեմա:

Ձգման ամրության պայմանն է

$$\sigma_{\delta} = \frac{F_a}{A} \leq [\sigma]_{\delta},$$

որտեղ՝ A -ն հեղույսի ներքին տրամագծով լայնական կտրվածքի մակե-

րեսն է, $A = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}$, մմ, $[\sigma]_{\delta}$ -ն՝ ածխածնային պողպատից պատ-

րաստված հեղույսների թույլատրելի ձգման լարումը՝

$$[\sigma]_{\delta} = 80 \div 120 \text{ Ն/մմ}^2:$$

Արժեքները տեղադրելու դեպքում ստացվում է ստուգիչ բանա-
ծևը՝

$$\sigma_{\delta} = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma]_{\delta},$$

որտեղից դուրս է բերվում հեղույսի անհրաժեշտ տրամագծի որոշման
նախագծման բանաձևը՝

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot [\sigma]_{\delta}}}, \text{ մմ:}$$

Տրամագծի ստացված արժեքի հիման վրա ստանդարտով նա-
խատեսված աղյուսակներից ընտրվում է հեղույսի արտաքին տրամա-
գիծը՝ d -ն (օրինակ՝ ՝ 20):

Անհրաժեշտության դեպքում հեղույսի պարուրակը ստուգվում է
նաև ըստ կտրման ամրության պայմանի՝

$$\tau_{\text{կ}} = \frac{F_a}{A'} = \frac{F_a}{p_t \cdot \pi \cdot d_1} \leq [\tau]_{\text{կ}},$$

որտեղ՝ p_t -ն պարուրակի քայլն է, մմ, իսկ $[\tau]_{\text{կ}}$ -ն՝ կտրման թույլատրելի
լարումը է, $[\tau]_{\text{կ}} = 0,25 \cdot \sigma_{\text{հ}}$, Ն/մմ² ($\sigma_{\text{հ}}$ -ն հոսունության սահմանն է
ցածր ածխածնային պողպատի համար, $\sigma_{\text{հ}} = 220 \div 320 \text{ Ն/մմ}^2$):

Ըստ տրորման ամրության պայմանի՝

$$\sigma_{\text{տ}} = \frac{F_a}{A''} = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot (d^2 - d_1^2)} \leq [\sigma]_{\text{տ}}, \text{ Ն/մմ}^2,$$

որտեղ $[\sigma]_{\text{տ}}$ -ն թույլատրելի տրորման լարումն է, $[\sigma]_{\text{տ}} = 0,8 \sigma_{\text{հ}}$:

4.3.3.2. Նախնական ձգմամբ և արտաքին ուժերի ազդեցությամբ բեռնավորված հեղույսների հաշվարկն ըստ ամրության

Նախնական ձգմամբ և արտաքին ուժերի ազդեցությամբ բեռնա-
վորվում են անոթների, առանցքակալների, ներքին այրման շարժիչների

կափարիչների հեղույսները: Հեղույսները ձգվում են այնպիսի ձգող մոմենտով, որը ստեղծում է կցատեղի կիպությունն ապահովող առանցքային ուժ՝ F_δ (նկ. 90)՝

$$F_\delta = K \cdot (1 - \chi) \cdot F_1,$$

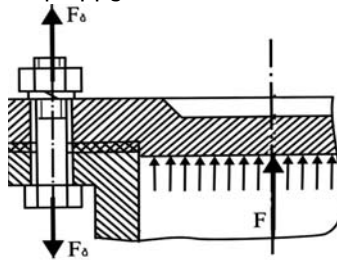
որտեղ՝ K -ն հեղույսի ձգման պաշարի գործակիցն է. հաստատուն բեռնվածքի դեպքում $K=1,25 \div 2$, փոփոխական բեռնվածքի դեպքում $K=2 \div 4$, χ -ն՝ արտաքին բեռնվածքի գործակիցը. ներդիրների բացակայության դեպքում $\chi=0,2 \div 0,3$, ճկուն ներդիրների դեպքում $\chi=0,5 \div 0,8$, F_1 -ը՝ մեկ հեղույսի վրա ազդող ուժը, $F_1 = F/Z$:

Հեղույսների ներքին տրամագիծը որոշվում է ըստ ձգման ամրության պայմանի՝ համաձայն հեղույսների վրա ազդող ձգող հաշվարկային ուժի՝

$$F_h = F_\delta + \chi \cdot F_1:$$

$$\text{Ըստ } \sigma_\delta = \frac{4 \cdot F_h}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma]_\delta \text{ բանաձևի՝ } d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_h}{\pi \cdot [\sigma]_\delta}}, \text{ մմ:}$$

Հեղույսների չափերի ընտրությունը կատարվում է ստանդարտով նախատեսված աղյուսակներից:



Նկ. 90. Հերմետիկ անոթի հեղույսների հաշվարկային սխեմա:

4.3.3.3. Ձգման ուժի և ոլորող մոմենտի ազդեցությամբ բեռնավորված հեղույսների հաշվարկն ըստ ամրության

Որպես օրինակ՝ ուսումնասիրվում է ձգիչի հաշվարկային սխեման (նկ. 91), ըստ որի՝ ձախ և աջ պարուրակված հեղույսները ենթարկվում են մշտական ձգող ուժի ($F_0 = F_a = F_\delta$) և պարբերաբար գործող ոլորող մոմենտի ազդեցությանը: Արդյունքում հեղույսները համատեղ ենթարկվում են բարդ դեֆորմացիայի, որի դեպքում, համաձայն ամրության չորրորդ տեսության, համարժեք լարումը որոշվում է հետևյալ բանաձևով՝

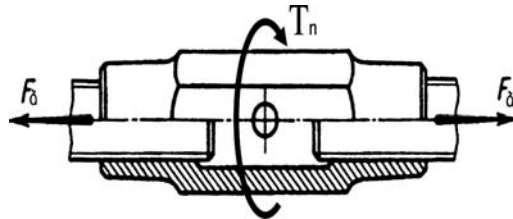
$$\sigma_h = \sqrt{\sigma_\delta^2 + 3 \cdot \tau_n^2} \leq [\sigma]_\delta,$$

որտեղ՝ σ_δ -ն ձգման հաշվարկային լարումն է հեղույսներում՝

$$\sigma_\delta = \frac{4F_\alpha}{\pi \cdot d_1^2},$$

τ_n -ն՝ ոլորման հաշվարկային լարումը պարուրակներում՝

$$\tau_n = \frac{16 \cdot T_u}{\pi \cdot d_1^3} = \frac{F_t \cdot \frac{d_2}{2}}{0,2 \cdot d_1^3} = \frac{F_\alpha \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi')}{0,2 \cdot d_1^3}:$$



Նկ. 91. Ձգիչի հաշվարկային սխեմա:

$\psi=2^\circ 29'$, $\varphi'=9^\circ 50'$ և $d_2=1,1 \cdot d_1$ արժեքներն ամրության պայմանում տեղադրելու դեպքում ստանդարտ խոշոր քայլով մետրական պարուրակների համար ստացվում է

$$\sigma_h = 1,3 \cdot \sigma_\delta \leq [\sigma]_\delta:$$

Այսպիսով, երբ հեղույսը ենթարկվում է բարդ դեֆորմացիայի, դրա ներքին տրամագիծը կարելի է հաշվել միայն ըստ ձգման ամրության պայմանի՝ սակայն հաշվի առնելով ոլորող մոմենտի ազդեցությունը լրացուցիչ 1,3 գործակցի արժեքով՝

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot F_\delta}{\pi \cdot [\sigma]_\delta}}:$$

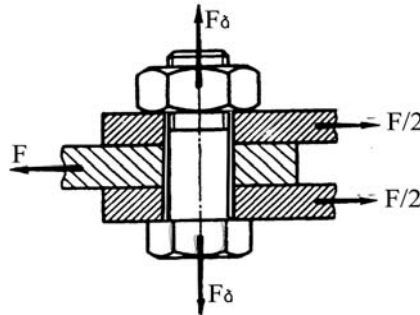
4.3.3.4. Բացակով տեղադրված և լայնական ուժերի ազդեցությամբ բեռնավորված հեղույսների (սևատաշ) հաշվարկն ըստ ամրության

Որպես օրինակ՝ ուսումնասիրվում է Նկ. 92-ում ներկայացված հաշվարկային սխեման, ըստ որի երկկցվածքային միացումը ձգված է $F_\delta=F_\alpha$ առանցքային ուժով, որը կցվող մեքենամասերի անշարժությունն

ապահովում է շփման ուժերի շնորհիվ: Այս դեպքում հեղույսը ենթարկվում է ձգման և ոլորման դեֆորմացիաների, իսկ անհրաժեշտ ձգման ուժը կախված է ազդող լայնական F ուժից՝

$$F_{\delta} = \frac{K \cdot F}{i \cdot f \cdot z},$$

որտեղ՝ K -ն մեքենամասերի անշարժությունն ապահովող գործակիցն է, $K = 1,4 \div 2$, i -ն՝ կցատեղերի քանակը (սույն օրինակում $i=2$), f -ը՝ շփման գործակիցը թուջից և պողպատից պատրաստված կըցվող մեքենամասերի համար, $f=0,15 \div 0,2$, z -ը՝ հեղույսների թիվը:



