

И. СУЛАЙМОНОВ

МАШИНА ДЕТАЛЛАРИ

ЎзССР Олий ва махсус ўрта таълим
министрлиги олий техника ўқув юрт-
ларининг студентлари учун дарслик
қилиб тасдиқлаган

*Қайта ишланган ва тўлдирилган
иккинчи наشري*

Тавсия этилаётган бу дарслик олий техника ўқув юртлари механика факультетларининг студентлари учун мўлжалланган.

Китобда умумий машинасозликда ишлатиладиган деталларни ҳисоблаш методлари ва уларни лойиҳалашга оид асосий маълумотлар берилган. Бундан ташқари, кейинги вақтда машинасозликда кенг кўламда ишлатиლა бошлаган янги материаллар ва улардан тайёрланадиган деталларни ҳисоблаш ва лойиҳалашнинг ўзига хос хусусиятлари, ҳақидаги маълумотлар ҳам келтирилган.

Дарсликдан олий техника ўқув юртларининг машина деталлари курси ўқитладиган бошқа факультетларининг студентлари, шунингдек, инженер-техник ходимлар ҳам фойдаланишлари мумкин.

На узбекском языке

Сулейманов Искандар

ДЕТАЛИ МАШИН

Учебник для ВТУЗов

Переработанное и дополненное
второе издание

Рецензент: кафедра «Детали машин» ТАДИ

Издательство «Ўқитувчи»

Ташкент — 1981

Муҳаррир А. Турахонов

Бадиний муҳаррир Ф. Неқкадамбоев

Техн. муҳаррир Т. Скиба

Корректор Д. Абдуллаева

ИБ № 2234

Терингга берилди 24.12.1990 й. Босишга рухсат этилди 25.09.1981 й. Формат 60 × 90^{1/16}. Тип. қоғози № 3. Кегли 10, шпоясиз. Юқори босма усулида босилди. Шартли б. л. 19,0. Нашр. л. 21,66. Тиражи 6000. Зак. № 2379. Баҳоси 1 с. 10т.

«Ўқитувчи» нашриёти. Тошкент, Навоий кўчаси, 30. Шарҳнома № 259 — 80.

Ўзбекистон ССР нашриётлари, полиграфия ва китоб савдоси ишлари Давлат комитети. Тошкент «Матбуот» полиграфияишлаб чиқариш бирлашмасининг полиграфия комбинати. Тошкент шаҳри. Навоий кўчаси, 30, 1981 й

Полиграфкомбинат Ташкентского полиграфического производственного объединения «Матбуот» Государственного комитета УзССР по делам издательств, полиграфии книжной торговли. Ташкент, Навоий, 30.

© «Ўқитувчи» нашриёти, 1981

31302 33

С 353 (04) — 81 инф. письмо 81 2704090000

СЎЗ БОШИ

Коммунизмнинг моддий-техника базасини яратишда халқ хўжалигимизнинг муҳим тармоқларидан бири — машинасозлик асосий ўринни эгаллайди.

В. И. Ленин бундай деб ёзган эди: «...кимнинг энг юқори техникаси, уюшқоқлиги, интизоми ва машиналари яхши бўлса, ўша устун чиқади...»¹

Энг яхши машиналарга эга бўлиш учун уларни лойиҳалашда фан ва техниканинг энг сўнгги ютуқларидан унумли фойдаланиш даркор. Бунинг учун эса ҳар бир лойиҳачи, ҳар бир инженер-техник машина деталларининг тузилишини, уларни тўғри ҳисоблаш усулларини яхши билмоғи лозим.

Ана шу нуқтаи назардан қараганда олий техника ўқув юртларида ўрганиладиган машина деталлари фанининг аҳамияти ғоят катта. Шунинг учун мазкур дарсликни ёзишда унинг студентлар яхши тушуниб оладиган бўлишига ҳаркат қилинди, шунингдек, мамлакатимиз ва чет эл олимларининг машина деталларини ҳисоблаш ҳамда лойиҳалашга бағишланган асарларидан кенг фойдаланилди.

Бу дарслик муаллифнинг Тошкент политехника институтида ўқиган лекциялари асосида ёзилди. Китобда Бауман номли Москва олий техника билим юрти «Машина деталлари» кафедрасининг иш тажрибаси ҳам акс эттирилди. Ҳозирги вақтда деталларни лойиҳалашда қўлланиладиган ҳисоблаш формулалари ва турли ҳарфий белгиларнинг иложи борича бир хил бўлиши талаб қилинади. Бу борада СЭВ (ЎИЕК) иннг алоҳида тавсияномалари ҳам мавжуд.

Шу боисдан дасрликнинг мазкур нашрини тайёрлашда ундаги формулалар, иттифоқимизнинг бўлак йирик олий ўқув юртларида ўқити-

¹ В. И. Ленин, Асарлар, ЎзССР Давлат нашриёти, 4-нашри, 27-т, 192-бет.

лаётгани каби, энг сўнги ГОСТ тавсиялари инobatга олингани ҳолда қайта ишланди.

Шунинг учун ҳам айрим ифодаларнинг индекслари ўзбек тилидаги сўз ифодасидан олинган ҳарфлар бўлмай, ГОСТда ёки бошқа халқаро ташкилотларнинг тавсияномасида кўрсатилганича белгиланди. Дарсликнинг тишли узатмалар ва думалаш подшипникларига тааллуқли боблари умуман қайтадан ишланди.

Механикавий катталикларнинг ўлчов бирликлари Халқаро система (СИ) да ифодаланди.

Бироқ инженерлик практикасида деталларнинг кўпчилиги учун белгиланган давлат стандартлари, нормаллар ва справочниклардаги ўлчамлар МКГСС системасида берилганлигини назарда тутиб ҳамда ўқув жараёнида бежариладиган лойиҳалаш ишларида студентларга қулайлик яратиш мақсадида ҳисоблашларни МКГСС системасида бажариш учун зарур бўлган айрим маълумотлар ҳам баён этилди.

Бундан ташқари, бир системада ифодаланган ўлчов бирликларидан иккинчи системага ўтиш зарурияти туғилган ҳолларда фойдаланиладиган жадваллар мазкур дарсликнинг охирида илова қилинди.

Китобнинг охирида кўрсатилган адабиёт рўйхати фойдаланилган манбаларнинг ҳаммасини эмас, балки олий техника ўқув юртларининг студентлари ҳамда инженер-техник ходимлар фойдаланиши мумкин бўлган ва китоб тарзида нашр этилган асарларнигина ўз ичига олади.

Мазкур дарслик қўлёзмасини кўриб чиқиб, фойдали маслаҳатлар берганликлари учун техника фанлари кандидати И. Қурбоновга, Тошкент автомобиль транспорти ва йўллар институти «Машина деталлари» кафедрасининг ходимларига ва Тошкент политехника институти «Машина деталлари» кафедрасининг ўқитувчиларидан С. Мусаев ва С. Қосимхўжаевга муаллиф ташаккур билдиради.

Китоб ҳақидаги ўз фикр ва мулоҳазаларини қуйидаги адресга йўллаган китобхонлардан муаллиф ғоят миннатдор бўлади: Тошкент, 129, Навоий кўчаси, 30, «Ўқитувчи» нашриётининг Умумтехника адабиёти редакцияси.

Муаллиф.

Машинасозлик саноат ва қишлоқ хўжалигининг тараққий этиши учун зарур бўлган техникавий база яратади. Шундай экан, ҳар бир ишчи, инженер ҳамда олимнинг вазифаси замонамиз талабига тўла жавоб берадиган, юқори унумли, мустаҳкам ва фойдали иш коэффициенти юқори бўлган янгидан-янги машиналар яратишдан иборат. Бунинг учун машиналар лойиҳалашда улар деталларининг мумкин қадар энгил, етарли даражада мустаҳкам, ишқаланишга чидамли, шакли оддий, ишлатилиши қулай ва хавфсиз, шунингдек, давлат стандартлари (ГОСТ) да қўйилган талабларни тўла қондирадиган бўлишига эришиш керак. Бундан ташқари, деталлар ишдан чиққанда янгисига тез ва осон алмаштириладиган бўлиши ҳам зарур.

Табиийки, бундай вазифани юқори малакали мутахассисларгина ҳал қила олади. Ана шундай мутахассислар тайёрлашда «Машина деталлари» курси алоҳида ўрин тутади.

Бир қанча деталлардан тузилган механизмлар мажмуи бўлиб, маълум иш бажариш учун мўлжалланган восита *машина* деб аталади.

Ҳар бир машина уч группа механизмдан: ҳаракатлантирувчи, ижро этувчи ва узатувчи механизмлардан тузилган.

*Машинанинг бир хил материалдан тайёрланган ва айрим бўлақларга ажралмайдиган қисми *деталь* деб аталади. Масалан, гайка, болт, шпонка, пружина ва шу кабилар деталлардир.

Машинанинг маълум бир вазифани бажариш учун мўлжалланган ва бир неча деталдан тузилган қисми *узел* дейилади. Редуктор, муфта, подшипник ва бошқалар узелларга мисол бўла олади.

Демак, машина узеллардан, узеллар эса деталлардан тузилган бўлар экан.

Жуда кўп шундай деталь ва узеллар бўладикки, улар деярли ҳамма турдаги машиналарда ишлатилади. Болтлар, гайкалар, тишли узатмалар, тасмали узатмалар, подшипниклар, валлар ва бошқалар шулар жумласидандир. Бундай деталь ва узеллар машиналарда умумий вазифаларни бажаради. Уларнинг тузилиши ҳамда лойиҳаланиш усуллари машина деталлари фанида ўрганилади.

Шундай қилиб, машина деталлари фани инженерлик практикасида кўплаб учрайдиган, деярли ҳамма турдаги машиналар учун *умумий* бўлган деталь ва узелларнинг тузилишини ҳамда уларни иқтисодий жиҳатдан тежамли қилиб ҳисоблаш ва лойиҳалаш усулларини ўрганувчи фандир.

Бу фан назарий механика, механизм ва машиналар назарияси, материаллар қаршилиги, металллар технологияси ва чизмачилик каби фанларга асосланади. Шу билан бирга, у машинасозлик ихтисосликларини ўрганувчи махсус фанларнинг асоси ҳисобланади.

Машина деталлари курсида ўрганиладиган асосий деталь ва узеллар қуйидагилардан иборат.

1. Деталлардан узеллар, узеллардан машина ҳосил қилиш учун уларни ўзаро қандайдир восита билан бир-бирига бириктириш зарур. Ана шундай вазифани ўтайдиган бирикмалар ва уларни ташкил қилувчи қисмлар группаси мазкур курсда ўрганиладиган деталларнинг биринчи туркумини ташкил этади.

2. Машинанинг энергия манбаи билан иш бажарувчи қисмлари орасида жойлашиб, ҳаракат тезлигини талаб қилинганича бошқаришга имкон берадиган восита ҳар турли *узатмалардир*. Бундай узатмалар ва уларни ҳосил қилувчи деталлар машина деталлари курсининг яна бир қисмини ташкил қилади.

3. Маълумки, айланадиган ҳар қандай деталнинг ҳаракатини таъминлаш ва уларни ўрнатиш учун *вал* ва *ўқлар* деб аталадиган деталлардан фойдаланиланди. Вал ва ўқлар ўзларининг таянчларига эга бўлиши керак. Бундан ташқари, ҳаракатланадиган бир узел иккинчи узел билан ўзининг валлари орқали уланади. Валларни улаш учун эса ҳар турли муфталардан фойдаланилади. Бинобарин, талаб қилинган айланма ҳаракатни таъминлайдиган валлар, ўқлар ва уларнинг таянчлари ҳамда валларни бир-бири билан улайдиган муфталар машина деталларининг навбатдаги туркумини ташкил қилади.

4. Юқорида кўрсатилганлардан ташқари, турли пружиналар, мойлаш системасини ташкил қилувчи қисмлар, корпус деталлар ва шу кабилар ҳам деярли ҳамма машиналарда учрайди ва мазкур курсда ўрганилади.

Демак, кўпчилик машиналар учун умумий бўлган *бирикмалар*, *узатмалар*, *вал* ва *ўқлар*, *уларнинг таянчлари*, *муфталар*, *пружиналар* ва *турли корпус қисмлар* машина деталлари курсида ўрганилади-ган асосий деталь ва узелларни ташкил қилади.

Буюк олимлардан *Афлотун* (янги эрадан 3,5 аср илгари) ва *Леонардо-да Винчи* (1452—1519 йиллар) ўз асарларида подшипник, тишли ғилдирак, занжирли узатма ва турли машиналар ҳақида баъзи маълумотларни ёритган бўлсалар-да, машиналарни ҳисоблаш ва лойиҳалаш фанига фақат XIX асрда асос солинди.

Россияда машинасозлик назариясига асос солган олим «Машиналар ҳақида оммавий лекциялар» (1859 й) ва «Кўтариш машиналари курси» (1872 й) номли асарлар муаллифи прсф. *И. А. Вишнеградскийдир*.

«Машина деталлари» деб аталган биринчи китобини проф. *В. Л. Кирпичев* 1881 йилда Петербург шаҳрида нашр эттирди. Уша вақтдан ривожлана бошланган бу фанни бойитишда ватанимиз олимларидан *П. К. Худяков*, *А. И. Сидоров*, *М. А. Саверин*, *Н. С. Ачеркан*, *Н. И. Колчин*, *В. А. Добровольский*, *А. И. Петрусевиц*, *Н. Б. Кудрявцев*, *Л. Д. Часовников*, *Д. Н. Решетов* ва *М. Н. Иванов* асарлари муҳим роль ўйнайди. Чет эл олимларидан *К. Бах*, *Ф. Ретшер*, *О. Рейнольдс*, *А. Заммерфельд*, *В. Льюс*, *Е. Бакингем* ва *Д. Шиглейнинг* машина деталлари фанига оид асарлари ҳам диққатга сазовордир.

МАШИНА ДЕТАЛЛАРИНИ ҲИСОБЛАШ ВА ЛОЙИҲАЛАШГА ДОИР УМУМИЙ МАСАЛАЛАР

I БОБ. ДЕТАЛНИНГ КОНСТРУКЦИЯСИГА НИСБАТАН ҚЎЙИЛАДИГАН АСОСИЙ ТАЛАБЛАР

Лойиҳаланадиган деталь, *биринчидан*, айни шароитда ишлаш лаёқатига эга, яъни маълум вақт давомида ўз мустаҳкамлигини тўла сақлайдиган, ортиқча ремонт талаб қилмайдиган бўлиши, *иккинчидан*, тўғри ишлаши, *учинчидан*, машинадан фойдаланишда одам учун хавф туғдирмайдиган бўлиши, *тўртинчидан*, тайёрланиши технологик нуқтаи назардан қулай ва тежамли, яъни мустаҳкамлигини сақлагани ҳолда ўлчамлари кичик, имкони борича енгил бўлиши ва арзон тушиши лозим.