Նկ. 92. Բացակով տեղադրված հեղույսի հաշվարկային սխեմա:

Քանի որ հեղույսը ենթարկվում է նաև ոլորման դեֆորմացիայի, ապա ձգման ամրության պայմանն է

$$\sigma_{\delta} = \frac{1,3 \cdot 4 \cdot F_{\delta}}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{5,2 \cdot K \cdot F}{\pi \cdot d_1^2 \cdot i \cdot f \cdot z} \leq [\sigma]_{\delta}, \text{ Ն/մմ}^2,$$

որտեղից դուրս է բերվում հեղույսի ներքին տրամագիծը՝

$$d_1 = \sqrt{\frac{5,2 \cdot K \cdot F}{\pi \cdot i \cdot f \cdot z \cdot [\sigma]_{\delta}}}, \text{ մմ:}$$

4.3.3.5. Առանց բացակի տեղադրված և լայնական ուժերի ազդեցությամբ բեռնավորված հեղույսների (մաքրատաշ) հաշվարկն ըստ ամրության

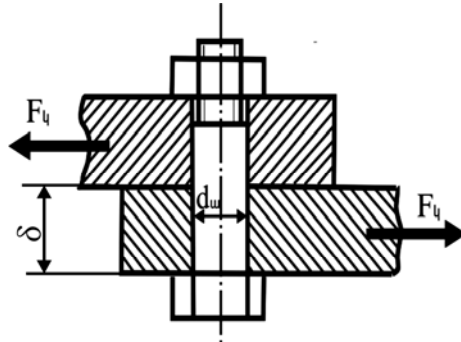
Որպես օրինակ՝ ուսումնասիրվում է Նկ. 93-ում ներկայացված հաշվարկային սխեման, ըստ որի՝ հեղույսը միացվող մեքենամասերի անցքերի մեջ տեղադրված է առանց բացակի և հեղույսային միացումը չի ձգվում մեծ ուժով, քանի որ մեքենամասերի անշարժությունն ապահովվում է հեղույսի կիպ միացումով:

Այս դեպքում հեղույսը ենթարկվում է կտրման դեֆորմացիայի:

Ըստ $\tau_{\text{կ}} = \frac{4 \cdot F_{\text{կ}}}{\pi \cdot d^2 \cdot i \cdot z} \leq [\tau]_{\text{կ}}$ կտրման ամրության պայմանի (կցատեղերի

քանակը՝ $i=1$)՝ որոշվում է հեղույսի արտաքին տրամագիծը՝

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{կ}}}{\pi \cdot i \cdot z \cdot [\tau]_{\text{կ}}}}, \text{ մմ:}$$



Նկ. 93. Առանց բացակի տեղադրված հեղույսի հաշվարկային սխեմա:

Եթե միացվող մեքենամասի հաստությունը փոքր է հեղույսի տրամագծից ($\delta < d$), ապա կարելի է հեղույսը ստուգել նաև ըստ տրոփոման ամրության՝

$$\sigma_{\text{տ}} = \frac{F_{\text{կ}}}{d \cdot \delta} \leq [\sigma]_{\text{տ}}, \text{ Ն/մմ}^2,$$

որտեղից դուրս է բերվում հեղույսի անհրաժեշտ տրամագիծը՝

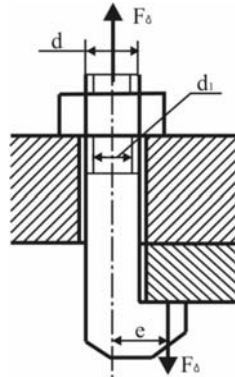
$$d = \frac{F_{\text{կ}}}{\delta \cdot [\sigma]_{\text{տ}}}, \text{ մմ:}$$

4.3.3.6. Բարդ դեֆորմացիայի ազդեցությանը բեռնավորված արտակենտրոն գլխիկով հեղույսների հաշվարկն ըստ ամրության

Որպես օրինակ՝ ուսումնասիրվում է Նկ. 94-ում ներկայացված հաշվարկային սխեման, ըստ որի՝ հեղույսային միացումը ձգվում է միացվող մեքենամասերի անշարժությունն ապահովող ձգող ուժով՝

$$F_{\delta} = \frac{K \cdot F}{i \cdot f \cdot z},$$

որտեղ՝ F_{δ} -ը միացված մեքենամասերի տեղաշարժող ուժն է, i -ն՝ կցատեղերի քանակը, z -ը՝ հեղույսների քանակը, f -ը՝ մեքենամասերի միջև շփման գործակիցը, $f=0,1 \div 0,3$:



Նկ. 94. Արտակենտրոն գլխիկով հեղույսի հաշվարկային սխեմա:

Արտակենտրոն գլխիկի պատճառով հեղույսի մարմինը ենթարկվում է բարդ դեֆորմացիայի, որին համապատասխանում է հեղույսում առաջացած հետևյալ զուևարային լարումը՝

$$\sigma_q = \sigma_{\delta} + \sigma_{\theta} \leq [\sigma]_{\delta} :$$

Ձգման և ծռման հաշվարկային լարումների արժեքները տեղադրելու դեպքում ստացվում է

$$\sigma_q = \frac{F_{\delta}}{A} + \frac{M_{\theta}}{W_{\theta}} \leq [\sigma]_{\delta} ,$$

որտեղ՝ M_{θ} -ն ծռող մոմենտն է արտակենտրոնության հետևանքով, $M_{\theta}=F_{\delta} \cdot e$, իսկ W_{θ} -ն՝ ծռման դիմադրության մոմենտը՝

$$W_{\theta} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} :$$

Նշված արտահայտություններն ամրության պայմանում տեղադրելուց հետո ստացվում է

$$\sigma_q = \frac{4 \cdot 1,3 \cdot F_{\delta}}{\pi \cdot d_1^2} + \frac{32 \cdot F_{\delta} \cdot e}{\pi \cdot d_1^3} \leq [\sigma]_{\delta} :$$

$e=d_1$ ընդունելու և վերջին արտահայտությունը ձևափոխելու դեպքում ստացվում է

$$\sigma_q = \frac{4 \cdot 1,3 \cdot F_{\delta}}{\pi \cdot d_1^2} (1 + 6,15) = 7,15 \cdot \sigma_{\delta} \leq [\sigma]_{\delta} ,$$

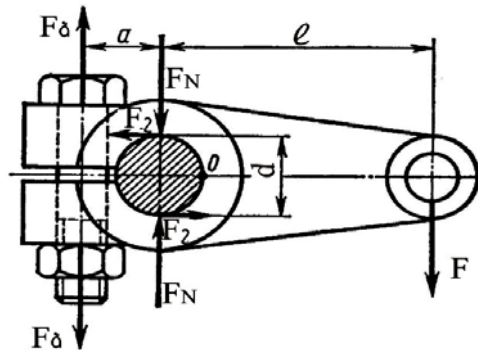
որտեղից դուրս է բերվում արտակենտրոն գլխիկով հեղույսի ներքին տրամագիծը՝

$$d_1 = \sqrt{\frac{5,2 \cdot 7,15 \cdot F_{\delta}}{\pi \cdot [\sigma]_{\delta}}} = 2,67 \cdot \sqrt{\frac{5,2 \cdot F_{\delta}}{\pi \cdot [\sigma]_{\delta}}} :$$

Ինչպես երևում է ստացված բանաձևից, արտակենտրոն գլխիկով հեղույսի տրամագիծը մեծ է ստանդարտ գլխիկով հեղույսի տրամագծից մոտ 2,7 անգամ, հետևաբար արտակենտրոն գլխիկով հեղույսները նպատակահարմար է օգտագործել միայն այն դեպքերում, երբ ստանդարտ հեղույսների կիրառությունն անհնար է և նպատակահարմար չէ:

4.3.3.7. Սեղմակային միացումների հեղույսների հաշվարկն ըստ ամրության

Սեղմակային (քանդովի) միացումներն օգտագործվում են շփման շնորհիվ պտտական, ճոճվող կամ համընթաց շարժումներ հաղորդելու համար: Այս միացումների առավելությունը սեղմակային սարքավորումը լիսեռների և սռնիների ցանկացած տեղում տեղադրելու հնարավորությունն է, իսկ թերությունը՝ փոփոխական բեռնվածքների ժամանակ ոչ բարձր հուսալիությունը:



Նկ. 95. Սեղմակային միացման հաշվարկային սխեմա:

Ըստ սխեմայի (Նկ. 95)՝ F_{δ} առանցքային ուժի ազդեցությամբ լիսեռի վրա առաջանում են F_N նորմալ (սեղմող) և F_2 շփման ($F_2 = F_N \cdot f$) ուժերը: Միացման նորմալ աշխատանքի համար ապահովվում է շփման և արտաքին ուժերից առաջացած մոմենտների հետևյալ կախվածու-