Бинобарин, ҳар бир конструктор лойиҳалаган маҳсулот юқори сифатли бўлиши учун у юқорида баён этилган барча талабларни ҳисобга олмоғи зарур.

1-§. Деталларнинг ишлаш лаёқати ва уни таъминлаш

Мустаҳкамлик, бикрлик, иссиқбардошлик, титрашга ва ейилишга чидамлилиқ деталнинг ишлаш лаёқатини аниқлайдиган асосий белгилардир.

Деталнинг ишлаш лаёқатини қайси белгига қараб аниқлаш лозимлиги шу деталнинг ишлаш шароитига боғлиқ. Масалан, сирпаниб ишқаланиш подшипнигининг ишлаш лаёқатини аниқлаш учун асосий белги ейилишга чидамлилиқ бўлса, болтлар учун, мустаҳкамлик, валлар учун эса бикрлик, мустаҳкамлик ва титрашга чидамлилиқдир.

Мустаҳкамлик. Ишлаш шароитида деталнинг дефоормацияланиши меъёрида бўлгани ҳолда, синмай ва бенуқсон ишлай олиш хусусияти унинг мустаҳкамлиги дейилади.

Янги деталлар лойиҳалашда, аввало, уларнинг мустаҳкам бўлишини таъминлаш зарур.

Бикрлик. Баъзи деталлар, айниқса куч таъсирида ишлайдиган деталлар учун мустаҳкамликнинг ўзи етарли бўлмайди. Масалан, маълум куч ва момент таъсирида айланаётган вал мустаҳкам бўлишига қарамай, рухсат этилганидан ортиқ эгилиши мумкин. Бундай вал ишлатилмаслиги керак, чунки валга ўрнатилган деталлар, ма-

салан, тишли ғилдираклар орасидаги масофа чегараланган бўлади. Валнинг рухсат этилганидан ортиқ эгилиши бу деталларнинг мўлжалдагидан илгари ишдан чиқишига сабаб бўлади. Шунинг учун бундай деталларнинг мустаҳкамлигидан ташқари, бикрлиги ҳам таъминланиши лозим. Бунинг учун деталнинг қай ери кўпроқ эгилиши мумкин бўлса, ўша еридаги деформациянинг қиймати аниқланади. Ва рухсат этилган қиймати билан таққосланади. Агар ҳисоблаш натижасида топилган қиймати рухсат этилганидан кичик ёки унга тенг бўлса, деталнинг бикрлиги қониқарли деб топилади.

Шуни назарда тутиш керакки, баъзи деталларнинг ҳаддан ташқари бикр бўлиши уларнинг чидамлилигига салбий таъсир кўрсатади. Масалан, пўлатдан тайёрланган тишли ғилдирак тишларининг ортиқ даражада бикр бўлиши ишлаш вақтида динамик кучларнинг пайдо бўлишига ва шовқиннинг кучайишига олиб келади. Демак, зарур ҳолларда деталларнинг маълум даражада берилувчан бўлиши талаб этилади. Деталларнинг берилувчанлиги материаллар қаршилиги курсида келтирилган усуллар билан аниқланади.

Титрашга чидамлик. Машиналар ишлаш тезлигининг тобора оширилиши ва деталлар оғирлигининг камайтирилиши ҳар хил титрашларнинг пайдо бўлиши учун имконият туғдирмоқда. Маълумки, титрашлар машинанинг ишлашига салбий таъсир кўрсатиб, деталларнинг толиқиш оқибатида ишдан чиқишини тезлатади. Бу борада резонанс ҳодисаси айниқса хавфлидир. Одатда, деталларнинг титрашга чидамлилигини таъминлаш учун *резонанс ҳодисасини келтириб чиқарадиган омилларни йўқотиш керак*. Маълумки, резонанс ҳодисаси деталнинг ўзида ҳосил бўладиган хусусий тебраниш частотаси ташқи куч таъсирида бўладиган тебраниш частотаси билан бир хил бўлиб қолганда рўй беради. Шунинг учун, бу икки частотани ҳисоблаб, бир-бирига тенг бўлиб қолмаслигини таъминлаш керак. Бундан ташқари, машиналарда титраш ҳодисасини камайтириш учун титроқ сўндиргичлардан, яъни махсус эластик элементлардан ҳам фойдаланилади.

Иссиққа чидамлик. Таркибида бир-бири билан ишқаланувчи деталлар бўлган машиналарда температуранинг маълум даражадан ортиб кетиши кўпчилик деталларнинг ишига салбий таъсир кўрсатади. Шунинг учун бундай машиналар лойиҳалашда уларда ҳосил бўладиган иссиқликнинг меъёридан ортиб кетмаслигига, яъни

$$Q \leq Q_1$$

бўлишига эришмоқ зарур, бу ерда Q — машинада ҳосил бўладиган иссиқлик миқдори; Q_1 — машинадан ташқарига тарқалувчи иссиқлик миқдори.

Ейилишга чидамлик. Ишлаш вақтида ишқаланувчи деталларнинг ишлаш даври ейилиш даражасига қараб белгиланади. Ейилиш натижасида деталнинг ўлчамлари ўзгаради, бу эса ўз навбатида ейилган деталнинг нотекис ишлашига сабаб бўлади; металл кесиш станогининг деталлари ейилганда эса бу станокда тайёрланган маҳсулот ноаниқ чиқади. Шунинг учун деталнинг ейилиши маълум даражага

ларга, масалан: а) қабул қилинган ҳисоблаш методининг ва ҳисоб схемасининг аниқлигига; б) деталга таъсир этувчи куч ва моментларнинг қанчалик тўғри ҳисобга олинганлигига; в) ишлатиладиган материалнинг бир жинслилик даражасига ва хоссаларининг қанчалик ўрганилганлигига; г) деталнинг шакли, ўлчамлари, сиртининг ҳолати ва сифатига; д) деталнинг муҳимлик даражасига боғлиқ.

Юқорида келтирилганлар мустақкамлик запасининг қийматига таъсир қилувчи факторларнинг асосийлари бўлиб, бундан ташқари, ҳисоблаш ёки тажриба йўли билан аниқланиши жуда қийин бўлган факторлар ҳам бор.

Мустақкамлик запасининг қийматини мумкин қадар аниқ топиш учун дифференциал усулдан фойдаланиш маъқул кўрилади. Бу усулга биноан, мустақкамлик запаси n учта хусусий коэффициентнинг кўпайтмаси сифатида топилади:

$$n = n_1 \cdot n_2 \cdot n_3, \quad (3)$$

бу ерда n_1 — деталга таъсир қилувчи куч ва моментларнинг ҳақиқий қийматлари билан ҳисоблаш учун қабул қилинган қийматлар орасидаги фарқни ҳисобга олувчи коэффициент. Етарли даражада аниқ ҳисоблаш усулларидан фойдаланилганда n_1 нинг қиймати 1,2 ... 1,5 орасида бўлиши керак. Кучланиш аниқлик даражаси камроқ бўлган усуллар билан топилганда, шунингдек, бикрликка нисбатан юқори талаб қўйилганда $n_1 = 2 \quad 3$, айрим ҳолларда эса ундан ҳам катта бўлиши мумкин.

Ҳисобланаётган деталлардаги кучланиш қийматини етарли даражада аниқ топиш имкони бўлса, $n_1 = 1$ қилиб ҳам олинади.

n_2 — материалнинг бир жинслилигини, деталь тайёрлаш технологияси бузилган тақдирда материал механикавий хоссаларининг нормативда кўрсатилганидан фарқ қилишини ҳисобга олувчи коэффициент; пластик материаллар учун n_2 коэффициент $n_{ок}$ билан белгиланади ва унинг қиймати, материалнинг пластиклик даражаси $\sigma_{ок}/\sigma_{в}$ га қараб, 1,3 ... 2,2 оралиғида бўлади (1- жадвал).

1- жадвал

$\sigma_{ок}/\sigma_{в}$	0,45	0,55	0,55	0,70	0,70	0,90
$n_2 = n_{ок}$	1,3	1,5	1,4	1,8	1,7	2,2

Унча пластик бўлмаган ҳамда мўрт материаллар учун n_2 коэффициент $n_{в}$ билан белгиланади ва унинг қиймати 2 ... 6 оралиғида бўлади (2- жадвал).

Материал характери	Мустаҳкамлик запаси $n_2 = n_8$	
Кам пластик пўла тлар	2	3
Бир жинсли мўрт материаллар	3	4
Ўта мўрт, кўп жинсли (керамикавий) материаллар	4	6

n_3 — коэффициент жуда мустаҳкам бўлиши талаб этиладиган муҳим деталларнинг мустаҳкамлик запасини қўшимча равишда ошириш мақсадида киритилади. Одатда, унинг қиймати 1, 1,5 оралиғида бўлади.

Юқорида айтилганларга кўра, деталларга таъсир қилувчи нагрузка вақт мобайнида ўзгармас бўлган ҳолларда, рухсат этилган кучланишнинг нисбатан аниқ қиймати (1) ва (2) формулалар ёрдамида қуйидагича топилади:

а) пластик материаллар учун

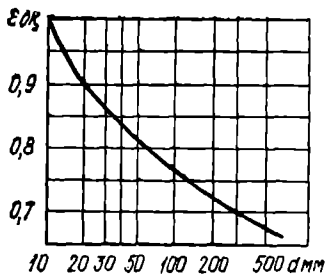
$$[\sigma] = \frac{\sigma_{ок} \cdot \epsilon_{ок}}{n_1 \cdot n_2 \cdot n_3}, \quad (4)$$

бу ерда $\epsilon_{ок} = (\sigma_{ок})_d / (\sigma_{ок})_{10}$ бўлиб, кесим диаметри d бўлган деталь материали оқувчанлик чегарасини диаметри 10 мм бўлгандаги оқувчанлик чегарасига нисбатини кўрсатади. Демак, $\epsilon_{ок}$ деталнинг ўлчамлари ортиши билан оқувчанлик чегарасининг камайишини кўрсатувчи коэффициентдир;

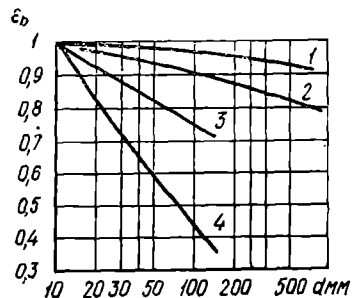
б) кам пластик ва мўрт материаллар учун:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s \cdot \epsilon_s}{K_s \cdot n_1 \cdot n_2 \cdot n_3}, \quad (5^*)$$

бу ерда $\epsilon_s = (\sigma_s)_d / (\sigma_s)_{10}$ бўлиб, кесим диаметри d бўлган деталь материали мустаҳкамлик чегарасининг диаметри 10 мм бўлгандаги мустаҳ-



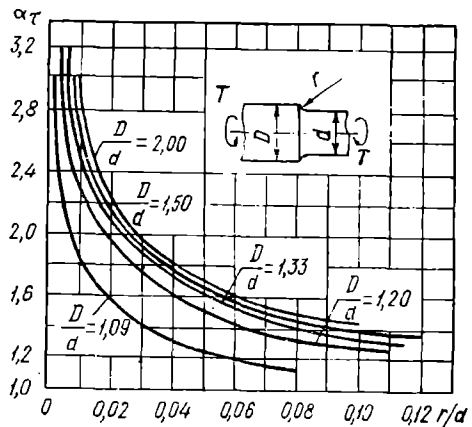
2- шакл.



3- шакл.

* Бу ерда гап нормал кучланишлар ҳақида боради. Келтирилган формулалардан уринма кучланишлар учун фойдаланиш зарурияти туғилса, улардаги σ ўрнига тегишли τ қўйилади.

камлик чегарасига нисбатини кўрсатади. Демак, ϵ_s деталнинг ўлчамлари ортиши билан мустақамлик чегарасининг камайишини кўрсатувчи коэффициентдир. $\epsilon_{ок}$ ва ϵ_s ning қийматларини 2 ва 3-шаклдан олиш мумкин. K_s — диаметрлари поғонали ўзгарувчан ва шпонка учун ўйиқлари бўлган деталларда ҳосил бўладиган кучланиш концентрациясини (тўпланишини) ҳисобга олувчи коэффициент. Одатда, K_s назарий йўл билан топилган концентрация коэффициенти, α_σ ёки α_τ га тенг деб ҳисобланади. K_s ning қиймати $\frac{D}{d}$ ва $\frac{r}{d}$ нисбат-



4-шакл.

ларга боғлиқ бўлиб, махсус диаграммалардан олинади (r — поғонанинг юмалоқланиш радиуси). 4-шаклда шундай диаграммалардан бири келтирилган.

Юқорида биз деталга таъсир этувчи нагрузка вақт ўтиши билан ўзгармас бўлган ҳолларда рухсат этилган кўчланишни топиш усуллари кўриб чиқдик.

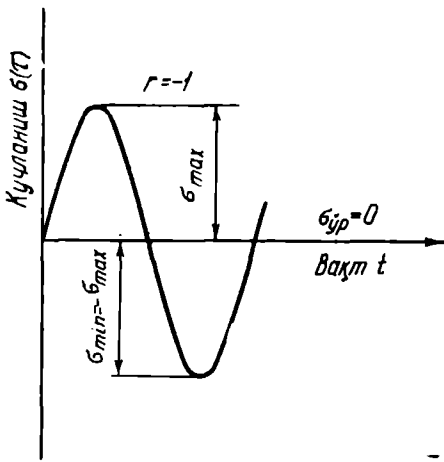
Маълумки, машина узелларини ташкил этувчи аксарият деталлар ҳаракатда бўлади. Бундай ҳолларда деталларга таъсир этувчи нагрузка (юкланиш) ва ундан ҳосил бўладиган кучланиш вақт ўтиши билан ўзгариб туради. Шунинг учун бундай деталларнинг чидамлилиги ҳисобланади. **Чидамликка** рухсат этилган кучланишнинг қиймати эса деталга **таъсир** этаётган нагрузканинг ўзгариш характерига кўп жиҳатдан боғлиқ. Одатда, таъсир этувчи нагрузка ва ундан ҳосил бўладиган кучланишлар *симметрик* (5-шакл) ёки *пульсацияланувчи* (6-шакл) цикл билан ўзгаради.

Кучланишларнинг максимал ва минимал қийматлари йиғиндисининг ярми циклнинг ўртача кучланиши, айирмасининг ярми эса циклнинг амплитудаси дейилади. Демак:

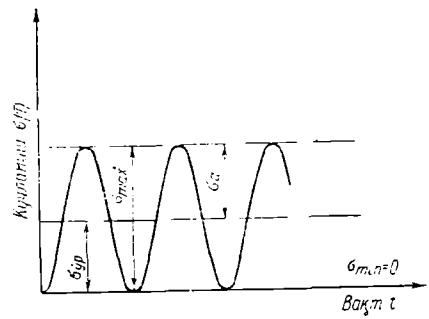
$$\sigma_{\text{ўр}} = \frac{\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}}{2}; \quad \sigma_a = \frac{\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}}{2}$$

Шартли равишда, $\sigma_{\text{ўр}}$ — циклнинг ўзгармас қисми, σ_a эса ўзгарувчан қисми деб ҳисобланади. Циклнинг характерини аниқлаш учун *асимметриклик коэффициентини* киргитилади. Унинг қиймати: $r = \frac{\sigma_{\text{min}}}{\sigma_{\text{max}}}$ Масалан, симметрик цикл билан ўзгарувчи кучланишлар учун

$$r = \frac{\sigma_{\text{min}}}{\sigma_{\text{max}}} = \frac{-\sigma_{\text{max}}}{\sigma_{\text{max}}} = -1,$$



5- шакл. Симметрик цикл.



6- шакл. Пульсацияланувчи цикл.

пульсацияланувчи цикл билан ўзгарувчи кучланишлар учун эса

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{0}{\sigma_{\max}} = 0$$

бўлади. Ана шунинг учун ҳам деталдаги кучланиш симметрик цикл билан ўзгарганда чегаравий кучланиш σ_{-1} билан, пульсацияланувчи цикл билан ўзгарганда эса σ_0 билан белгиланади.

Таъсир қилувчи нагрузка ўзгарувчан бўлганда, деталдаги кучланиш оқувчанлик чегарасидан ҳам кичик бўлишига қарамай, деталь иш жараёнида синиб кетиши мумкин. Бунинг сабаби шуки, ўзгарувчан кучланиш таъсирида бўлган деталнинг кўндаланг кесим юзи ўзгарадиган жойларида концентрацияланган (тўпланган) қўшимча кучланишлар таъсирида деталда аввал жуда кичик дарэлар пайдо бўлади, сўнгра улар катталаша бориб, деталнинг синишига олиб келади. Деталнинг бу ҳолатда синиши *толиқиш* деб аталади. Деталнинг толиқишга қанчалик бардош беришини ҳисоблаш учун *чидамлик чегараси* деб аталадиган тушунча киритилади ва кучланиш симметрик цикл билан ўзгарганда рухсат этилган кучланиш қуйидагича аниқланади:

$$[\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_{-1} \cdot \epsilon_{\sigma}}{K_{\sigma} \cdot n_1 \cdot n_2 \cdot n_3} \beta; \quad (6)$$

бу ерда K_{σ} — ҳақиқий концентрация коэффициенти. Унинг қиймати назарий йўл билан топиладиган концентрация коэффициенти α_{σ} дан кичик бўлиб, қуйидагича аниқланади.

$$K_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{(\sigma_{-1})_k}$$

Демак, K_{σ} коэффициенти деталда кучланиш концентрацияси бўлмаган ҳолатдаги чидамлик чегарасининг шу деталь кучланиш концент-

рацияси пайдо бўладиган қилиб ясалган ҳолатдаги чидамлик чегарасига нисбатини кўрсатади. K_{σ} тажриба йўли билан аниқланади. Деталларни ҳисоблашда бу коэффициентнинг қийматлари деталларнинг шакли ва материалига қараб, справочникларда келтирилган жадваллардан олинади.

ϵ_{σ} — деталь кесими ўлчамларининг чидамлик чегарасининг қийматига таъсирини кўрсатувчи коэффициент. Бу коэффициент қуйидагича аниқланади:

$$\epsilon_{\sigma} = \frac{(\sigma_{-1})_d}{(\sigma_{-1})_{10}}$$

бу ерда $(\sigma_{-1})_d$ диаметри d бўлган деталнинг чидамлик чегараси; $(\sigma_{-1})_{10}$ — диаметри 10 мм қилиб олинган ва лабораторияда синалган деталнинг чидамлик чегараси. Одатда, ϵ_{σ} масштаб фактори деб юритилади ва унинг қиймати, деталнинг материали ҳамда ўлчамларига қараб, справочникларда бериладиган графиклардан олинади.

β — деталь сирти ҳолатининг толиқиш чегарасига таъсирини характерловчи коэффициент; у лойиҳаланаётган деталь толиқиш чегарасининг сирти жилоланган намуна деталнинг толиқиш чегарасига бўлган нисбатига тенг:

$$\beta = \sigma'_{-1} / \sigma_{-1}$$

Демак, β коэффициент толиқиш чегарасининг ортиши ёки камайиши мумкинлигини кўрсатади. Лойиҳаланаётган деталнинг сирти намуна деталниқидан ёмон бўлганда, $\beta < 1$, яхши бўлганда эса $\beta > 1$ бўлади.

Деталнинг толиқиш чегарасини ошириш мақсадида унинг мустаҳкамлигини оширишнинг ҳар хил усулларидадан фойдаланилади. Бундай ҳолларда β нинг қиймати 1 — 3 оралиғида бўлади.

Нагрузканинг ўзгариш цикли пульсацияланувчи бўлганда рухсат этилган кучланиш қуйидагича топилади:

$$[\sigma_0] = \frac{2[\sigma_{-1}]}{2 - \psi}, \quad (7)$$

бу ерда ψ — ўзгариш цикли симметрик бўлмаган кучланишнинг материал мустаҳкамлигига таъсирини кўрсатувчи коэффициент. У қуйидагича аниқланиши мумкин:

$$\psi = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}$$

Кўришиб турибдики, ψ коэффициент σ_{-1} билан σ_0 га боғлиқ. Айрим пўлат турлари* учун σ_{-1} ва ψ нинг қийматлари 3-жадвалда келтирилган:

* Жадвалда пўлатларнинг чўзилишдаги мустаҳкамлик чегараларигина келтирилган.

σ_e , МПа	σ_{-1} , МПа	ψ
1	2	3
400—500	170—220	0
480—600	200—270	0,05
600—750	250—340	0,05
700—850	310—380	0,1
850—1050	400—450	0,1
1050—1250	450—500	0,15

Юқорида биз рухсат этилган кучланишни аниқлашнинг дифференциал усули билан танишдик. Бу усул бошқа усулларга қараганда аниқ натижа берса-да, бирмунча мураккаб бўлиб, ундан машинасозлик, тракторсозлик ва шу кабиларда фойдаланилади. Бошқа ҳолларда эса жадвал усули кўпроқ ишлатилади.

Рухсат этилган кучланишни жадвал усули билан танлаш жуда қадимдан маълум. Бунинг учун биринчи устунда материалнинг номи, кейингиларида эса рухсат этилган кучланиш қийматлари келтирилган жадваллардан фойдаланилади. Бундай жадваллар махсус лабораторияларда ҳар хил материаллардан тайёрланган намуна деталларни синаш йўли билан тузилади ва тегишли адабиётда берилади.

Илгари тузилган жадвалларда рухсат этилган кучланишнинг қиймати фақат материалнинг механикавий хоссаларигагина боғлиқ ҳолда келтирилар эди. Сўнгги йилларда жадваллар мукамаллаштирилди, уларда келтирилган қийматлар деталь учун ишлатиладиган материалнинг механикавий хоссалари, таъсир этувчи куч ва моментларнинг характери, деталнинг ишлаш жойи ва шароити эътиборга олинган ҳолда, дифференциал усуллардан фойдаланиб тузилади. Шунинг учун, рухсат этилган кучланишни жадвалдан танлаш усули амалда жуда кенг қўлланилади.

Гап мустаҳкамлик тўғрисида борар экан, шуни ҳам таъкидлаб ўтиш керакки, деталь синиш натижасида ишдан чиқишдан ташқари, *иш сиртининг бузилиши* оқибатида ҳам ишга ярамай қолиши мумкин. Бу ҳол деталь сиртида ҳосил бўладиган контакт кучланишга боғлиқ. **Контакт кучланиш** бир-бирига уриниш юзалари ўлчами қолган ўлчамларидан бир неча бор кичик бўлган икки деталь сиртида ҳосил бўладиган кучланишидир. Масалан, бир-бирига сиқиб қўйилган икки шар ёки ролик сиртида ҳосил бўладиган кучланишлар контакт кучланишлардир. Агар деталь сиртидаги контакт кучланиш рухсат этилганидан катта бўлса, у ҳолда эзилиш оқибатида чақаланиш, дарз кетиш ва шу каби нуқсонлар пайдо бўлади. Натижада бундай детални алмаштириш зарурати туғилади. Бундай ҳол фрикциион, тишли, червякли ва занжирли узатмаларда, шунингдек, юмалаш подшипникларида учрайди.

Радиуслари ρ_1 ва ρ_2 бўлган икки шар бир-бирига Q куч билан сиқилганда ҳосил бўлган эластик деформация оқибатида r радиусли сферавий сирт ҳосил бўлади (7-шакл). Пуассон коэффициенти $\nu = 0,3$ бўлганда бу радиус қуйидагича ифодаланади:

$$r = 1,109 \sqrt[3]{\frac{Q\rho_v}{E_v}}, \quad (3)$$

бу ерда $E_v = \frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}$ — келтирилган эластиклик модули; $\rho_v = \frac{\rho_1\rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1}$ — келтирилган эгрилиқ радиуси; бу тенгликдаги минус ишораси бир-бирига сиқилиб турган сиртларнинг бири қавариқ ва бири ботиқ бўлганда, плюс ишораси эса иккаласи ҳам қавариқ бўлганда қўйилади.

Ҳосил бўлган сиртдаги босим бир текис бўлмайди, бу босимнинг энг катта қиймати ўртача қийматидан 1,5 марта катта бўлиб, қуйидагича аниқланади:

$$p_{\max} = \frac{1,5 Q}{\pi r^2}. \quad (9)$$

Маълумки, кўриб чиқиляётган ҳолларда энг катта кучланиш сирт ўртасида пайдо бўлади. Демак, $\sigma_{\max} = -p_{\max}$. Шундай қилиб, (8) ва (9) формулалардан қуйидаги ифода келиб чиқади:

$$\sigma_{\max} = 0,388 \sqrt[3]{\frac{QE_v^2}{\rho_v^2}}. \quad (10)$$

Икки цилиндр бир-бирига сиқилганда контакт кучланиш узунлиги цилиндр узунлигига, эни эса b га тенг бўлган сиртга таъсир этади (8-шакл). Бундай ҳолда ҳосил бўладиган контакт кучланиш* қиймати қуйидаги формула вожитасида аниқланади:

$$\sigma_n = \sqrt{\frac{Q}{l\rho_v} \cdot \frac{E_v}{2\pi(1-\nu^2)}}.$$

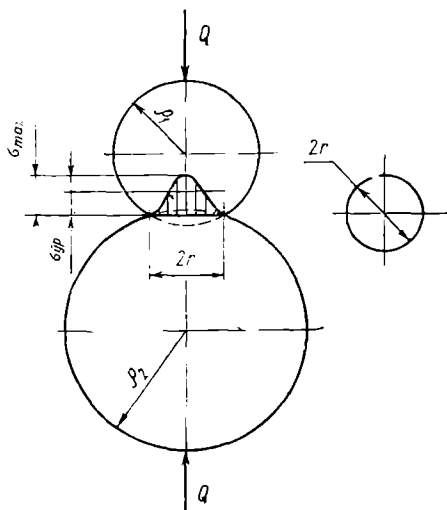
ёки

$$\sigma_n = \sqrt{\frac{q}{\rho_v} \cdot \frac{E_v}{2\pi(1-\nu^2)}},$$

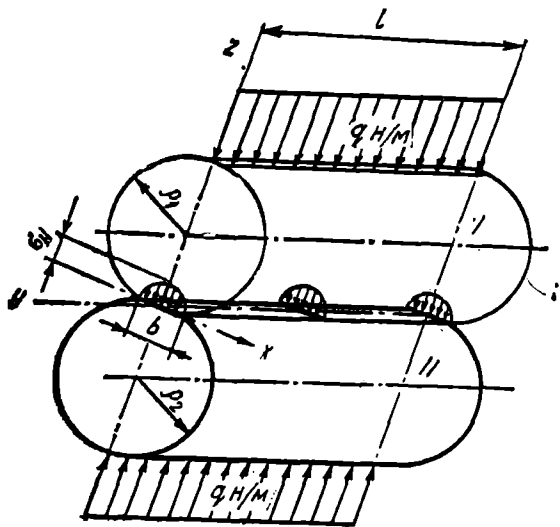
шунингдек, Пуассон коэффициенти $\nu = 0,3$ бўлган ҳоллар учун:

$$\sigma_n = 0,418 \sqrt{\frac{QE_v}{l\rho_v}} = 0,418 \sqrt{\frac{qE_v}{\rho_v}}. \quad (11^*)$$

* Контакт кучланиш назариясининг асосчиси *H. Herz* (1881 й) бўлиб, унинг шарафига бу кучланиш H индекс билан ифодаланади.



7-шакл.



8- шакл.

Бу формула доиравий цилиндргагина эмас, балки цилиндрик сиртга эга бўлган ҳамма турдаги деталларга ҳам татбиқ этилаверади. Бунинг учун формуладаги ρ_v ни аниқлашда ρ_1 ва ρ_2 лар ўрнига контакт кучланиш ҳосил бўлаётган нуқталарнинг эгрилик радиусларини қўйиш кифоя. Масалан, цилиндрик сиртга эга бўлган деталь билан текислик орасида ҳосил бўладиган контакт кучланишни аниқлаш учун ρ_1 цилиндр радиусига, ρ_2 эса ∞ га тенг деб олинади.

Контакт кучланиш ҳосил бўлган юзада уринма кучланиш ҳам пайдо бўлади. Бу кучланиш ишқаланиш кучига ёки ишқаланиш коэффициентига боғлиқ. Одатда, ишқаланиш коэффициентининг ўртача қиймати 0,2 деб олинади ва уринма кучланишнинг қиймати қуйидагича аниқланади:

$$\tau_{\parallel} = 0,35 \sigma_{\parallel} \approx 0,145 \sqrt{\frac{qE_v}{\rho_v}} \quad (12)$$

Вақт ўтиши билан ўзгарувчан контакт кучланишнинг таъсирдан деталларнинг сиртида толиқиш оқибатидаги емирилиш содир бўлади. Бундай ҳолларда чегаравий ва рухсат этилган кучланишларнинг қийматлари иш мобайнидаги цикллар сонига боғлиқ ҳолда белгиланади. Цикллар сони намуна деталь учун асос қилиб олинган сондан кам бўлса, чегаравий, яъни рухсат этилган кучланишларнинг қиймати нисбатан катта қилиб олинishi мумкин.