թյունը՝

$$F_2 \cdot \frac{d}{2} + F_2 \cdot \frac{d}{2} \geq F \cdot \ell \quad \text{կամ} \quad F_2 \cdot d \geq F \cdot \ell:$$

Շփման ուժի արտահայտությունը տեղադրելու դեպքում ստացվում է

$$F_N \cdot f \cdot d \geq F \cdot \ell,$$

որտեղից $F_N \geq \frac{F \cdot \ell}{f \cdot d}:$

Ձգող ուժը որոշելու համար ձգող և առաջացած նորմալ ուժերից Օ կետի նկատմամբ կազմվում է հետևյալ մոմենտը՝

$$F_\delta \cdot z \cdot (\alpha + d/2) = F_N \cdot d/2,$$

որտեղից

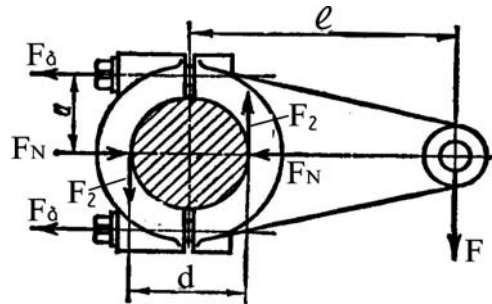
$$F_\delta = \frac{F_N \cdot d}{2 \cdot (\alpha + d/2)} = \frac{F \cdot \ell \cdot d}{2 \cdot (\alpha + d/2) \cdot f \cdot d}:$$

Ձգման ուժն ավելացնելով 20 %-ով՝ ստացվում է

$$F_\delta = \frac{1,2 \cdot F \cdot \ell}{(2\alpha + d) \cdot f}:$$

Քանդողի կունդի դեպքում (նկ. 96)

$$F_\delta = \frac{1,2 \cdot F \cdot \ell}{d \cdot f}:$$



Նկ. 96. Քանդողի կունդով սեղմակային միացման հաշվարկային սխեմա:

Սեղմակային միացումների հեղույսերի ներքին տրամագիծը որոշվում է ըստ ձգման ամրության պայմանի՝

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot F_\delta}{\pi [\sigma]_\delta}}:$$

4.4. Մամլանստեցվածքային (երաշխավորված ձգվածքով) գլանային միացումներ

4.4.1. Հիմնական տեղեկություններ

Գլանային լիսեռ-վռան միացումները, հավաքվելով երաշխավորված ձգվածքով, ապահովում են միացվող մեքենամասերի փոխադարձ անշարժությունը և անհրաժեշտ շարժում հաղորդելու հնարավորությունը:

Երաշխավորված ձգվածքն ապահովվում է համապատասխան մաստեցվածքների կիրառման միջոցով, երբ ընդգրկվող լիսեռի տրամագիծը մեծ է լինում ընդգրկող վռանի տրամագծից ($d_e > d_v$): Այս տրամագծերի տարբերության ($\delta = d_e - d_v > 0$) մեծությունը բնորոշում է ձգվածքի տեսակը, որը, կցման գոտում ստեղծելով տեսակարար ճնշումներ, ինչպես նաև շփման ուժեր, ապահովում է միացման անշարժություն ու պտտական կամ համընթաց շարժում:

Մամլանստեցվածքային գլանային միացումները լայն կիրառություն ունեն ատամնանիվների, որդնանիվների, աստղանիվների, փոկանիվների, առանցքակալների, լիսեռների, ինչպես նաև շարժաբերային շղթաների օղակների և այլ միացումների դեպքում:

Մամլանստեցվածքային գլանային միացումներն ունեն հետևյալ առավելությունները՝ միացման պարզություն, միացվող մեքենամասերի լավ կենտրոնացում, ստատիկ և դինամիկ բեռնվածքների դեպքում լավ աշխատանք, քանդման ու հավաքման հնարավորություն, ինչպես նաև հետևյալ թերությունները՝ հավաքման և քանդման բարդություններ՝ կապված մամլման սարքի առկայությունով, պատրաստման բարձր ծախսերից ապահովման անհրաժեշտություն, լարումների բարձր խնդրություն և այլն:

Մամլանստեցվածքային գլանային միացումները կատարվում են երեք եղանակով՝ մեխանիկական, տաքացման և սառեցման:

Մեխանիկական եղանակի դեպքում մամլումը կատարվում է մամլիչների միջոցով, երբ լիսեռի տրամագիծը գերազանցում է վռանի տրամագծին:

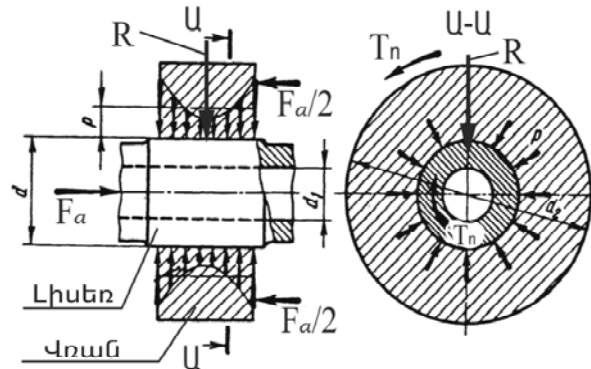
Տաքացման եղանակի դեպքում ընդգրկող վռանի ջերմաստիճանը վերցվում է օգտագործվող նյութերի միամեղման ջերմաստիճանից ցածրը. պողպատի համար $t = 220 \div 240^\circ \text{C}$, իսկ բրոնզի համար $t = 150 \div 200^\circ \text{C}$:

Սառեցման եղանակի դեպքում լիսեռի ջերմաստիճանն ապահովվում է չոր սառույցի ($t = - 80^\circ \text{C}$) կամ հեղուկ օդի ($t = - 190^\circ \text{C}$) միջոցով:

Առավել արդյունավետ են տաքացման եղանակները:

4.4.2. Մամլանստեցվածքային միացումների հաշվարկը

Որպես օրինակ՝ ուսումնասիրվում է երաշխավորված ծգվածքով լիսեռ-վռան միացումը (նկ. 97): Ըստ սխեմայի՝ միացման երկարությամբ հպումային ճնշումները բաշխված են անհավասարաչափ և եզրերում միջին մասերից մեծ են մոտ $2\div3$ անգամ:



Նկ. 97. Մամլանստեցվածքային միացման հաշվարկային սխեմա:

Ճարտարագիտական հաշվարկներում հպումային ճնշումների բաշխումն ընդունվում է հավասարաչափ:

Ստորև ներկայացված են շահագործման երեք հնարավոր տարբերակները:

Միացման վրա ազդում է միայն առանցքի ուղղությամբ տեղաշարժող F_a ուժը: Այս դեպքում մեքենամասների անշարժությունը պահպանելու համար ապահովվում է հետևյալ ուժային պայմանը՝

$$F_f = \pi \cdot d \cdot \ell \cdot p \cdot f \geq K \cdot F_a,$$

որտեղ՝ F_f -ը շփման ուժն է, $F_f = R \cdot f$ (R -ը գումարային շառավիղային բեռնը վածքն է, որը կիրառվում է վռանի մեջտեղում $R = \pi \cdot d \cdot p$), d -ն՝ միացման անվանական տրամագիծը, մմ, ℓ -ը՝ վռանի երկարությունը, մմ, p -ն՝ հպումային լարումների միջին արժեքը, Ն/մմ², f -ը՝ շփման գործակիցը, $f=0,05\div0,07$, F_a -ն՝ առանցքային ուժը (մամլման կամ արտամամլման), Ն, K -ն՝ կցման պաշարի գործակիցը, $K=2\div4,5$:

Հպումային լարումների միջին արժեքները որոշվում են հետևյալ պայմանով՝

$$p \geq \frac{K \cdot F_a}{\pi \cdot d \cdot \ell \cdot f}, \text{ Ն/մմ}^2:$$

Միացման վրա ազդում է միայն T_n ուղորդ մոմենտը: Այս դեպքում մեքենամասերի անշարժությունը պահպանելու համար ապահովվում է հետևյալ ուժային պայմանը՝

$$T_f = F_f \cdot d/2 \geq K \cdot T_n$$

որտեղ T_f -ը շփման ուղորդ մոմենտն է, Ն · մմ:

Շփման ուժի արժեքը տեղադրելու դեպքում ստացվում է

$$\pi \cdot d^2 \cdot \ell \cdot p \cdot f/2 \geq K \cdot T_n,$$

որտեղից

$$p \geq \frac{2 \cdot K \cdot T_n}{\pi \cdot d^2 \cdot \ell \cdot f}, \text{ Ն/մմ}^2:$$