Бу фикр деталга мўлжалдаги иш муддати давомида таъсир этадиган цикллар сони намуна деталь учун асос қилиб олинган цикллар сонидан (масалан, тобланмаган пўлат учун $N_0 = 10^7$ дан) катта бўлган ҳолларга тааллуқли эмас, чунки текширишларнинг кўрсатишича, цикллар сони асос қилиб олинган сонга етгандан кейин унинг ортиши

чидамлилиқ чегарасининг қийма- тига таъсир этмайди (9-шакл). Ак- сарият деталлар ана шундай ша- роитда ишлайди ва улар учун рухсат этилган контакт кучла- ниш, сиртнинг қаттиқлигига қа- раб, қуйидаги ифодадан аниқла- нади:

$$[\sigma_H] = C_B HB \text{ ёки } [\sigma_H] = C_R HRC, \quad (13)$$

бу ерда HB ва HRC — Бринель ва Роквелл бўйича қаттиқликлар; C_B ва C_R — материалга ва термик ишлаш усулига боғлиқ коэффи- циентлар. Амалий ҳисоблашларда рухсат этилган контакт кучланиш қиймати аксарият махсус жадваллардан олинади.

Металлмас материаллардан ясалган деталь учун рухсат этилган кучланишнинг қийматини топишда қуйидагиларга:

- 1) мустаҳкамлик характеристикаси қатъий бўлмай, ишлаш шарои- тига, нагруканинг қандай тезлик билан ўзгаришига, температура- нинг ўзгариши ҳамда ҳаво намлигига боғлиқ эканлигига;
- 2) ишлаш жараёнида эластиклик модули кичик бўлгани туфайли деталь ўлчамлари рухсат этилмайдиган даражада ўзгариши мумкин- лигига;
- 3) мустаҳкамлик характеристикасини белгиловчи деформация тур- лари бир-биридан жуда катта фарқ қилишига;
- 4) вақт, температура, намлик, деталнинг чидамлилигига таъсир кўрсатувчи бошқа факторларни аниқловчи экспериментал маълумот- лар етарли эмаслиги ва бошқаларга эътибор бериш зарур.

Принцип жиҳатидан олганда, металлмас материаллар учун ҳам рухсат этилган кучланиш металлларники каби топилади:

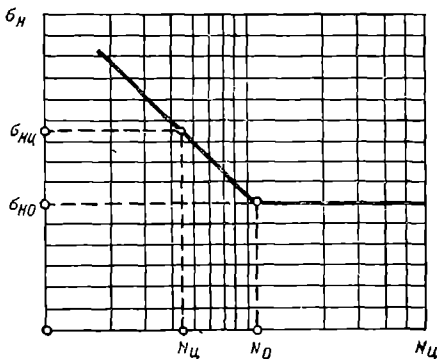
$$[\sigma] = \sigma_{ок} / K \quad (14)$$

Бу ерда K мустаҳкамлик запаси бўлса ҳам, металллар учун аниқлан- ган n дан катта фарқ қилади:

$$K = K_{кт} K_n K_m,$$

бу ерда $K_{кт}$ — конструкция ва технологияни, K_n — ишлатилиш шарои- тини, K_m — деталнинг муҳимлик даражасини ҳисобга олувчи коэффи- циентлар. Ўз навбатида, $K_{кт}$ — коэффицентг материалнинг ишончли- лигини, кучланиш таъсирининг характерини, аниқлик даражасини, деталнинг тузилиши ва бошқа факторларни, K_n эса тезлик, вақт, температура, ҳаво намлиги каби факторларни ҳисобга олади.

Умуман, пластмассадан тайёрланадиган деталларни ҳисоблашда рухсат этилган кучланишнинг қийматини аниқлаш учун жадваллар- дан фойдаланилгани маъқул.



9- шакл.

3- §. Машинасозликда ишлатиладиган асосий материаллар ва уларни танлаш

Машинасозликда ишлатиладиган материалларнинг хили жуда кўп бўлиб, уларни уч группага бўлиш мумкин: 1) қора металллар; 2) рангли металллар; 3) металлмас материаллар. Булардан энг кўп ишлатиладигани қора металллар — пўлат ва чўяндир.

Қора металлларнинг кўп ишлатилишига сабаб шуки, улар мустақкам бўлиш билан бирга, нисбатан арзон туради. Қора металлларнинг салбий томони зичлиги катта бўлиб, коррозияга унча чидамли эмаслигидир.

Машинасозликда ишлатиладиган асосий материалларнинг химиявий таркиби ва хоссалари металлшунослик ва бошқа махсус курсларда ўрганилганлиги сабабли бу ерда уларни танлаш масалалари ҳақидаги, шунингдек, сўнгги йилларда кенг кўламда ишлатила бошлаган пластмассалар ҳақидаги маълумотларгина баён этилади.

Машиналар лойиҳалашда уларнинг деталлари учун материал танлаш инженер-конструкторнинг энг масъулиятли вазифаларидан бирidir.

Машина деталлари учун материал танлашда унинг фақат хоссаларигагина аҳамият бермай, балки буни ҳар томонлама ўрганиш лозим. Материал танлашдаги асосий талаб шуки, танлаб олинган материал аввало, деталнинг ишга лаёқатли бўлишини таъминлаши ҳамда нисбатан арзон туриши керак. Бу талабни ҳамма вақт ҳам осонликча қондириб бўлмайди, чунки, одатда, мустақкам, пухта, сифатли материаллар қиммат туради. Шундай экан, материал танлашда янглишмаслик учун улардан бир неча хилини танлаб, уларни ҳисоблаб кўрган маъқул. Масалан, диаметри 100 мм ва айланиш частотаси 5000 мин^{-1} бўлган шкивни чўяндан ёки алюминий қотишмасидан тайёрлаш мумкин. Алюминий қотишмаси чўянга қараганда икки марта қиммат туради. Лекин алюминий қотишмаси станокда чўянга қараганда 8—10 марта тез ишланади. Натижада алюминий қотишмасидан тайёрланган шкив чўяндан тайёрланган шкивга қараганда 25% арзон бўлади. Кўриниб турибдики, таннархи қиммат бўлса-да, алюминий қотишмасидан шкив тайёрлаш чўяндан тайёрлашдагига қараганда фойдалидир. Борди-ю деталга нисбатан қўйилган ҳамма талабга ҳам жавоб берадиган материал танлаш мумкин бўлмаса, у ҳолда энг зарур талабларни қондирувчи материални олиш лозим. Қўйилган талабларни қондириш учун айрим ҳолларда, бир деталнинг ўзи турли материаллардан ишланиши ҳам мумкин. Масалан, гидротурбиналарнинг парраги аввало мустақкам, қолаверса коррозиябардсш бўлиши керак. Сўнгги йилларгача бу мақсадда юқри сифатли зангламас, аммо қимматбахр пўлат ишлатилар эди. Ҳозирги вақтда бундай гарраклар оддий углеродли пўлатдан тайёрланиб, уларнинг сиртига зангламас пўлат қопланмоқда, натижада каттагина маблағ тежалмоқда. Яна бир мисол. Маълумки, тишли ғилдирак тайёрлаш учун ишлатиладиган материалнинг асосий массаси унинг танасига кетади. Ҳолбуки, тишли ғилдирак танасига тўғри келадиган кучланиш тишларига тўғри келадиган кучланишнинг

жуда ҳам оз қисмини ташкил этади. Ана шу назарда тутилиб, Тошкент политехника институтининг «Машина деталлари» кафедрасида тишли ғилдиракнинг янги тури яратилди. Бу ғилдиракнинг танаси арзон турадиган чўяндай, тишли гардиши эса сифатли пўлатдан ясалиб, улар эластик материал воситасида бир-бирига уланади. Бундай ғилдираклар етарли даражада чидамли бўлиши билан бирга, ишлаш вақтида пайдо бўладиган шовқин одатдаги тишли ғилдираклардагига қараганда бирмунча камдир.

Шундай қилиб, лозим бўлган тақдирда, бир деталнинг ўзини бир неча хил материалдан тайёрлашни тавсия этиш ҳам мумкин экан. Бунинг учун деталнинг ишлаш шароитини деталга нисбатан қўйилган талаблар ва материалларнинг хоссаларини яхши билиш керак.

Сўнги йилларда машинасозликда гластмассалар деб аталадиган материаллардан кенг кўламда фойдаланила бошланди. Қора металллар ўрнини аста-секин пластмассалар эгалламоқда. Агар 1930 йилда бутун дунёда атиги 0,1 млн. т пластмасса тайёрланган бўлса, 1960 йили унинг миқдори 7 млн. т га етди. Кейинги вақтда олиб борилган текширишлар шуни кўрсатдики, 1967 йили бутун дунёда жон бошига 4,3 кг пластмасса, 17,6 кг темир, 1,3 кг бошқа металллар тўғри келган бўлса, 2000 йилда аҳолининг ўсиши ҳам ҳисобга олинганда, жон бошига тўғри келадиган пластмасса миқдори 211 кг ни, темир миқдори 41 кг, бошқа металл миқдори эса 13,6 кг ни ташкил этади. Бу деган сўз, келгусида пластмассалар саноатнинг ҳамма тармоқларида, шу жумладан машинасозликда ҳам, асосий материал бўлиб қолади, демакдир.

Биобарин, пластмассалардан машина деталлари учун материал сифатида фойдаланиш масалаларига алоҳида эътибор бериш лозим. Ҳозирги замон химия фанининг ривожланиши машинасозликда ишлатиладиган деталлар учун енгил, мустаҳкам, технологик нуқтаи назардан қулай, ейилишга чидамли ва бешқа бир қатор хоссаларга эга бўлган материаллар ишлаб чиқаришга имкон беради.

Пластмассаларнинг афзалликларидан яна бири шуки, жуда мураккаб шакли деталлар ҳам юқори унумли равишда босим остида қуйиш, штамплash, пуркаш усуллари ва бошқа усуллар билан тайёрланиши мумкин.

Машинасозликда ишлатиладиган пластмассалар *термопластлар* (термопластик пластмассалар) ва *реактопластлар* (термореактив пластмассалар) деб аталадиган икки гурпуага бўлинади.

Термопластларга хос хусусият шундан иборатки, улар суюқлантирилиб, сўнгра совитилгандан сўнг суюқлантиришдан олдинги хоссалари тикланади. Демак, бундай материал чиқиндиларини, ундан ясалган эски деталларни қайта суюқлантириб, янги деталь тайёрлаш мумкин. Реактопластлар суюқлантирилиб, сўнгра совитилгандан кейин уларнинг дастлабки хоссалари тикланмайди. Биринчи гурпуага, ҳар хил полиамидлар, ҳамма турдаги капралонлар, полиуретанлар полиформальдегид, поликарбонат, полипропилен, поливинилхлоридлар, полиэтилен, фторопластлар каби материаллар киради. Иккинчи гурпуага ҳар турли текстолитлар, волокнитлар ва ёғоч қатламли пластиклар (ДСП) киради. Анча кенг тарқалган пластмассаларнинг тур-

лари, улар учун чегаравий ва рухсат этилган кучланишнинг қийматлари ҳақидаги асосий маълумотлар 4-жадвалда келтирилади.

4-жадвал

Пластмассанинг номи	Мустаҳкамлик чегараси, МПа			Рухсат этилган кучланишлар				
	$\sigma_{\text{ээ}}$	$\sigma_{\text{в}}$	$\sigma_{\text{эг}}$	$[\sigma_{\text{ээ}}]$	$[\sigma]$	$[\sigma_{\text{эг}}]$	$[\sigma_0]$	$[\sigma_{\text{н}}]$
К-15-2; К-17-2; К-18-2; К-19-2; К-20-2; К-11-0-2 типида- ги порошоклар	90	40	70	60	30	50	15	7
1, 2, 3- фенолит	160	45	55	120	35	40	10	7
Волокнитлар	140	30	80	100	18	60	15	7
Текстолитлар	230	70	100	150	45	65	20	12
Капрон	70	60	80	35	30	40	17	4
68, 54 полиамидлар	80	50	70	40	25	35	15	5
АК-7 полиамиди	85	55	100	42	27	50	16	6
Поливинилхлорид	85	50	100	42	25	50	12	5
Полстирол	90	40	80	46	20	40	8	4,5
Полипропилен	70	35	60	35	17	30	12	3
Полиформальдегид	130	60	100	65	30	50	12	5,5
Поликарбонат	77	70	85	35	35	42	10	5

Пластмассаларнинг қора металлларга нисбатан асосий камчилиги шундаки, биринчидан, уларнинг мустаҳкамлиги етарли даражада бўлмайди, иккинчидан, вақт ўтиши билан ташқи муҳит таъсирида механикавий хоссалари, баъзан эса деталнинг ўлчамлари ўз-ўзидан ўзгаради. Аммо химия фанининг тобора ривожланиши бу камчиликларни бартараф қилишга имкон бериши муқаррар. Шунинг учун пластмассадан тайёрланган деталнинг бирор камчилиги сезилса, уни бутунлай ишлатмаслик нотўғри. Аксинча, аниқланган камчиликни бартараф қилиш чоралари кўрилиши керак.

суюқликлар сақланадиган идишлар ва шу кабилар ясашда) ишлатилади;

в) *жипс чоклар*; герметик бўлиши талаб этиладиган, аммо таъсир этувчи босим унча катта бўлмаган ҳолларда (масалан, ёнилғи, сурков мойлари ва сув сақлаш учун мўлжалланган идишларни ясашда) ишлатилади.

Ҳозирги вақтда мустаҳкам жипс ҳамда жипс чоклар ўрнига ҳамма ерда пайванд чоклар ишлатилмоқда деса бўлади. Шунинг учун, бу ерда, асосан, мустаҳкам чокларни ҳисоблаш тўғрисида тўхталиб ўтамиз.

1. **Чўзувчи куч таъсиридаги чокни ҳисоблаш.** Умуман олганда, чокка таъсир этувчи куч ва ҳосил бўлган кучланишлар орасидаги муносабатни аниқ ифодалаш бирмунча мураккаб. Амалда чокларни ҳисоблашда айрим соддалаштиришлар киритилади. Чунончи, чокка таъсир этувчи куч парчин михларга бир хилда, листнинг эни бўйлаб эса бир текисда тақсимланади, деб олинади. Чокнинг емирилиши парчин михнинг кесилиши, парчин михнинг ёки тешик деворининг эзилиши, листнинг узилиши, энг четда жойлашган парчин мих таъсирида листнинг кесилиши оқибатида юз бериши мумкин (10-шакл).

Чокдаги парчин михлар сони n билан, битта парчин михга таъсир этувчи куч эса $P_0 = P/n$ билан белгиланса, чокнинг мустаҳкамлигини таъминлаш учун қуйидаги тенгликлар бажарилиши лозим:

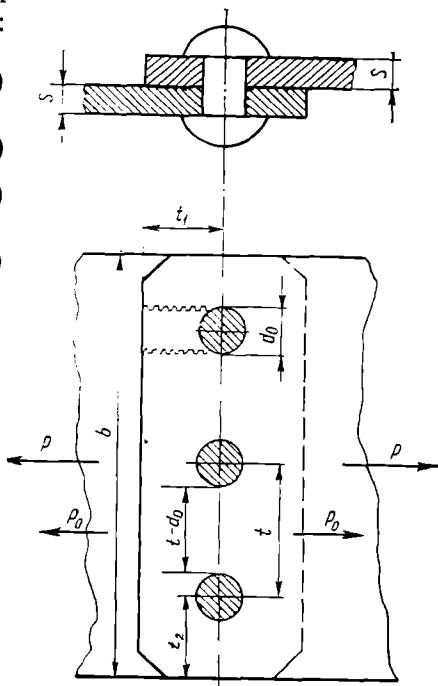
$$P_0 = \frac{\pi d_0^2}{4} \cdot [\tau_{\text{кес}}], \quad (15)$$

$$P_0 = (t - d_0)s[\sigma_4], \quad (16)$$

$$P_0 = d_0s[\sigma_{33}], \quad (17)$$

$$P_0 = 2 \left(t_1 - \frac{d_0}{2} \right) s[\tau'_{\text{кес}}]. \quad (18)$$

Бу тенгламаларда d_0 листдаги тешикнинг диаметри (ҳисоблаш вақтида бу диаметр парчин мих диаметри ўрнида олинади); t —икки парчин мих марказлари орасидаги масофа—қадам; t_1 ва t_2 —энг четда жойлашган парчин мих марказидан лист қиррасигача бўлган масофа; s —бириктирилган листларнинг қалинлиги; $[\tau_{\text{кес}}]$ —рухсат этилган кесувчи кучланиш; $[\sigma_{33}]$ —рухсат этилган эзувчи кучланиш; $[\sigma_4]$ —рухсат этилган чўзувчи кучланиш; $[\tau'_{\text{кес}}]$ —листнинг четки қисми учун рухсат этилган кесувчи кучланиш.



10- шакл.

Одатда, $[\sigma_{33}] = (1,4 \div 1,7) [\tau_{\text{кес}}]$ бўлади. Ана шу эътиборга олингани ҳолда (15) ва (17) ифодалар бир-бирига тенглаштирилса,

$$\frac{\pi d_0^2}{4} \cdot \frac{[\sigma_{33}]}{1,4 \div 1,7} = s d_0 [\sigma_{33}]$$

бўлади. Бундан $d_0 = (1,8 \div 2,2) s$ эканлигини аниқлаш мумкин. $[\tau_{\text{кес}}] \approx [\sigma_{\tau}]$ деб олиниб, ҳозиргина топилган ифодадан $s = d_0/2$ эканлиги эътиборга олингани ҳолда (15) ва (16) ифодалар бир-бирига тенглаштирилса,

$$\frac{\pi d_0^2}{4} \cdot [\tau_{\text{кес}}] = (t - d_0) \frac{d_0}{2} [\tau_{\text{кес}}]$$

келиб чиқади. Бу тенгликдан $t_1 = 2,57 d_0$ эканлигини топиш мумкин. Амалий ҳисоблашларда эса, чокнинг тузилишига қараб, $t = (3 \dots 5) d$ қилиб олинади.

$[\tau'_{\text{кес}}] = 0,8 [\tau_{\text{кес}}]$ ва $s = d_0/2$ эканлиги эътиборга олиниб, (15) ва (18) ифодалар бир-бирига тенглаштирилса,

$$\frac{\pi d_0^2}{4} [\tau_{\text{кес}}] = 2 \left(t_1 - \frac{d_0}{2} \right) \frac{d_0}{2} \cdot 0,8 [\tau_{\text{кес}}]$$

бўлади. Бу тенгликдан $t_1 < 1,5 d_0$ эканлигини аниқлаш мумкин.

Амалий ҳисоблашларда $t_1 = (1,5 \dots 2) d_0$ ва $t_2 = 1,5 d_0$ қилиб олинади. Бинобарин, листнинг қалинлиги маълум бўлса, унинг қий-матига қараб, нарчин миҳли чокнинг асосий ўлчамларини аниқлаш мумкин. Одатда, бу усул билан аниқланган ўлчамлар стандарт қий-мати билан солиштирилиб, чокнинг таъсир этувчи кучга нисбатан мустаҳкамлиги юқорида келтирилган тўртта тенглик воситасида текширилади. Лозим бўлган тақдирда аниқланган ўлчамларга тузатиш-лар киритилади.

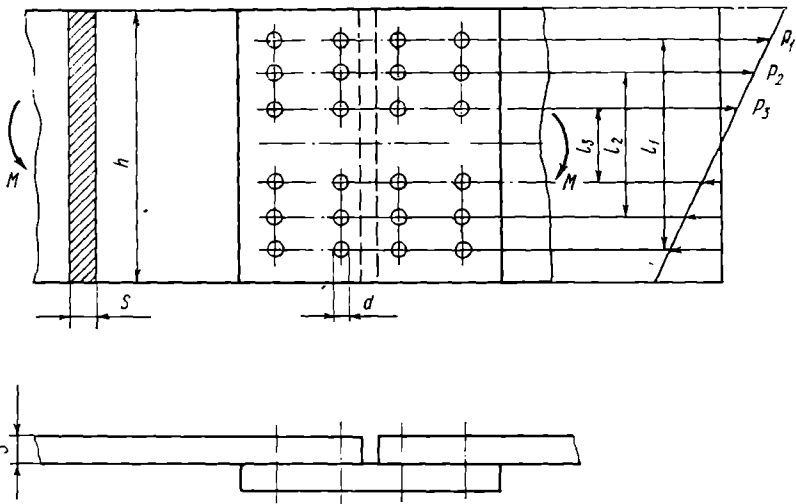
2. Эгувчи момент таъсир этувчи чокни ҳисоблаш. Бундай чок турли усулларда ҳисобланиши мумкин. Одатда, ҳамма усулларда ҳам, аввало мавжуд муносабатлардан фойдаланиб, чокнинг тахминий схемасини белгилаб олиш тавсия этилади. Бу схемада чокдаги парчин миҳларнинг сони, уларнинг ўзаро жойлашуви кўрсатилган бўлиши керак. Шундан сўнг, белгиланган чокнинг эгувчи момент таъсиридаги мустаҳкамлиги ҳисобланади.

Қуйида таъсир этувчи момент M ни парчин миҳлардаги жуфт кучлар моментига тенглаштириш йўли билан ҳисоблаш усули кўриб ўтилади.

Масалан, эни h бўлган икки лист битта қўшимча лист (устқўйма) воситасида бириктирилган чокни олайлик (11-шакл). Шаклда кўрсатилган парчин миҳли чокка эгувчи момент M таъсир этади. Шаклдан фойдаланиб, қуйидаги тенгламани ёзиш мумкин:

$$M < P_1 l_1 + P_2 l_2 + P_3 l_3 + \quad (19)$$

бу ерда P_1, P_2, P_3 — ҳар бир горизонтал қатордаги парчин миҳларга таъсир этувчи кучлар; l_1, l_2, l_3 — нейтрал ўққа нисбатан баравар оралиқларда жойлашган қаторлар орасидаги масофа.



11- шакл.

Шаклдан кўришиб турибдики, P_2 ва P_3 ни P_1 орқали қуйидагича аниқлаш мумкин:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{l_2}{l_1}, \text{ бундан } P_2 = P_1 \frac{l_2}{l_1},$$

$$\frac{P_3}{P_1} = \frac{l_3}{l_1}, \text{ бундан } P_3 = P_1 \frac{l_3}{l_1}.$$

Демак, (19) тенглама қуйидагича ёзилиши мумкин:

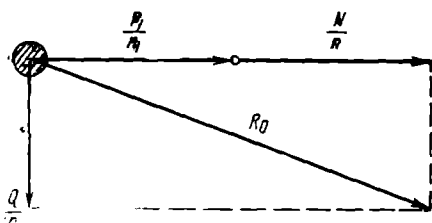
$$M = \frac{P_1 l_1^2}{l_1} + \frac{P_1 l_2^2}{l_1} + \frac{P_1 l_3^2}{l_1} = \frac{P_1}{l_1} \sum l_i^2, \quad (19a)$$

бу ерда $i = 1, 2, 3, \dots$

Шаклга кўра, горизонтал қаторга таъсир этувчи кучларнинг энг каттаси P_1 дир. Шунинг учун чокни ҳисоблашда, аввало (19a) дан P_1 ни топамиз:

$$P_1 = \frac{M \cdot l_1}{\sum l_i^2}. \quad (20)$$

Бу ердаги M масаланинг шарида берилган бўлади, l_1 , l_2 ва l_3 лар эса қабул қилинган схемадан олинади. P_1 биринчи қатордаги парчин миҳларга тушаётган куч бўлгани учун ундан битта парчин миҳга тўғри келадигани $P_0 = \frac{P_1}{n_1}$ бўлади (n_1 —биринчи қаторда жойлашган парчин миҳлар сони). Юқоридаги шакл учун $n_1 = 2$. Агар чок, қўшимча листсиз, устма-уст бириктирилганда $n_1 = 4$ бўлар эди. Шундай қилиб, битта парчин миҳга таъсир этувчи кучни топдик. Энди, материал танлаб, даставвал парчин миҳ диаметрининг, сўнгра эса қолган ўлчамларнинг чок мустақамлигини таъминлай олиш-олмаслигини текшириб кўриш мумкин.



12- шакл.

Шуни қайд этиб ўтиш лозимки, қатор нейтрал ўққа қанчалик яқин жойлашган бўлса, унга таъсир этувчи куч шунчалик кичик бўлади. Бундан, четки қатордаги парчин михлар диаметри қолган қатордаги парчин михлар диаметридан катта бўлиши ва чокнинг бир қаторига ўзига мос диаметрли парчин мих ишлатилиши лозим,

деган хулосага келиш мумкин. Аммо амалда бир чок учун ишлатиладиган ҳамма парчин михларнинг диаметрлари бир хил қилинади, чунки ҳар хил диаметрли парчин мих ишлатилганда тешикларнинг ўлчамлари ҳам ҳар хил бўлади, бу эса технологик жиҳатдан ноқулайдир.

Борди-ю парчин михли чокка, эгувчи моментдан ташқари, *кўндаланг куч* Q ҳамда *чўзувчи куч* N ҳам таъсир этса (12-шакл), битта парчин михга тушадиган кучларнинг тенг таъсир этувчиси қуйидагича бўлади:

$$R_0 = \sqrt{\left(\frac{P_1}{n_1} + \frac{N}{n}\right)^2 + \left(\frac{Q}{n}\right)^2}, \quad (21)$$

бу ерда n — чокдаги парчин михларнинг умумий сони; $\frac{Q}{n}$ — куч Q нинг битта парчин михга тўғри келган қиймати; $\frac{N}{n}$ — куч N нинг битта парчин михга тўғри келган қиймати. Келтирилган ҳол учун парчин михли чокнинг мустақамлиги R_0 дан фойдаланиб текширилади.

6-§. Парчин мих учун ишлатиладиган материаллар ва рухсат этилган кучланишлар

Парчин михлар пўлат, мис, латунь (жез), алюминий ва шунга ўхшаш пластик материаллардан тайёрланади. Материалнинг пластик бўлиши уни парчинлашни осонлаштиради ҳамда кучнинг бир текис тарқалишига шароит яратади.

Парчин мих учун материал танлашда бириктирилиши лозим бўлган қисмларнинг температура таъсирида қандай ўзгаришини билиш зарур. Температура таъсирида ўзгариш даражаси парчин мих материали учун ҳам, бириктирилиши лозим бўлган қисмлар учун ҳам мумкин қадар бир хил бўлиши керак. Акс ҳолда температура ўзгариши билан чокда қўшимча кучланишлар пайдо бўлади.

Парчин михлар учун рухсат этилган кучланишнинг қиймати, асосан, материалга ҳамда парчин мих учун мўлжалланган тешикларнинг тайёрланиш усулига боғлиқ (6-жадвал).

Кучланиш турлари	Тешикларнинг тайёрланиш усули	Рухсат этилган кучланиш, МПа	
		Ст. 0—Ст. 2	Ст. 3
$[\tau_{\text{кес}}]$	Пармалаш	140	140
$[\tau_{\text{кес}}]$	Босим остида тешиш	100	100
$[\sigma_{33}]$	Пармалаш	280	320
$[\sigma_{33}]$	Босим остида тешиш	240	280

Агар куч чокка ўзгарувчан таъсир этса, тавсия этилган кучланишларнинг қиймати 10—20% камайгирилиши лозим.

Пластмассада ишланган парчин миҳли бирикмалардан ҳам фойдаланилади. Аммо пластмасса деталлар парчинлаш йўли билан эмас, балки бошқа усулда, масалан, елимташ усулида бириктирилгани маъқул.

III боб. ПАЙВАНД БИРИКМАЛАР

Пайванд бирикмалар ажралмас бирикматюринг асосий тури бўлиб, улардан машичасозликда ва қурилишда кенг қўламда фойдаланилади, чунки пайванд бирикмаларда ажралмас бошқа бирикмалардагига қараганда бирмунча афзалликлар бор; чунанчи, пайванд бирикма кам меҳнат талаб қилиши билан бирга, металлни тежашга имконият яратади; маълумки, парчин миҳли бирикмалар тайёрлашда парчин миҳ учун тешик этилиши керак, пайванд бирикмада эса тешикка эҳтиёж бўлмайди. Буздан ташқари, мураккаб шакли йирик чўян қуймалар ўрнига пайванд бирикма воситасида тайёрланган енгил пўлат деталлар ишлатиш материални 30—40% тежашга имкон беради. Деталлар оз ишлаб чиқариладиган ҳолларда пайванд бирикмалар айниқса қўл келади, чунки бундай деталлар қуйиш йўли билан тайёрланадиган бўлса, қолип тайёрлашнинг ўзигаёқ бир талай маблағ сарф бўлади ва кўп вақт кетади.

Пайванд бирикмалардан турли соҳаларда фойдаланилади. Масалан, пайвандлаш йўли билан баланд ерларга ва сув остига ўрнатилган металл қисмлар бириктирилади, катта босим остида ишлайдиган труба ва идишлар тайёрланади, пайванд бирикмалардан газ ва нефть магистраллари ўтказиш, кема корпуслари ясаш ва шу кабиларда фойдаланилади.

Пайванд бирикмаларининг камчиликлари материалнинг термик деформацияланиши ва ҳамма материалларни ҳам пайвандлаб бўлавермаслигидир.

Пайвандлаш усуллариининг тури кўп, улардан энг кўп қўлланиладигани *электр энергиясидан* ва *газ алангасидан* фойдаланиб пайвандлаш усуллариidir. Саноат ва қурилишда, асосан, электр энергияси ёрдамида пайвандлаш усулидан фойдаланилади, чунки бу усул бошқа усулларга қараганда қулай ва тежамли бўлиб, пайвандлаш ишларини кенг қўламда автоматлаштириш мумкин.