Միացման վրա համատեղ ազդում են F_a առանցքային ուժը և T_n ուղորդ մոմենտը: Այդ դեպքում մեքենամասերի անշարժությունը պահպանելու համար ապահովվում է հետևյալ ուժային պայմանը՝

$$F_q = F_f = K \cdot \sqrt{F_a^2 + (2 \cdot T_n / d)^2} \geq \pi \cdot d \cdot \ell \cdot p \cdot f,$$

որտեղից

$$p \geq \frac{K \cdot \sqrt{F_a^2 + (2 \cdot T_n / d)^2}}{\pi \cdot d \cdot \ell \cdot f}:$$

Անհրաժեշտ ձգվածքի Δ արժեքը որոշելու համար «Նյութերի դիմադրություն» առարկայից կիրառվում է Լամեի հայտնի բանաձևը՝

$$\Delta = p \cdot d \cdot (C_1 / E_1 + C_2 / E_2), \text{ մմ},$$

որտեղ՝ d -ն միացման անվանական տրամագիծն է, մմ, E_1 -ը և E_2 -ը՝ համապատասխանաբար լիսեռի և վռանի նյութերի առաձգականության մոդուլները, Ն/մմ², C_1 -ը և C_2 -ը համապատասխանաբար վռանի և լիսեռի չափերից ու նյութերի տեսակից կախված գործակիցները՝

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1, \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2,$$

որտեղ՝ d_1 -ն ընդգրկվող լիսեռի անցքի տրամագիծն է, մմ (հոծ լիսեռի դեպքում $d_1=0$), d_2 -ը՝ ընդգրկող վռանի արտաքին տրամագիծը, մմ, μ_1 -ը և μ_2 -ը՝ համապատասխանաբար լիսեռի և վռանի նյութերի Պուասսոնի գործակիցները (պողպատի համար $\mu=0,3$, թուջի համար $\mu = 0,25$, բրոնզի համար $\mu = 0,35$):

Միացման հաշվարկային (ըստ ստանդարտով նախատեսված աղյուսակների) ձգվածքը (Δ_h) որոշվում է միացման ընթացքում մակերևույթների խորդուբորդությունների դեֆորմացիայի համաձայն՝

$$\Delta_h = \Delta - U, \text{ մկմ:}$$

Մակերևույթների խորդուբորդությունների դեֆորմացիայի ուղղման գործակիցը կազմում է

$$U = 1,2 (R_{z1} + R_{z2}), \text{ մկմ}$$

կամ

$$U = 5,5 (R_{a1} + R_{a2}), \text{ մկմ,}$$

որտեղ՝ R_{z1} -ը և R_{z2} -ը լիսեռի և վռանի խորդուբորդությունների բարձրություններն են, մկմ, իսկ R_{a1} -ը և R_{a2} -ը՝ լիսեռի և վռանի խորդուբորդությունների պրոֆիլների միջին թվաբանական շեղումները, մկմ:

Միացման հաշվարկային ձգվածքի (Δ_h) և միջին հպումային ճնշման (p) արժեքների հիման վրա նախ՝ ընտրվում են միացումների նըստեցվածքների տեսակները, ապա՝ որոշվում են վռանի առավելագույն թույլատրելի հպումային լարումները՝

$$[p]_{\max} = 0,5 \cdot \sigma_h \cdot [1 - (d / d_2)^2], \text{ Ն/մմ}^2,$$

որտեղ σ_h -ն ընդգրկող մեքենամասի (վռանի) նյութի հոսունության սահմանն է, Ն/մմ²:

4.5. Երիթային միացումներ

4.5.1. Հիմնական տեղեկություններ

Երիթային միացումները նախատեսված են պտտական կամ համընթաց շարժում հաղորդելու համար և կազմված են երիթից ու լիսեռանվակունդ գույգից: Երիթը պողպատյա չորսու է, որը տեղադրվում է անիվի կունդի և լիսեռի առվակների միջև ու ծառայում է ոլորող մոմենտը լիսեռից անիվին և հակառակը հաղորդելու համար կամ որպես ուղղորդիչ:

Երիթային միացումներն ունեն հետևյալ առավելությունները՝ կառուցվածքի պարզություն ու հուսալիություն, քանդման և հավաքման համեմատաբար հեշտություն, ինչպես նաև հետևյալ թերությունները՝ երիթային առվակների առկայություն (ինչը թուլացնում է հատկապես լիսեռների կտրվածքը), լարումների զգալի խտացումների առաջացում, առվակների պատրաստման բարդություն:

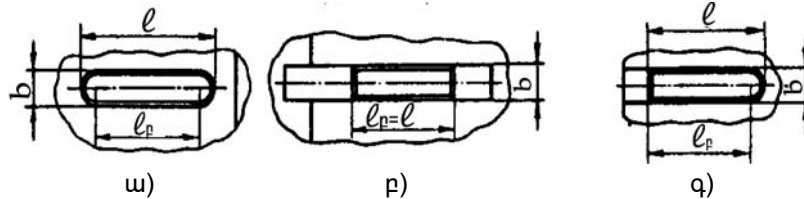
Երիթային միացումները, ըստ շահագործման պայմանների և

երիթների ձևի, դասակարգվում են լարված ու ոչ լարված միացումների և լինում են անշարժ ու շարժական:

Երիթները պատրաստվում են 45, 50 և այլ մակնիշների պողպատից, որոնք ունեն $\sigma_{\sigma} > 590$ Ն/մմ² ժամանակավոր դիմացկունության սահման:

Ստանդարտ երիթները լինում են՝ պրիզմայաձև, սեգմենտաձև, սեպաձև, տանգենցիալ:

Պրիզմայաձև երիթները (ԳՈՍՏ 23360-78) արտադրվում են կառուցվածքային երեք կատարումներով (նկ. 98)՝ 1-ին կատարում՝ երկու կողմից կլորացված ճակատներով (ա), 2-րդ կատարում՝ երկու կողմից ուղիղ ճակատներով (բ), 3-րդ կատարում՝ մի կողմից կլորացված ճակատով (գ): Դրանք հիմնականում օգտագործվում են անշարժ, ոչ լարված միացումներում և կարող են հաղորդել տարբեր մեծության բեռնըվածքներ ու արագություններ:

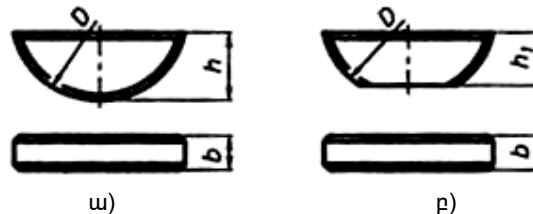


Նկ. 98. Պրիզմայաձև երիթների տեսակները.

ա) 1-ին կատարում, բ) 2-րդ կատարում, գ) 3-րդ կատարում:

Շարժական միացումներում օգտագործվում են լիսեռների վրա պտուտակներով ամրացված պրիզմայաձև ուղղորդ երիթներ, որոնց վրա տեղակայվում են առանցքային ուղղությամբ տեղաշարժվող բռնունցքային և շփական կիսակցորդիչներ, ատամնանիվներ և այլն:

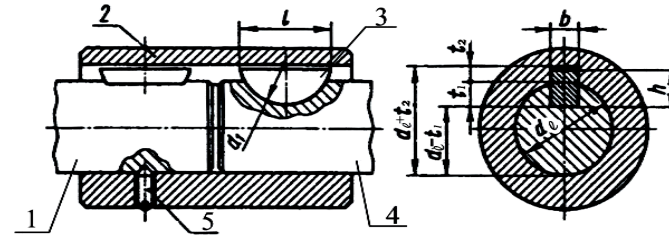
Սեգմենտաձև երիթները (ԳՈՍՏ 24071-80) արտադրվում են կառուցվածքային երկու կատարումներով (նկ. 99)՝ 1-ին կատարում՝ սեգմենտաձև (ա), 2-րդ կատարում՝ հատված սեգմենտաձև (բ): Դրանց բարձրությունը կազմում է $h_1 = 0,8 \cdot h$:



Նկ. 99. Սեգմենտաձև երիթների կառուցվածքային կատարումները.

ա) 1-ին կատարում բ) 2-րդ կատարում

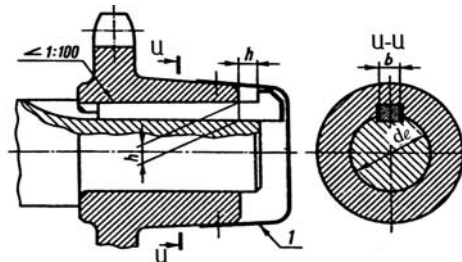
Սեգմենտաձև երիթները հիմնականում օգտագործվում են անշարժ, ոչ լարված միացումներում (նկ. 100) և կարող են հաղորդել փոքր մեծության բեռնվածքներ ու տարբեր արագություններ:



Նկ.100. Սեգմենտաձև երիթով միացման հաշվարկային սխեմա.