Муайян бир жойда бажариладиган ишларда (саноат корхоналарида) бутунлай автоматлаштирилган пайвандлаш усулидан фойдаланиш юқори сифатли чок ҳосил қилишга ва иш унумини 20 баравар оширишга имкон беради.

Ҳозирги вақтда Совет Иттифоқида флюс қатлами остида автоматик ва ярим автоматик пайвандлаш мосламалари ишламоқда.

Электр энергиясидан фойдаланиб пайвандлаш икки турга: электр ёйи ёрдамида ва контактлаб пайвандлаш турларига бўлинади.

1. **Электр ёйи ёрдамида пайвандлаш.** Бу усулда уланадиган жой электр ёйи воситасида қиздирилади ва унга пайвандлаш метали суюқлантириб туширилади. Пайвандлаш метали сифатида сиртига бўр билан суюқ шиша аралашмаси қопланган металл стержень — электроддан фойдаланилади. Бунда электрод ток манбаининг бир қутбига, пайвандланадиган металл эса иккинчи қутбига уланади.

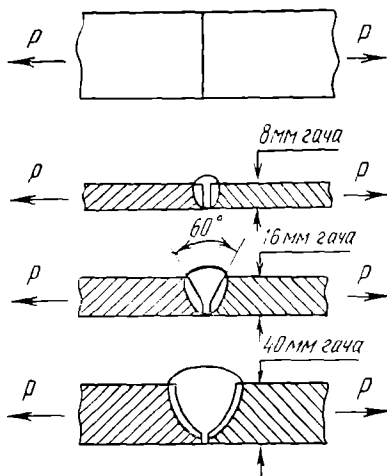
2. **Контактлаб пайвандлаш.** Бу усул уланадиган деталлардан кучи бир неча минг ампер бўлган электр токи ўтказилганда уларнинг бир-бирига тегиб турган (контактда бўлган) жойида қаршилик юқори бўлганилигидан кўп миқдор иссиқлик ҳосил бўлишига асосланган. Бунда ҳосил бўлган иссиқлик деталларнинг уланадиган жойларини жуда пластик ҳолатга келтиради ёки суюқлантиради. Бунда деталлар бир-бирига маълум куч билан сиқилса, пайванд чок ҳосил бўлади.

Пайвандлаш воситасида деталларни *учма-уч*, *устма-уст* ва *бурчак остида* улаш мумкин.

Пайванд чоклар, шаклига қараб, *учма-уч* ва *бурчакли* чокларга бўлинади.

Турли шаклдаги деталларни бир-бирига улашда юқорида айтилган чокларнинг бир туридан ёки деталь учларининг жойлашувига қараб, бир йўла иккала туридан фойдаланиш мумкин.

Бир текисликда жойлашган деталларни улаш учун, кўпинча, *учма-уч* чокдан фойдаланилади.



13-шакл. Учма-уч бирикма.

7-§. Учма-уч бирикма

Деталларнинг бир текисликда жойлашган икки учини бир-бирига *учма-уч* пайвандлаш натижасида *учма-уч* бирикма ҳосил бўлади. Бундай бирикмадаги пайванд чок *учма-уч* чок дейилади.

Деталларни *учма-уч* чок воситасида улаш пайванд бирикмаларининг энг оддий ва энг пишиқ туридир.

Уланадиган элементларнинг қалинлигига қараб, *учма-уч* чок ҳар хил шаклда бўлиши мумкин (13-шакл).

Шуни назарда тутиш керакки, 13-шаклда дастаки пайвандланган ҳол келтирилган, деталлар автоматик пайвандланадиган ҳолларда элементларнинг қалинлиги бирмунча катта, кертиш бурчаклари эса кичикроқ қилинади.

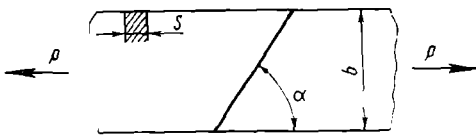
Одатда, уланадиган деталларнинг учлари махсус ишловдан ўтказилиб, пайвандлаш учун тайёрланади. Бу иш анча оғир бўлса-да, бирикмаларнинг сифатини яхшилайти ва қўйилган талабларни тўла қондиради. Пайванд чокларнинг мустаҳкамлигини ҳисоблашда чокнинг кўндаланг кесими га таъсир этаётган кучланиш қиймати унинг ҳамма нуқталарида бир хил деб қабул қилинади. Тажриба шуни кўрсатдики, учма-уч чоклар учун бундай қилиниши ҳисоблашнинг аниқлик даражасига деярли таъсир этмайди. Учма-уч бирикмага чўзувчи P куч таъсиридан деталларнинг кўндаланг кесимида қандай кучланиш ҳосил бўлса, пайванд чокда ҳам шундай кучланиш ҳосил бўлади. Шунинг учун пайванд чок ҳам чўзилиш ёки сиқилишга қўйидагича ҳисобланади:

$$\sigma = \frac{P}{ls} \leq [\sigma'] \quad (22)$$

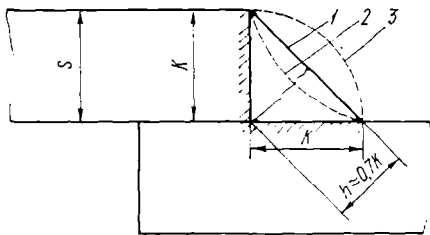
бу ерда l — чокнинг ҳисоблаш учун қабул қилинган узунлиги; s — листнинг пайванд қилинган жойидаги қалинлиги; $[\sigma']$ — чок материали учун рухсат этилган кучланиш. Бу кучланишнинг қиймати пайвандлаш усули ва электродларнинг сифатига боғлиқ (7-жадвал). $[\sigma']$ нинг пайвандланган листлар учун рухсат этилган кучланиш $[\sigma]$ га нисбати учма-уч чокнинг мустаҳкамлик коэффициенти деб аталади:

$$\phi = [\sigma'] / [\sigma] \quad (23)$$

ϕ нинг қиймати 0,9 билан 1,0 оралиғида бўлиши мумкин. Бу деган сўз листлар учма-уч уланганда пайванд чокнинг мустаҳкамлиги листнинг мустаҳкамлигига деярли тенг бўлади, демакдир. Агар бирор сабабга кўра, учма-уч чокнинг мустаҳкамлигини ошириш зарур бўлиб қолса, у ҳолда бир томонга оғдириш ҳисоби га чок узайтирилади (14-шакл). Бундай чокнинг мустаҳкамлиги ҳам $[\sigma'] = [\sigma]$ деб қабул қилингани ҳолда, (22) формула воситасида ҳисобланади. Шуни назарда тутиш керакки, автоматик пайвандлаш йўли билан ҳосил қилинган чокларнинг кўпчилиги учун доимо $[\sigma'] = [\sigma]$ деса бўлади.



4-шакл. Оғма чокли учма-уч бирикма.

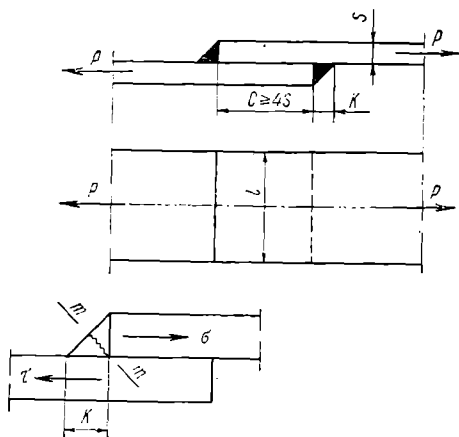


15-шакл. Бурчакли чок:

1 — нормал, 2 — ботиқ, 3 — қабарик.

8-§. Устма-уст бирикма

Уланиши лозим бўлган икки деталнинг, масалан, ик-



16-шакл. Рўпара чок.

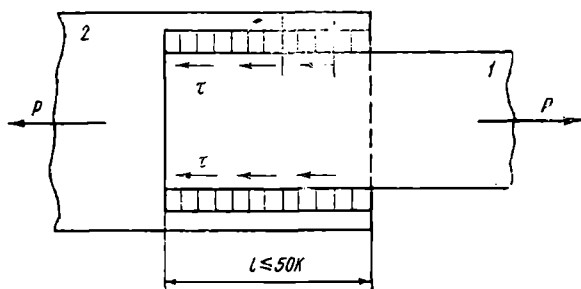
нинг ботиқ бўлгани яхши. Аммо чокларни ботиқ қилиш қўшимча меҳнат талаб этади. Шунинг учун аксарият чоклар нормал шаклда тайёрланади. Лекин ўзгарувчан куч таъсир этадиган ҳолларда чокнинг ботиқ бўлгани маъқул. Чокнинг катети (κ) ва баландлиги (h) бурчакли чокларни характерловчи асосий ўлчамлардир. Қалинлиги 3 мм дан катта бўлган листлар учун катетнинг энг кичик қиймати 3 мм бўлиши мумкин. Кўпинча, $\kappa = s$ ва $h = \kappa \sin 45^\circ \approx 0,7 \kappa$ бўлади. Листларни устма-уст пайвандлашда чокларни таъсир этаётган куч йўналишига тик қилиб (16-шакл), параллел қилиб (17-шакл) ва маълум бурчак ҳосил қилиб (18-шакл) жойлаштириш мумкин, биринчи ҳолда пайванд чок *рўпара чок* деб, иккинчи ҳолда — *ёнбош чок*, учинчи ҳолда эса *қийшиқ чок* деб аталади.

Тажрибадан маълум бўлишича, бурчакли чокларнинг қандай жойланишидан қатъи назар, улар учбурчак тўғри бурчагининг биссектрисаси орқали ўтган ($m - m$) кесим (16-шакл) бўйлаб таъсир этувчи уринма кучланишдан емирилади. Одатда, чокда уринма кучланиш τ дан ташқари, нормал кучланиш σ ҳам ҳосил бўлади. Лекин σ нинг қиймати нисбатан кичик бўлгани учун чокни ҳисоблашда унинг таъсири эътиборга олинмайди.

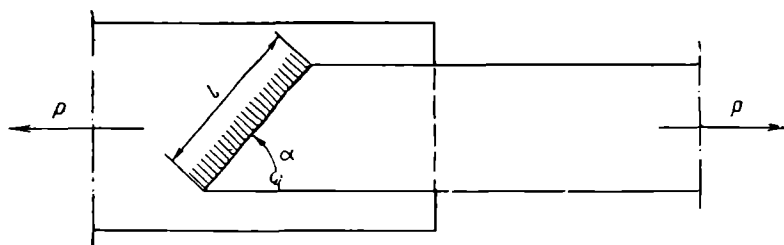
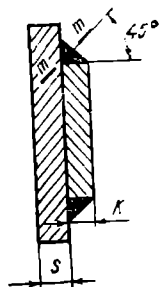
Чокка таъсир этувчи куч ва кучланиш унинг ҳамма нуқталарида ҳам бир хил бўлавермайди — деталларнинг бикрлиги ва чокнинг узунлигига боғлиқ бўлади. Аммо ҳисоблашни соддалаштириш мақсадида куч ҳамма нуқталарга тенг таъсир этади ва кучланиш чок кесимининг ҳамма жойида бир хил бўлади деб қабул қилинади (17-шакл).

Ёнбош чок (17-шакл) қуйидаги формула ёрдамида ҳисобланади:

$$\tau = \frac{P}{2l \cdot 0,7 \kappa} \leq [\tau'], \quad (24)$$



17-шакл. Ёнбош чок.

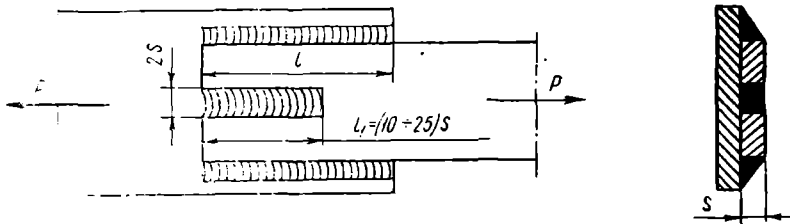


18-шакл. Қийшиқ чок.

бу ерда $0,7\kappa \approx \kappa \sin 45^\circ$ — чокнинг биссектрисаси бўйлаб ўтувчи кесимнинг баландлиги. Одатда, ёнбош чокларнинг узунлиги $l \leq 50\kappa$ қилиб олинади. Борди-ю, чокнинг бу шартдан олинган узунлиги қўйилган талабга жавоб бера олмаса, у ҳолда деталларнинг ўртасидан қўшимча чок ўтказиб, бирикманинг мустаҳкамлигини ошириш мумкин (19-шакл). Бу ҳолда мустаҳкамлик шарти қуйидагича бўлади:

$$\tau = \frac{P}{2\kappa(0,7l_{\text{ён}} + l_1)} \leq [\tau'], \quad (25)$$

бу ерда $\kappa = s$ эканлиги назарда тутилган. Агар ёнбош чоклар куч таъсир этаётган йўналишга нисбатан икки томонда ҳар хил масофаларда жойлашган бўлса, у ҳолда, ҳар томондаги чокнинг узунлиги шу чокдан деталнинг оғирлик марказигача бўлган масофага тесқарй пропорционал тарзда олинади. Масалан, ҳар томондаги чокдан детал-



19- шакл. Қўшимча чок билан бириктириш.

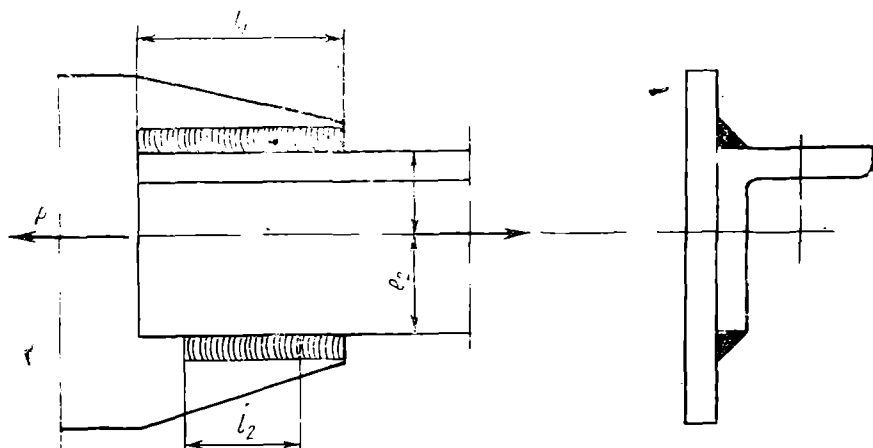
нинг марказигача бўлган масофа e_1 ва e_2 бўлсин (20- шакл). У ҳолда ҳар томондаги чокнинг узунлиги ҳар хил бўлиб, уларнинг қийматини $e_1/l_2 = e_2/l_1$ муносабатдан аниқлаш мумкин. Бу ҳолда икки томондаги чок бир хил ишлайди. Шунинг учун мустақамлик қуйидагича ҳисобланади:

$$\tau = \frac{P}{0,7\kappa(l_1 + l_2)} \leq [\tau'] \quad (26)$$

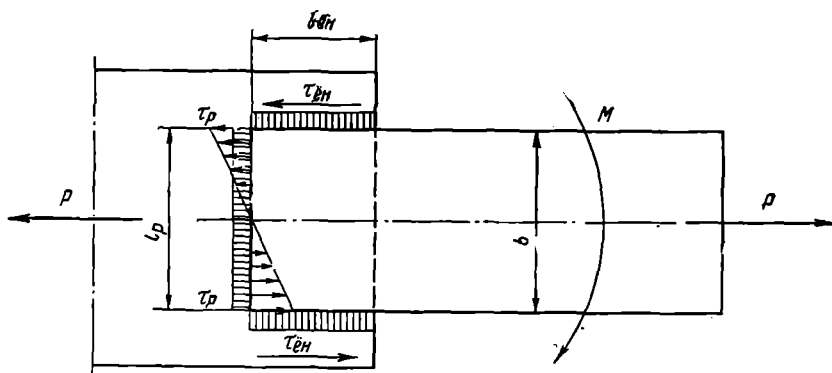
Агар ёнбош чокли бирикмага момент таъсир қилса, чокдаги кучланиш қуйидагича бўлади:

$$\tau = \frac{M}{W_p}, \quad (27)$$

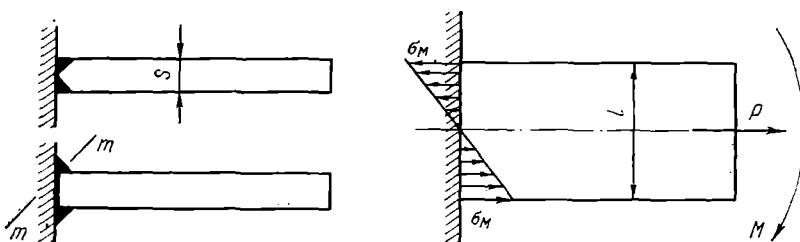
бу ерда W_p —чокнинг емириладиган қесимнинг буралишга бўлган қаршилик моменти; унинг қиймати, қесимнинг шаклига қараб, материаллар қаршилиги курсида келтирилган формулалар асосида топилади. Амалда кўпроқ учрайдиган чоклар ($l < b$) учун $W_p = 0,7\kappa lb$ қилиб олинади.



20- шакл. Ҳар хил узунликдаги ёнбош чок билан бириктириш.



22- шакл. Куч ва момент таъсиридаги мураккаб чок.



23- шакл. Деталларни ўзаро тик қилиб бириктириш.

формула асосида, иккинчи ҳолда эса

$$\tau = \frac{6M}{2 \cdot 0,7kl^2} + \frac{P}{2 \cdot 0,7kl} \leq [\tau'] \quad (33)$$

формула асосида ҳисобланади.

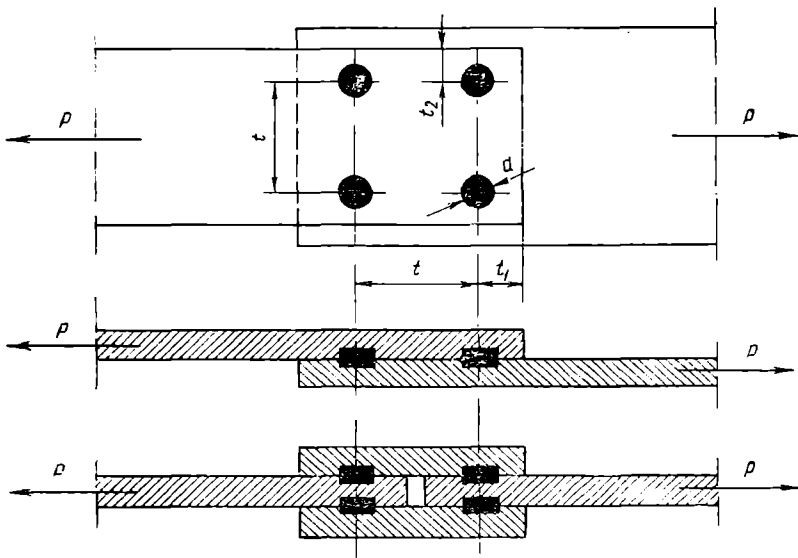
9- §. Контактлаб пайвандлаш

Листлар учма-уч контактлаб пайвандланса, чокнинг мустаҳкамлиги листнинг мустаҳкамлигига тенг бўлади. Шунинг учун бундай ҳолларда чокни алоҳида ҳисоблаб ўтиришга ҳожат қолмайди.

Листлар контактлаб *устма-уст* икки хил усулда пайвандланиши мумкин, булардан бири **нуқтавий** (24-шакл), иккинчиси **лептавий** (25-шакл) пайвандлаш усуллари. Нуқтавий пайвандлашда листларнинг пайвандланадиган қисмлари устма-уст қўйилади ва бир нечта нуқтасида ўзаро бириктирилади. Бунда ҳар бир нуқтанинг диаметри листнинг қалинлиги s га қараб танланади, яъни $s \leq 3$ мм бўлса, $d = 1,2s + 4$ мм қилиб, $s > 3$ мм бўлганда эса $d = 1,5s + 5$ мм қилиб олинади.

Одатда, нуқталар орасидаги ва қирралардан энг четдаги нуқталаргача бўлган масофалар қуйидагича қилиб олинади (24-шакл):

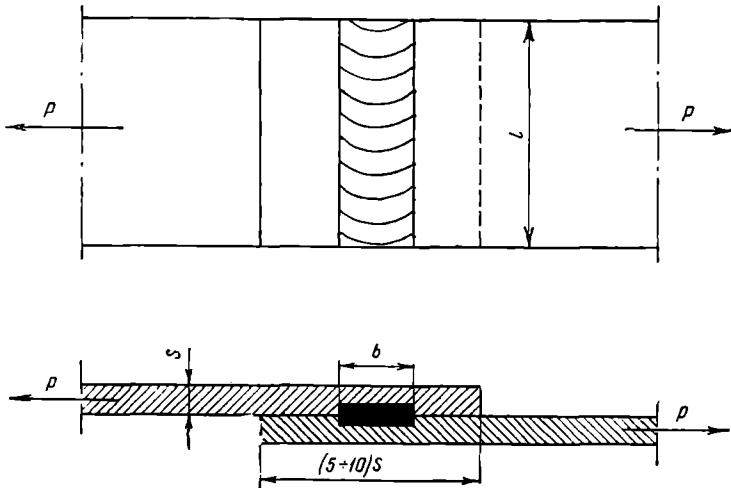
$$t = 3d; \quad t_1 = 2d, \quad t_2 = 1,5d.$$



24- шакл. Контакт усулида нуқтавий пайвандлаш.

Бундай бирикмаларнинг мустаҳкамлиги нуқталарнинг қирқилиши назарда тутилгани ҳолда ҳисобланади, масалан,

$$\tau = \frac{P}{z \cdot \frac{\pi d^2}{4} i} \leq [\tau']$$



25- шакл. Контакт усулида лентавий пайвандлаш.

бу ерда z — пайванд нуқталар сони; i — ҳар бир нуқтада қирқилиши мумкин бўлган текисликлар сони.

Нуқталар сонини ва уларнинг диаметрларини ўзгартириш йўли билан исталган мустаҳкамликка эришиш мумкин.

Контактлаб пайвандлашнинг лентавий тури листларнинг бириктириладиган қисмларида лента шаклидаги чок ҳосил қилишдан иборат. Бундай чокдаги кучланиш қуйидагича аниқланади:

$$\tau = \frac{P}{bl} \leq [\tau'], \quad (35)$$

бу ерда b — пайванд чокнинг эни; l — чокнинг узунлиги (25-шакл).

10-§. Пайванд чоклар учун рухсат этилган кучланишлар

Пайванд чокларни ҳисоблашнинг юқорида келтирилган формулаларидаги рухсат этилган кучланишларнинг қиймати 7-жадвалдан олинади. Агар деталга таъсир этаётган кучланиш ўзгарувчан бўлса, у ҳолда жадвалдан олинган кучланиш қийматини γ коэффициентга кўпайтириш керак. Бу коэффициент қуйидагича аниқланади:

$$\gamma = \frac{1}{0,6K + 0,2 - (0,6K - 0,2) r}, \quad (36)$$

бу ерда K — кучланишлар концентрациясининг коэффициенти, унинг қиймати 8-жадвалда келтирилган; r — асимметриклик коэффициенти.

7-жадвал

Ҳар хил пўлат деталлардан тузилган ва ўзгармас нагрузка таъсирида бўлган пайванд бирикмалар учун рухсат этилган кучланишлар

Пайвандлаш усули	Чокдаги рухсат этилган кучланиш		
	$[\sigma'_q]$	$[\sigma'_{\text{эз}}]$	$[\tau_{\text{кес}}]$
Э42А ва Э50А электродлари билан дастаки ва плюс қатлами остида автоматик пайвандланганда. Учма-уч контактлаб пайвандланганда.	$[\sigma_q]$	$[\sigma_q]$	$0,65[\sigma_q]$
Э42 ва Э50 электродлари билан дастаки пайвандланганда ва газ воситасида пайвандлаёганда.	$0,9[\sigma_q]$	$[\sigma_q]$	$0,6[\sigma_q]$
Контактлаб нуқтавий ва лентавий пайвандланганда.			$0,6[\sigma_q]$

Бу жадвалда $[\sigma_q]$ —бириктирилаётган деталь материали учун рухсат этилган чўзувчи кучланиш.

Пайванд чоклар учун кучланишлар концентрацияси коэффициентларининг қиймати

Ҳисобланаётган элемент	К	
	Ст. 3 маркали пўлат	Қам легирлан- ган 15ХСНА типидаги пўлат
Бириктирилган деталнинг учма-уч чокка ўтиш жойи .	1,5	1,9
Деталнинг рўпара чокка ўтиш жойи	2,7	3,3
Деталнинг ёнбош чокка ўтиш жойи	3,5	4,5
Таггача тўла суюқлангириб ҳосил қилинган учма-уч чок	1,2	1,4
Бурчакли рўпара чок	2,0	2,5
Бурчакли ёнбош чок	3,5	4,5

11-§. Пластмассадан тайёрланган деталларни пайвандлашнинг ўзига хос хусусиятлари

Авалло шуни айтиш керакки, асосан термопластлардан тайёрланган элементларгина пайвандлаш усули билан уланиши мумкин. Умуман олганда, конструкцияси ва пайвандлаш усуллари жиҳатидан пластмассадан ясалган деталларни пайвандлаш металл элементларни пайвандлашга жуда ўхшаш. Пластмасса деталларни ультратовуш ва юқори частотали токдан фойдаланиб, шунингдек, бир-бирига ишқалаш йўли билан пайвандлаш ҳам мумкин. Бундан ташқари, металлларда пайванд чокнинг мустаҳкамлиги деталь материалининг мустаҳкамлигига деярли тенг бўлади, пластмассаларда эса чокнинг мустаҳкамлиги деталниқидан сезиларли даражада фарқ қилади. Масалан, учма-уч чокнинг қирқилиш билан эгилишдаги мустаҳкамлиги асосий материал мустаҳкамлигининг 65 процентини, чўзилишдаги мустаҳкамлиги 75 процентини, сиқилишдаги мустаҳкамлиги эса 85 процентини ташкил этади. Металларни пайвандлашда чок ўрнини бир неча минг градусга қиздириш лозим бўлса, пластмассалар учун 200°—300°С температура кифоя.

Пластмасса пайванд бирикмалари қуйидаги формулалар асосида ҳисобланади:

$$\text{учма-уч чоклар учун } P = ls[\sigma_{\text{ч}}]\varphi; \quad (37)$$

$$\text{устма-уст чоклар учун } P = 0,7kl[\sigma_{\text{сл}}]\varphi, \quad (38)$$

бу ерда P — нагрузка; $[\sigma_{\text{ч}}]$ ва $[\sigma_{\text{сл}}]$ пайвандланаётган элемент материалларининг чўзилишдаги ва силжишдаги рухсат этилган кучланишлари; φ — чокларнинг мустаҳкамлик коэффициенти (учма-уч чоклар учун бу коэффициент 0,7—0,75 қилиб, устма-уст чоклар учун эса 0,65 қилиб олинади).

Терморреактив пластмассадан тайёрланган деталларни пайвандлаш усули билан бириктириб бўлмайди. Шунинг учун бундай деталлар елимлаш йўли билан бириктирилади. Елимлаш усули эса сўнгги

йилларда саноатда кенг кўламда қўлланила бошлади. Елимлаб бириктириш учун, кўпинча, синтетик смолалар асосида тайёрланган елимлар ишлатилади.

12-§. Масалалар

1-масала. Чўзувчи $P = 156 \text{ кН}$ куч таъсирида бўлган ва 21-шаклдагидек қилиб тайёрланган пайванд чокнинг узунлиги аниқлансин. Кичик листнинг эни $b = 80 \text{ мм}$; қалинлиги $s = 10 \text{ мм}$, рухсат этилган кучланиш $[\tau'] = 94 \text{ МПа}$

Ечиш: чокнинг чўзувчи P кучга бардош бера оладиган умумий узунлигини (29) ифодадан $k = s$ ва $P = 0,156 \text{ МН}$ эканлигини эътиборга олиб топамиз:

$$l = 2l_{\text{ен}} + l_p = \frac{0,156}{0,7 \cdot 0,01 \cdot 94} = 0,237 \text{ м} \approx 240 \text{ мм.}$$

Масаланинг шартига кўра $l_p = b = 80 \text{ мм}$ бўлгани учун:

$$2l_{\text{ен}} = l - l_p = 240 - 80 = 160 \text{ мм}$$

бўлади. Демак,

$$l_{\text{ен}} = 80 \text{ мм.}$$

2-масала. Эгувчи момент $M = 8000 \text{ Нм}$ ($0,008 \text{ МНм}$), чўзувчи куч $P = 10000 \text{ Н}$ таъсирида бўлган ва 22-шаклдагидек қилиб тайёрланган бирикманинг мустаҳкамлигини таъминловчи пайванд чок ўлчамлари аниқлансин. Листнинг қалинлиги $s = 12 \text{ мм}$; эни $b = 200 \text{ мм}$ ва рухсат этилган кучланиш $[\tau'] = 66 \text{ МПа}$

Ечиш: аввало (30) ифодадан фойдаланиб, бирикмага фақат эгувчи момент таъсир этади, деб фараз қиламиз-да, ён чокнинг тақрибий узунлигини топамиз:

$$l_{\text{ен}} = \frac{M - \frac{1}{6} \cdot 0,7kl_p^2 [\tau']}{0,7kl_p [\tau']} = \frac{0,008 - \frac{1}{6} \cdot 0,7 \cdot 0,012 \cdot 0,2^2 \cdot 66}{0,7 \cdot 0,012 \cdot 0,2 \cdot 66} \approx 0,04 \text{ м} = 40 \text{ мм.}$$

Чокнинг ишончлилигини ошириш мақсадида $l_{\text{ен}} = 50 \text{ мм}$ деб қабул қиламиз. $l_{\text{ен}}$ ва l_p ни билган ҳолда чокнинг умумий мустаҳкамлигини текшираемиз.

$$(29) \text{ ифодага кўра } \tau = \frac{0,01}{0,7 \cdot 0,012 \cdot (2 \cdot 0,05 + 0,2)} = 4 \text{ МПа,}$$

(30) ифодага кўра

$$\tau_m = \frac{0,008}{0,7 \cdot 0,012 \cdot 0,05 \cdot 0,2 + \frac{1}{6} \cdot 0,7 \cdot 0,012 \cdot 0,2^2} = 57 \text{ МПа,}$$

(31) ифодага кўра эса

$$\tau = 57 + 4 = 61 \leq [\tau'] = 66 \text{ МПа}$$

бўлади. Демак, қабул қилинган узунлик бўйича тайёрланган чокнинг мустаҳкамлиги қаноатланарлидир.