1,4-միացվող լիսեռների ծայրերը, 2-վռան, 3-սեգմենտաձև երիթներ, 5-տեղադրման պտուտակ:

Սեպաձև երիթները (ԳՈՍՏ 24068-80) արտադրվում են կառուցվածքային չորս կատարումներով՝ 1-ին կատարում՝ սեպաձև, երկու կողմից ուղիղ ճակատներով ու գլխիկով, 2-րդ կատարում՝ սեպաձև, երկու կողմից կլորացված ճակատներով, 3-րդ կատարում՝ սեպաձև, երկու կողմից ուղիղ ճակատներով, 4-րդ կատարում՝ մի կողմից կլորացված ճակատով:

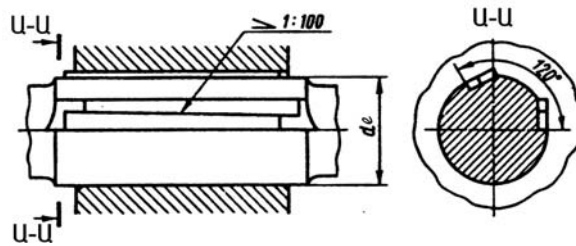


Նկ.101. Սեպաձև երիթով միացման հաշվարկային սխեմա:

Ինքնարգելակում ապահովելու համար ստեղծվում է սեպի 1:100 թեքություն (նկ.101): Քանի որ սեպաձև երիթները միացման մեջ տեղադրվում են որոշակի ուժի գործադրմամբ (ինչն առաջացնում է դիսբալանս), ուստի օգտագործվում են դանդաղընթաց և գերբեռնավորված փոխանցումներում:

Տանգենցիալ երիթները (ԳՈՍՏ 24069-80) արտադրվում են նորմալ, ուժեղացված կառուցվածքային կատարումներով և միացումներ

րում տեղադրվում են որպես կրկնապատկված սեպածն երիթներ (նկ.102):



Նկ.102. Տանգենցիալ երիթներով միացման սխեմա:

Տանգենցիալ երիթներն օգտագործվում են գերբեռնավորված, դանդաղընթաց փոխանցումներում և լավ են աշխատում հարվածային աշխատանքային ռեժիմներում:

4.5.2. Երիթների ընտրությունը և ստուգման հաշվարկը

Երիթների ընտրությունը կատարվում է հետևյալ հերթականությամբ՝

- Ըստ միացման կառուցվածքի ու նշանակման, փոխանցման անհրաժեշտ ճշտության և այլնի՝ ընտրվում է երիթի տեսակը (պրիզմայածն, սեգմենտածն, սեպածն կամ տանգենցիալ՝ համապատասխան կատարումներով):
- Ըստ լիսեռի (որի վրա տեղադրվում է երիթը) d_e տրամագծի՝ ստանդարտների համապատասխան աղյուսակներից ընտրվում են երիթի լայնական կտրվածքի և առվակների խորության չափերը՝ b , h , t_1 և t_2 :
- Ըստ անիվի անվակունդի (որի տակ տեղադրվում է երիթը) $\ell_{\text{ան}}$ երկարության՝ երիթների երկարությունների ստանդարտ չափերից ընտրվում է երիթի ℓ գաբարիտային երկարությունը, որն ընդունվում է $\ell = \ell_{\text{ան}} \cdot (5 \div 10)$ մմ:
- Ընտրված երիթը ստուգվում է ըստ տրորման ($\sigma_{\text{տ}} < [\sigma]_{\text{տ}}$) և կլտորման ($\tau_{\text{կ}} < [\tau]_{\text{կ}}$) ամրությունների: Եթե ամրության պայմանը չի բավարարվում, ապա հնարավորության սահմանում մեծացվում է երիթի երկարությունը կամ տեղադրվում է երկու երիթ:

Երիթների ստուգման հաշվարկը կատարելու համար ուսումնասիրվում են պրիզմայածն և սեգմենտածն երիթային միացումները:

Պրիզմայաձև երիթային միացման հաշվարկային սխեմայից (նկ. 103) երևում է, որ փոխանցվող ուղորդ մոմենտի ազդեցությամբ երիթի համապատասխան կողային մակերևույթները ենթարկվում են տրորման, իսկ մարմինը՝ կտրման դեֆորմացիաների:

Երիթների հիմնական աշխատունակության չափանիշը տրորումն է, որի ամրության պայմանն է

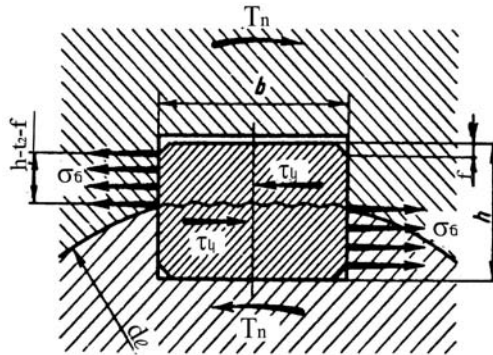
$$\sigma_{տ} = \frac{F_t}{A_{տ}} \leq [\sigma]_{տ},$$

որտեղ՝ F_t -ն շրջագծային ուժն է, $F_t = 2 \cdot T_n / d_\varrho$, Ն, A -ն՝ երիթի տրորման մակերեսն անիվում, $A = (h - t_1) \cdot \ell_w$, մմ² (ℓ_w -ն երիթի աշխատանքային երկարությունն է. երկու կողմից կլորացված ճակատներով երիթների դեպքում $\ell_w = \ell - b$, մմ, իսկ մի կողմից կլորացված ճակատով երիթների դեպքում $\ell_w = \ell - b/2$):

Արժեքները տեղադրելու դեպքում ստացվում է

$$\sigma_{տ} = \frac{2 \cdot T_n}{d_\varrho \cdot (h - t_1) \cdot \ell_w} \leq [\sigma]_{տ} :$$

Անշարժ միացման դեպքում թույլատրելի տրորման լարումը պողպատից պատրաստված կունդի համար կազմվում է $[\sigma]_{տ} = 100 \div 150$, Ն/մմ², իսկ թուջից պատրաստված կունդի համար՝ $[\sigma]_6 = 60 \div 80$, Ն/մմ²:



Նկ. 103. Պրիզմայաձև երիթային միացման հաշվարկային սխեմա:

Երիթները կարելի է ստուգել նաև ըստ կտրման ամրության պայմանի՝

$$\tau_y = \frac{F_t}{A_y} \leq [\tau]_y,$$

որտեղ A_4 -ն երիթի կտրման ենթակա մակերեսն է, $A_4 = b \cdot \ell$: Վերջինիս տեղադրումով ստացվում է

$$\tau_4 = \frac{2 \cdot T_n}{d_\ell \cdot b \cdot \ell} \leq [\tau]_4,$$

որտեղ $[\tau]_4$ -ն թույլատրելի կտրման լարումն է, $[\tau]_4 = 60 \div 90$, Ն/մմ²:

Սեզմենտաձև երիթային միացման դեպքում առաջանում են մնացատիպ դեֆորմացիաներ և լարումներ, ինչի հետևանքով տրորման ամրության պայմանը կազմում է

$$\sigma_{տ} = \frac{2 \cdot T_n}{d_\ell \cdot K \cdot \ell_w} \leq [\sigma]_{տ},$$

որտեղ K -ն երիթի բարձրությունն է անիվի կունդում, $K = h - t_1$:

Ի տարբերություն պրիզմայաձև երիթների, սեզմենտաձև երիթները պարտադիր ստուգվում են նաև ըստ կտրման ամրության պայմանի, քանի որ դրանք նեղ են՝

$$\tau_4 = \frac{2 \cdot T_n}{d_\ell \cdot b \cdot \ell} \leq [\tau]_4:$$

Եթե ամրության պայմանը չի բավարարվում, ապա հնարավորության սահմանում մեծացվում են անիվի կունդի և երիթի երկարությունները կամ պտտական, համընթաց շարժում հաղորդելու համար տեղադրվում է երկու, երեք երիթ (որոնց գումարային երկարությունը կարող է բավարարել ամրության պայմանին): Երկու երիթները տեղադրվում են 180⁰ անկյան տակ, իսկ երեք երիթները՝ 120⁰ անկյան տակ:

4.6. Շլիցային միացումներ

4.6.1. Հիմնական տեղեկություններ

Շլիցային միացումները բաղկացած են շլիցային ելուստներով լիսեռից և շլիցային առվակներով անիվից: Դրանք օգտագործվում են տարբեր աշխատանքային ռեժիմներում՝ անշարժ և շարժական միացումներում պտտական շարժում հաղորդելու համար:

Լիսեռի շլիցները պատրաստվում են մետաղահատման (ֆրեզման, ձգման և այլ միջոցներով) կամ պլաստիկ դեֆորմացիայի (հոլովակների միջոցով) սկզբունքով, իսկ անիվների շլիցները մշակվում են ձգման միջոցով:

Շլիցային միացումները, ըստ շահագործման պայմանների, լիսեռն են անշարժ և շարժական, լարված և ոչ լարված:

Շլիցային միացումները լայն կիրառություն ունեն մեքենաշինության մեջ, ուստի դրանց հիմնական տեսակները ստանդարտացված են:

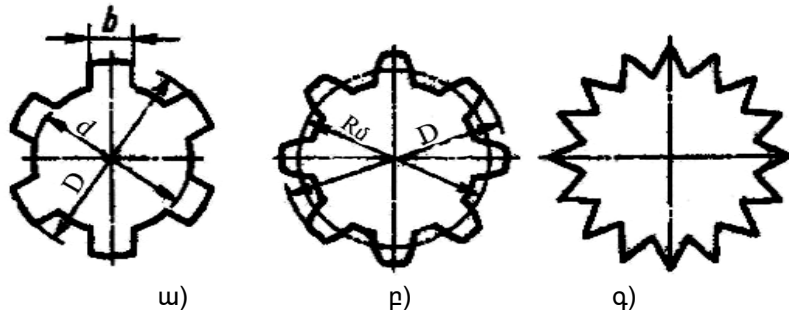
Շլիցային միացումներն ունեն հետևյալ առավելությունները՝ լավ կենտրոնավորման և առանցքային ուղղությամբ համընթաց տեղափոխման բարձր ճշտության ապահովում, միացման մեջ ընդամենը երկու մեքենամասերի առկայություն, շլիցների աշխատանքային մակերեսների մեծացման շնորհիվ շլիցների առավելների խորության փոքրացում, աշխատանքային տարբեր ռեժիմներում օգտագործման լայն հնարավորություն, ինչպես նաև հետևյալ թերությունները՝ պատրաստման տեխնոլոգիայի բարդություն և բարձր ինքնարժեք:

Շլիցային լիսեռներն ու անիվների անվակունդերը նպատակահարմար է պատրաստել միջին ածխածնային կամ լեգիրված պողպատից (ժամանակավոր դիմացկունության սահմանը՝ $\sigma_d > 500$, N/m^2):

Ըստ շլիցի պրոֆիլի՝ շլիցային միացումները լինում են՝

- **Ուղիղ կողերով** (ԳՈՍՏ 1139-80), որոնք օգտագործվում են միջին և բարձր ոլորող մոմենտներ ու արագություններ հաղորդելու համար, երբ պահանջվում է միացվող մեքենամասերի համաառանցքայնության բարձր ճշտություն (նկ. 104 ա):

Կենտրոնացումը կատարվում է որևէ տրամագծի նկատմամբ կամ շլիցի կողերով:



Նկ. 104. Շլիցների պրոֆիլների տեսակները.

ա) ուղիղ կողերով, բ) էվոլվենտային, գ) եռանկյունաձև:

Ուղիղ կողերով շլիցներն արտադրվում են երեք սերիաներով՝ թեթև (անշարժ և նվազ բեռնավորված միացումների համար), միջին (անշարժ, միջին բեռնավորված կամ շարժական, առանց բեռնվածքի միացումների համար) և ծանր (գերբեռնավորված և տեղաշարժվող

միացումների համար): Այս սերիաները նույն ներքին տրամագծի դեպքում ունենում են տարբեր արտաքին տրամագծեր և շլիցների քանակ:

- **Էվոլվենտային պրոֆիլով** (ԳՈՍՏ 6033-80), որոնք օգտագործվում են տարբեր ոլորող մոմենտներ և արագություններ հաղորդելու համար, երբ պահանջվում է միացվող մեքենամասերի որոշակի համառոտացման դժվարություն:

Կենտրոնավորումը կատարվում է հիմնականում շլիցների կողերով կամ արտաքին տրամագծով (հազվադեպ):

Միացման երկրաչափական պարամետրերը որոշվում են մոդուլի (m) միջոցով, երբ կառչման անկյունը $\alpha=30^\circ$ է, իսկ աստամի ոտիկը՝ ուժեղացված: Այս միացման տեսակն ավելի ամուր է և ունի բարձր ճշտություն, սակայն պատրաստումը բարդ է՝ համեմատած ուղիղ կողերով շլիցների հետ :

- **Եռանկյունաձև պրոֆիլով**, որոնք ստանդարտացված չեն և օգտագործվում են հիմնականում անշարժ, փոքր բեռնվածքներ հաղորդելու համար (բարակ պատերով անվակունդերի, խողովակների, անոթների և այլ միացումների դեպքում):

4.6.2. Շլիցային միացումների ընտրությունը և ստուգման հաշվարկը

Շլիցային միացումների ընտրությունը կատարվում է հետևյալ հերթականությամբ՝

- Ըստ շահագործման պայմանների, կենտրոնադրման ճշտության, ինչպես նաև հաղորդվող բեռնվածքի մեծության՝ ընտրվում են շլիցները և դրանց միացման տեսակը (անշարժ, շարժական, ուղիղ կողերով և այլն):
- Ըստ նախօրոք հաշվարկված լիսեռի d_e տրամագծի՝ շլիցների ստանդարտների աղյուսակներից ընտրվում է շլիցների տիպաչափը՝ կտրվածքի համապատասխան չափերով (d, D և z):

Ուղիղ կողերով շլիցային միացման դեպքում

$$D - z \times d \frac{H12}{a11} \times D \frac{H7}{e8} \times b \frac{D9}{f8},$$

որտեղ՝ z-ը շլիցների քանակն է, d-ն՝ լիսեռի ներքին տրամագիծը, D-ն՝ շլիցի արտաքին տրամագիծը, b-ն՝ շլիցի լայնությունը:

Շլիցային միացումների կենտրոնացումը կատարվում է ըստ արտաքին տրամագծի:

- Ըստ տրորման ($\sigma_m < [\sigma]_m$) և կտրման ($\tau_k < [\tau]_k$) ամրության պայ-

մաններին՝ ստուգվում են ընտրված շլիցային միացման շլիցները:

- Եթե ամրության պայմանը չի բավարարվում, ապա հնարավորության սահմանում մեծացվում է անվակունդի երկարությունը կամ ընտրվում է շլիցի ավելի ծանր տեսակ:

Շլիցային միացումները ստուգվում են (նկ. 105) հիմնականում ըստ տրորման ամրության պայմանի՝

$$\sigma_{տ} = \frac{F_t}{A_{տ}} \leq [\sigma]_{տ},$$

որտեղ՝ $A_{տ}$ -ն մեկ շլիցի տրորման ենթարկվող մակերեսն է,

$$A_{տ} = \left(\frac{D-d}{2} - 2 \cdot f \right) \cdot \ell_{տ}, \text{ մմ}^2 \text{ (f-ը երեսակի արժեքն է, որն ըն-}$$

դունվում է ստանդարտների աղյուսակներից, $\ell_{տ}$ -ն՝ անվակունդի երկարությունը, ստանդարտ էվոլվենտային շլիցների համար $(D-d)/2 = 0,8 \text{ m}$), F_t -ն՝ շրջագծային ուժը, $F_t = 2T_n/D_{տ}$ ($D_{տ}$ -ը միջին տրամագիծն է, որի վրա ազդում է F_t ուժը, $D_{տ} = 2R_{տ} = (D+d)/2$):

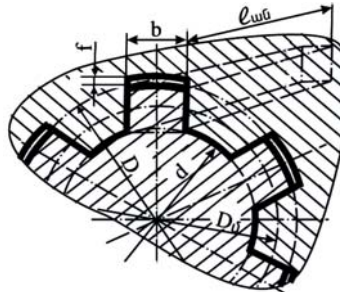
Արժեքները տեղադրելու դեպքում ստացվում է

$$\sigma_{տ} = \frac{T_n}{0,75 \cdot z \cdot A_{տ} \cdot R_{տ}} \leq [\sigma]_{տ},$$

որտեղ 0,75 թվային գործակիցը հաշվի է առնում շլիցների վրա ճնշման բաշխման անհավասարաչափությունը (ճնշման ենթարկվում է շլիցների 75 %-ը):

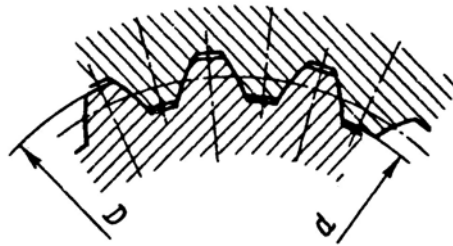
Հանգիստ բեռնվածքի և անշարժ միացման դեպքում $[\sigma]_{տ} = 100$, Ն/մմ², իսկ փոփոխական կամ հարվածային բեռնվածքի դեպքում $[\sigma]_{տ} = 30 \div 50$, Ն/մմ²:

Եթե շլիցները ենթարկվում են ջերմաքիմիական մշակման, ապա $[\sigma]_{տ} = 140 \div 150$, Ն/մմ²:



Նկ. 105. Ուղիղ կողերով շլիցային միացման հաշվարկային սխեմա:

Էվոլվենտային շլիցային միացումները (Նկ. 106) ընդունվում և ստուգվում են նույնանման ձևով, սակայն ստուգման բանաձևում $A_{տ} \approx 0,8 \cdot m \cdot l_{ան}$, որտեղ m -ը շլիցների կառչման մոդուլն է, որն ընդունվում է ստանդարտների աղյուսակներից:



Նկ.106. Էվոլվենտային շլիցային միացման հաշվարկային սխեմա:

Շլիցների ստուգումն ըստ կտրման ամրության կրում է օժանդակ բնույթ և անհրաժեշտության դեպքում դուրս է բերվում դրա ամրության պայմանը՝

$$\tau_y = \frac{T_n}{R_d \cdot 0,75 \cdot z \cdot b \cdot l_{ան}} \leq [\tau]_y,$$

որտեղ $[\tau]_y$ -ն թույլատրելի կտրման լարումն է, $[\tau]_y = 80 \div 100$, Ն/մմ²:

ԳՐԱԿԱՆՈՒԹՅՈՒՆ

1. Կարապետյան Յ.Ս., Բաղդասարյան Մ.Թ. «Մեքենաների մասեր» առարկայից կուրսային նախագծերի առաջադրանքների և կատարման մեթոդական ցուցումներ: Երևան, ՀԳԱ, 2001:
2. Կարապետյան Յ.Ս., Իսկանդարյան Վ.Խ. Գլորման առանցքակալների նախագծման հիմունքներ: Մեթոդական ցուցումներ: Երևան, ՀԳԱ, 2001:
3. Թարվերդյան Ա.Պ. և ուրիշներ Նյութերի դիմադրություն (տեսություն և խնդիրներ): Դասագիրք ԲՈՒՀ-ի ճարտարագիտական և տեխնոլոգիական մասնագիտությունների ուսանողների համար: Երևան, Ասողիկ, 2001:
4. Αίόδύάά Α.Ε. Νϊδää÷íêê êííñòðóêòíðä-ìàøêííñòðíêòääÿ. – ì., 1992.
5. Άóçáíêíâ Ĭ.Ă. Ăâðàêê ìàøêí. -4-â èçä. – ì.: Ăñðàÿ øêíêà,1986.
6. Ă ìêððêää Ĭ.Ă. Ăâðàêê ìàøêí. – Ĭ.: Ñóáíñòðíáíêâ, 1970.
7. Άóíàää Ĭ.Ō., Ĭâêêêíâ Ĭ.Ĭ. Êííñòðóêðíääíêâ óçêíâ è äâðàêê ìàøêí. – ì.: Ăñðàÿ øêíêà, 2000.
8. Άóíàää Ĭ.Ō., Ĭâêêêíâ Ĭ.Ĭ. Ăâðàêê ìàøêí: Ĭóðñíâíâ Ĭðíâêðêðíâáíêâ. – ì.: Ăñðàÿ øêíêà, 1990.
9. Ĭâáííâ Ĭ.Í. Ăâðàêê ìàøêí. – ì., 1998.
10. Êíñêêää÷ Ĭ.Ă. Ăâðàêê ìàøêí: Ó÷ääííâ Ĭíñíáêâ äÿ ñòóääí òíâ ìàø. ñíâð. áóçíâ. – ì.: ìàøêííñòðíáíêâ,1988.
11. Ĭóêíâ÷ Ĭ.Ĭ. è äð. Ĭóðñíâíâ Ĭðíâêðêðíâáíêâ äâðàêê ìàøêí. – ì.: ìàøêííñòðíáíêâ, 1970.
12. Êâðáíâðÿ Ĭ.Ĭ., Ăíêðÿ Ĭ.Ă. Ĭñííâ ìðíâêðêðíâáíêâ äêí òíâ ìð ìâðáíêçííâ: Ĭâðíâ÷âñêêâ óêàçáíêÿ. - Ăðääáí: ĂðíÑŌĬ, 1979.
13. Ĭóçíêí Ĭ.Ă. è äð. Ĭóðñíâíâ Ĭðíâêðêðíâáíêâ äâðàêê ìàøêí: Ñïðääí÷ííâ Ĭíñíáêâ. - ×. 1,2. – Ĭêíñê: Ăñðàÿ øêíêà,1982.
14. Ĭóçíêí Ĭ.Ă. è äð. Ðañ÷âð ìâðàêê ìàøêí: Ñïðääí÷ííâ Ĭíñíáêâ. - 3-â èçä., Ĭâðâðââ. è. áíĬ. – Ĭêíñê: Ăñðàÿ øêíêà,1986.
15. Ĭóêêêí Ĭ.Ă. è äð. Ăâðàêê ìàøêí: Ó÷ääííâ Ĭíñíáêâ äÿ òâðíêêóííâ. – ì.,1999.
16. Ĭóðíàç Ĭ.Ă., Ñêíêääää Ĭ.Ō. Ăâðàêê ìàøêí: Ñïð. ó÷.-ìâð. Ĭíñíáêâ. – ì.: Ăñðàÿ øêíêà, 2004.
17. ìàøêíâ Ĭ.Ă. Ōáíðêÿ ìâðáíêçííâ è ìàøêí. – Ĭêíñê: Ăñðàÿ øêíêà, 1971.

18. Īāðāēü Ē.Б. Īīāðēīfēēē ēā÷āīēy: ðāñ÷āð, Īðīāēðēðīāāīēā è ĳāñēóæēāāīēā ĳīīð: Ñīðāāī÷īēē. – Ī.: Īāðēīīñððīāīēā, 1983.
19. Īðīāēðēðīāāīēā ĳāðāīē÷āñēēð Īāðāā÷. /Īīā ðāāāēðēāē Ñ.À. ×āðīāāñēīāī. - 5-ā èçä. – Ī.: Īāðēīīñððīāīēā, 1984.
20. Ðāðāðīā Ä.Í. Äāðāēē ĳāðēī. – Ī., 1989.
21. Ōāīāīñūāā Ä.È. Ñīīðīðēāēāīēā ĳāðāðēāēīā. – Ī., 1979.
22. ×āēīāðāā Ä.À. è āð. Ñīðāāī÷īēē ĳī ĳāðēīīñððīēðāēüīīó ÷āð÷āīēð. - 4-ā èçä., ñðāð. – Ī.: Äūñðāy ðēīēā, 2003.
23. ×āðīāāñēēē Ñ.À. è āð. Éóðñīāīā Īðīāēðēðīāāīēā āāðāēāē ĳāðēī: Ó÷āāīīā ĳīñīāēā āēy ðāðīēēóīīā. – Ī.: ĳāðēīīñððīāīēā, 1979.
24. ×āðīāāñēēē Ñ.À. è āð. Éóðñīāīā Īðīāēðēðīāāīēā āāðāēāē ĳāðēī: Ó÷āāīīā ĳīñīāēā āēy ó÷āūēðñy ĳāðēīīñððīēðāēüīēð ñīā-ðēāēüīīñðāē ðāðīēēóīīā. – Ī.: ĳāðēīīñððīāīēā, 1988.
25. ×āðīēēāāñēēē Ä.Ä. ĳñīīāū Īðīāēðēðīāāīēy ĳāðēī. – Ī., 1998.
26. Ðāēīāēēð Ä.Ä. Éóðñīāīā Īðīāēðēðīāāīēā āāðāēāē ĳāðēī. – Ī.: Äūñðāy ðēīēā, 1991.

ԲՈՎԱՆԴԱԿՈՒԹՅՈՒՆ

ՆԵՐԱԾՈՒԹՅՈՒՆ.....	3
ԳԼՈՒԽ 1. Մեքենաների մասերի հաշվարկի և նախագծման հիմունքները.....	5
1.1. Հիմնական հասկացություններ	5
1.2. Մեքենամասերին և սարքավորումներին ներկայացվող պահանջներն ու աշխատունակության չափանիշները.....	6
1.3. Մեքենամասերում բեռնվածքների և լարումների ցիկլերի տեսակները	8
1.4. Նախագծման փուլերը	9
ԳԼՈՒԽ 2. Մեխանիկական փոխանցումներ.....	10
2.1. Հիմնական տեղեկություններ.....	10
2.2. Շփական (ֆրիկցիոն) փոխանցումներ.....	13
2.2.1. Գլանային շփական փոխանցումներ.....	14
2.2.1.1. Հիմնական տեղեկություններ	14
2.2.1.2. Գլանային շփական փոխանցումների հաշվարկն ըստ մաշակայունության	15
2.2.1.3. Գլանային շփական փոխանցումների հաշվարկն ըստ հպումային ամրության	16
2.2.2. Կոնական շփական փոխանցումներ	17
2.2.2.1. Հիմնական տեղեկություններ.....	17
2.2.2.2. Կոնական շփական փոխանցումների հաշվարկն ըստ մաշակայունության	19
2.2.2.3. Կոնական շփական փոխանցումների հաշվարկն ըստ հպումային ամրության	19
2.2.3. Գլանային սեպածև գլանվակներով շփական փոխանցումներ	21
2.2.3.1. Հիմնական տեղեկություններ	21
2.2.3.2. Գլանային սեպածև գլանվակներով շփական փոխանցումների հաշվարկն ըստ մաշակայունության	23
2.2.3.3. Գլանային սեպածև գլանվակներով շփական փոխանցումների հաշվարկն ըստ հպումային ամրության	24
2.3. Ատամնավոր փոխանցումներ.	25
2.3.1. Հիմնական տեղեկություններ	25
2.3.2. Գլանային ուղղատամ ատամնավոր փոխանցումներ.....	30
2.3.2.1. Հիմնական տեղեկություններ	30
2.3.2.2. Գլանային ուղղատամ ատամնավոր փոխանցումների հաշվարկն ըստ ծռման ամրության.....	33

2.3.2.3. Գլանային ուղղատամ ատամնավոր փոխանցումների հաշվարկն ըստ հպումային ամրության	35
2.3.3. Գլանային շեղատամ ատամնավոր փոխանցումներ	38
2.3.3.1. Հիմնական տեղեկություններ	38
2.3.3.2. Գլանային շեղատամ ատամնավոր փոխանցումների հաշվարկն ըստ ամրության	41
2.3.4. Կոնական ատամնավոր փոխանցումներ	44
2.3.4.1. Հիմնական տեղեկություններ	44
2.3.4.2. Կոնական ատամնավոր փոխանցումների հաշվարկն ըստ ծռման ամրության	47
2.3.4.3. Կոնական ատամնավոր փոխանցումների հաշվարկն ըստ հպումային ամրության	49
2.3.5. Որդնակային փոխանցումներ	50
2.3.5.1. Հիմնական տեղեկություններ	50
2.3.5.2. Որդնակային փոխանցումների հաշվարկն ըստ ծռման ամրության	58
2.3.5.3. Որդնակային փոխանցումների հաշվարկն ըստ հպումային ամրության	60
2.3.5.4. Որդնակային ռեդուկտորների ջերմային հաշվարկը	63
2.3.6. Պնդօղակ-պտուտակ փոխանցումներ	64
2.3.6.1. Հիմնական տեղեկություններ	64
2.3.6.2. Պնդօղակ-պտուտակ փոխանցումների հաշվարկն ըստ մաշակայունության	65
2.3.6.3. Պնդօղակ-պտուտակ փոխանցումների գույգի կառուցվածքային չափերի որոշումը	66
2.4. Փոկային փոխանցումներ	70
2.4.1. Հիմնական տեղեկություններ	70
2.4.2. Հարթ փոկով փոկային փոխանցումներ	71
2.4.3. Սեպածն փոկով փոկային փոխանցումներ	76
2.4.4. Փոկերի հաշվարկն ըստ քարշային ունակության և երկարակեցության	79
2.5. Շղթայավոր փոխանցումներ	81
2.5.1. Հիմնական տեղեկություններ	81
2.5.2. Շղթայի հաշվարկն ըստ մաշակայունության	86
ԳԼՈՒԽ 3. Պտտական շարժում ապահովող մեքենամասեր	89
3.1. Սռնիներ և լիսեռներ	89
3.1.1. Հիմնական տեղեկություններ	89
3.1.2. Սռնիների հաշվարկն ըստ ծռման (ստատիկ) ամրության	90

3.1.3.	Լիսեռների հաշվարկն ըստ ոլորման ամրության	91
3.1.4.	Լիսեռների հաշվարկն ըստ ոլորման և ծածկման համատեղ դեֆորմացիայի	93
3.1.5.	Սննդիների և լիսեռների հաշվարկն ըստ կոշտության	95
3.1.6.	Սննդիների և լիսեռների հաշվարկն ըստ տատանման	97
3.2.	Սահքի առանցքակալներ	100
3.2.1.	Հիմնական տեղեկություններ	100
3.2.2.	Սահքի առանցքակալների նյութերը, յուղման պայմանները և յուղերի տեսակները	101
3.2.3.	Սահքի առանցքակալների բութակների հաշվարկը	104
3.3.	Գլորման առանցքակալներ	106
3.3.1.	Հիմնական տեղեկություններ	106
3.3.2.	Գլորման առանցքակալների նշանակումը	109
3.3.3.	Գլորման առանցքակալների հաշվարկը և ընտրությունն ըստ ստատիկ բեռնունակության	113
3.3.4.	Գլորման առանցքակալների հաշվարկը և ընտրությունն ըստ դինամիկ բեռնունակության	114
3.4.	Մեխանիկական կցորդիչներ	119
3.4.1.	Հիմնական տեղեկություններ	119
3.4.2.	Կոշտ վռնային կցորդիչների հաշվարկը	122
3.4.3.	Կոշտ կցաշուրթային կցորդիչների հաշվարկը	123
3.4.4.	Ճկուն մատնավռնային կցորդիչների հաշվարկը	125
3.4.5.	Բռնցքավոր կցվածքային կցորդիչների հաշվարկը	126
3.4.6.	Շփական կցվածքային կցորդիչների հաշվարկը	128
3.4.7.	Ապահովիչային հատուկ կցորդիչների հաշվարկը	130
ԳԼՈՒԽ 4.	Միացումներ և դրանց մեքենամասեր	132
4.1.	Գամային միացումներ	132
4.1.1.	Հիմնական տեղեկություններ	132
4.1.2.	Գամային ամուր կարերի հաշվարկը	135
4.1.3.	Գամային կիպ կարերի հաշվարկը	136
4.2.	Եռակցված միացումներ	137
4.2.1.	Հիմնական տեղեկություններ	137
4.2.2.	Կցվածքային կարերի հաշվարկը	139
4.2.3.	Անկյունային կարերի հաշվարկը	140
4.3.	Պարուրակային միացումներ	141
4.3.1.	Հիմնական տեղեկություններ	141
4.3.2.	Պարուրակային միացումների ուժային հարաբերակ- ցությունները, ինքնարգելակման պայմանը և օ.գ.գ.-ն	147
4.3.3.	Հեղույսային միացումների հաշվարկն ըստ ամրության	150
4.3.3.1.	Առանց նախնական ձգման և առանցքային ուժով բեռնավորված հեղույսների հաշվարկն ըստ	

ամրության.....	151
4.3.3.2. Նախնական ձգամբ և արտաքին ուժերի ազդեցությամբ բեռնավորված հեղույսների հաշվարկն ըստ ամրության.....	152
4.3.3.3. Չզման ուժի և ոլորող մոմենտի ազդեցությամբ բեռնավորված հեղույսների հաշվարկն ըստ ամրության.....	153
4.3.3.4. Բացակով տեղադրված և լայնական ուժերի ազդեցությամբ բեռնավորված հեղույսների (սևատաշ) հաշվարկն ըստ ամրության.....	154
4.3.3.5. Առանց բացակի տեղադրված և լայնական ուժերի ազդեցությամբ բեռնավորված հեղույսների (մաքրատաշ) հաշվարկն ըստ ամրության.....	155
4.3.3.6. Բարդ դեֆորմացիայի ազդեցությամբ բեռնավորված արտակենտրոն գլխիկով հեղույսների հաշվարկն ըստ ամրության.....	156
4.3.3.7. Սեղմակային միացումների հեղույսների հաշվարկն ըստ ամրության.....	158
4.4. Մամլանստեցվածքային (երաշխավորված ձգվածքով) գլանային միացումներ	160
4.4.1. Հիմնական տեղեկություններ	160
4.4.2. Մամլանստեցվածքային միացումների հաշվարկը	161
4.5. Երիթային միացումներ.....	163
4.5.1. Հիմնական տեղեկություններ	163
4.5.2. Երիթների ընտրությունը և ստուգման հաշվարկը	166
4.6. Շլիցային միացումներ.....	168
4.6.1. Հիմնական տեղեկություններ	168
4.6.2. Շլիցային միացումների ընտրությունը և ստուգման հաշվարկը	170
ԳՐԱԿԱՆՈՒԹՅՈՒՆ	173
ԲՈՎԱՆԴԱԿՈՒԹՅՈՒՆ	175

ԿԱՐԱՊԵՏՅԱՆ ՀԱՅԿ ՄԱԿԱՐԻ

ՄԵՔԵՆԱՆԵՐԻ ՄԱՍԵՐ
(*ՄԵՔԵՆԱՆԵՐԻ ՀԱՇՎԱՐԿԻ ԵՎ*
ՆԱԽԱԳԾՄԱՆ ՀԻՄՈՒՆՔՆԵՐ)

Երևան 2007

ÊÀÐÀĬÂÒßĬ ÆÀÉÊ ĬÂÊÀÐĬÂÈ×

ĂĀÒĂĚÈ ĬĂØÈĬ
(*ĬŇĬĬÂŬ ĬÐĬĂÊÒÈÐĬĂĂĬÈß ĬĂØÈĬ*)

ĀđăăăĬ 2007

Ստորագրված է տպագրության 15.05
11,25 տպ. մամուլ, հրատ. մամուլ 9,0 Պատվեր 164 Տպաքանակ 300
Գինը պայմանագրային

ՀՊԱՀ-ի տպարան Տերյան փ. 74