Деталларни резъба воситасида бириктириш қадимдан маълум бўлиб, ажраладиган бирикмаларнинг энг кўп тарқалган ва муҳим туридир. Болт, винт, шпилка воситасида ажраладиган бирикма ҳосил қилиш резъбали бирикмаларнинг хусусий ҳоллари бўлиб, машиналарнинг улар воситасида йиғилган узеллари керак бўлган вақтда айрим деталларга ажратилиши ва зарур вақтда яна йиғилиши мумкин. Бундай бирикмалар ҳосил қилишга имкон берадиган асосий қисм резъба бўлганлиги учун уларнинг ҳаммаси резъбали бирикмалар дейилади.

Резъбали бирикмаларнинг афзалликлари шундан иборатки, улар нисбатан катта нагрузка таъсирида етарли даражада ишончли ишлайди; уларни ажратиш ва йиғиш қийинчилик туғдирмайди; турли шароитда ишлайдиган резъбали деталлар кўплаб ишлаб чиқарилиши мумкин; нисбатан арзон туради; ҳамма ўлчамлари стандартлаштирилган (ГОСТ 9000—59, ГОСТ 8724—58, ГОСТ 9150—59).

Ўзгарувчан куч таъсирига чидамлиги етарли эмаслиги ва айрим ҳолларда махсус резъбали деталлар тайёрлашнинг технологик нуқтаи назардан бирмунча қийинлиги резъбали бирикмаларнинг камчилигидир.

13-§. Резъба ҳақида умумий маълумот

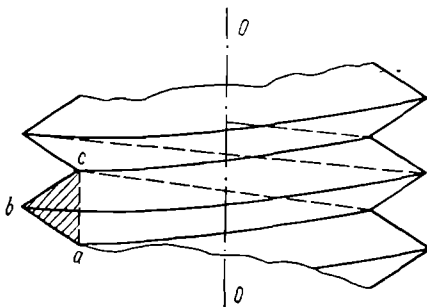
Маълум шаклдаги текислик, масалан *abc* учбурчаклик бирор ўқ атрофида винт чизиги бўйлаб айлантририлса (26-шакл), бу текисликнинг ён томонлари резъбанинг сиртини ҳосил қилади. Айлантририлган текислик, масалан, учбурчаклик резъбанинг профили деб аталади. Шунинг учун унинг шаклига қараб, резъбалар *учбурчаклик*, *тўғри тўртбурчаклик*, *трапециявий* ва *доиравий профилли* бўлиши мумкин. Маҳкамлаш деталлари сифатида, асосан учбурчаклик профилли резъбадан фойдаланилади, чунки бундай резъбаларда ишқаланиш бирмунча катта бўлиб, мустаҳкамлиги нисбатан юқоридир. Бунга ишонч ҳосил қилиш учун учбурчаклик ва тўғри тўртбурчаклик профилларни солиштириб кўриш кифоя. Масалан, винтга ўқ бўйлаб таъсир этаётган кучни гайканинг резъбаси нормал кучлар тарзида қабул қилаётган бўлсин. Агар шартли равишда бу кучлар бир нуқтага йиғилган деб қабул қилинса (27-шакл), у ҳолда резъбадаги ишқаланиш кучи тўғри тўртбурчаклик профилли резъбалар учун

$$F = N_2 f = P f, \quad (39)$$

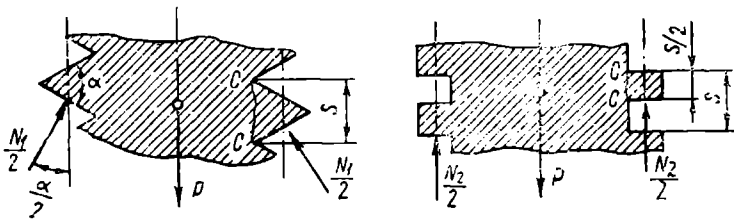
учбурчаклик профилли резъбалар учун эса

$$F = N_1 f = P \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} = P f' \quad (40)$$

бўлади. Бу ерда f — ишқаланиш коэффициентининг ҳақиқий қиймати, $f' = \frac{f}{\cos \alpha/2}$ — ишқаланиш коэффициентининг келтирилган қиймати.



26-шакл.

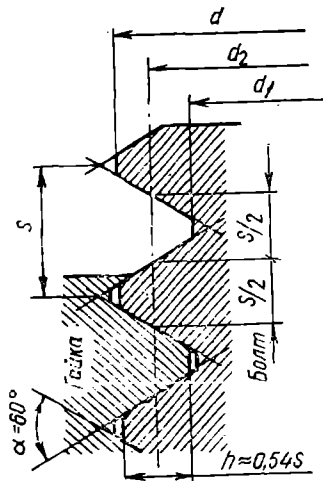


27- шакл.

Учбурчаклик профилли резьбалар ($\alpha = 60^\circ$) учун $\cos \alpha/2$ қиймати бирдан кичик бўлганлигидан $f' > f$ бўлади. Бундан ташқари 27- шаклдан кўриниб турибдики, қадамларининг қиймати бир хил бўлгани ҳолда учбурчаклик профилли резьбаларда кесилишга ишлайдиган $c-c$ кесим юзи тўғри тўртбурчаклик профилли резьбаларникига қараганда икки мартача катта бўлади.

Агар тەкислик бирор ўқ атрофида винт чизиги бўйлаб чапдан ўнгга томон айлантирилса, *ўнақай* резьба, ўнгдан чапга томон айлантирилганда эса *чапақай* резьба ҳосил бўлади. Борди-ю профилларнинг сони икки ёки ундан ортиқ бўлиб, улар бир-бирига параллел равишда ёнма-ён жойлаштирилган ҳолда винт чизиги бўйлаб айлантирилса, икки ёки ундан ортиқ киримли резьба ҳосил бўлади. Шунинг учун резьбалар *бир киримли*, *икки киримли*, *уч киримли* ва ҳоказо турларга бўлинади.

Деталларни маҳкамлаш учун мўлжалланган резьбалар асосан бир киримли бўлади.



28- шакл. Метрик резьбанинг асосий геометрик ўлчамлари.

Резьбалар *цилиндрик* ёки *конуссимон* сиртда бўлиши мумкин. Кўпинча *цилиндрик* сиртдаги резьбалардан фойдаланилади. Конуссимон сиртдаги резьбалар жипс бирикмалар ҳосил қилиш мақсадида ишлатилади. Резьба цилиндр ёки конуснинг ички ёки сиртқи сиртида бўлиши ҳам мумкин. Биринчиси ички, иккинчиси эса сиртқи резьба дейилади. Агар резьбанинг ўлчамлари мм ҳисобида ифодаланса, бундай резьба *метрик* резьба деб, дюйм билан ифодаланганда эса *дюймовий* резьба деб аталади. Бундан ташқари, учбурчаклик профилли метрик резьбаларда профил бурчаги 60° га тенг (28- шакл), дюймовий резьбаларда эса бу бурчак 55° га баравардир. Совет Иттифоқида асосан метрик резьбалардан фойдаланилади. Дюймовий резьба илгари вақтларда тайёрланган ёки чет эллардан келтирилган машина-

ларга запас қисмлар тайёрлашда ишлатилади. Трубаларни бир-бирига бирлаштириш учун дюймий резьбанинг махсус туридан фойдаланилади. Гарчи бундай резьба профилининг бурчаги 55° бўлиб, ўлчамлари дюйм ҳисобида берилса ҳам, аслида унинг ўлчамлари шартлидир. Масалан, труба сиртидаги резьбанинг сиртқи диаметри бир дюймли деб белгиланган бўлса, у одатдагидек 25,4 мм эмас, балки 33,25 мм га, ярим дюйм деб белгиланган бўлса, у 16,66 мм га тенг бўлади.

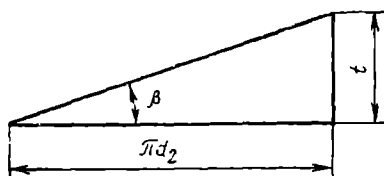
Қуйида асосан метрик резьбалар ҳақида гап юритилади. Резьбанинг асосий геометрик ўлчамларини келтириб ўтамиз (28-шакл): d —резьбанинг сиртқи диаметри; d_1 —резьбанинг ички диаметри; d_2 —резьбанинг ўрта диаметри; h —резьба профилининг баландлиги (гайка винтга бураб киритилганда резьбаларнинг ўзаро тегиб турадиган сиртқи баландлиги); S —резьбанинг қадами (винтнинг икки қўшни ўрама орасида ўқ бўйлаб ўлчанган масофа); t —резьба йўли (бир марта тўла айланган винтнинг ўқ бўйлаб силжиган масофаси; бир қиримли резьбалар учун $t = S$, кўп қиримли резьбалар учун эса $t = nS$; (бу ерда n — қиримлар сони); α —резьба профилининг бурчаги; β —кўтарилиш бурчаги (бу бурчак резьба ўқиға тик текислик билан винт чизигига ўтказилган уринма орасида ҳосил бўладиган бурчак).

Винт чизигининг бир ўрама текисликда ёйилса (29-шакл), катетлари t ва πd_2 га тенг тўғри бурчакли учбурчаклик ҳосил бўлади. Бу учбурчакликда:

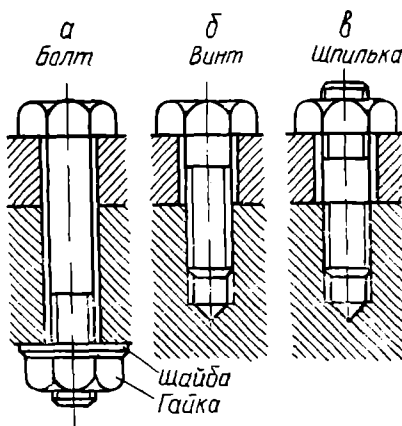
$$\operatorname{tg} \beta = \frac{t}{\pi d_2} \quad (41)$$

Бирикма ҳосил қилишда резьбали деталлардан болт, винт, шпилька ва гайкалар ишлатилади.

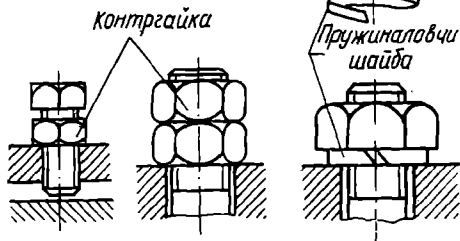
Болт бир учида кључ ёки отвертка учун мўлжалланган каллаги, иккинчи учида эса гайка бураб киритиладиган резьбаси бўлган стержендир (30-шакл, а). Болтнинг гайка учун мўлжалланган резьбали учига гайка буралмай, бу учи бириктирилиши лозим бўлган деталга бураладиган бўлса, бундай болт винт дейилади. Винтнинг каллаги, кўпинча, отвертка билан бурашга мослаб ясалади.



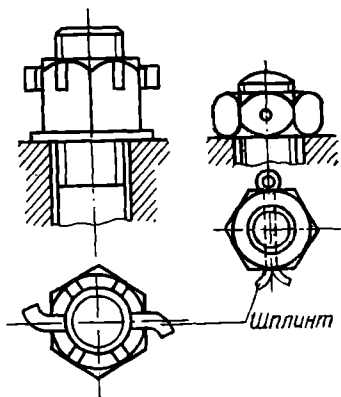
29-шакл. Резьбанинг кўтарилиш бурчагини аниқлашга оид схемаси



30-шакл. Резьбали деталларнинг асосий турлари.



31- шакл. Гайканинг контргайка воситасида маҳкамлаб қўйилиши.



32- шакл. айканинг шплинт воситасида маҳкамлаб қўйилиши.

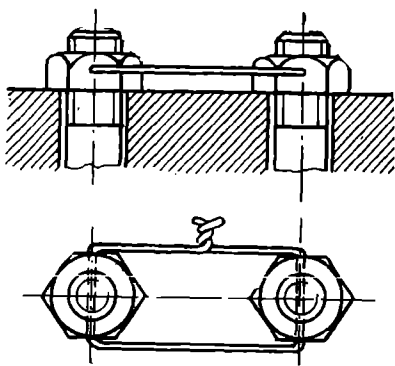
Агар стерженнинг икки учи резъбали қилиб ясалган бўлса, у шпилька деб аталади (30- шакл, в).

Гайка болтли бирикмаларнинг асосий деталларидан биридир. Уни ички юзасида резъбаси бўлган, сирти олти ёки тўрт ёқли ёхуд доиравий шаклда тайёрланган ҳалқа деса бўлади.

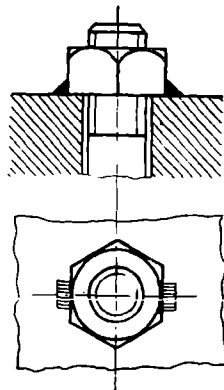
Ўзгарувчан куч ва момент таъсир этадиган бирикмаларда содир бўладиган кўнгилсиз воқеалардан бири уларнинг ўз-ўзидан буралиб бўшашидир. Бунинг сабаби шуки, титраш натижасида резъбалардаги ишқаланиш камаяди ва бунинг оқибатида ўз-ўзидан тормозланиш хусусияти йўқолади. Шунинг учун бундай бирикмаларда ҳал қилиниши лозим бўлган ишлардан бири ўз-ўзидан буралишга барҳам беришидир.

Бунга қуйидаги усуллар билан эришиш мумкин.

1. Контргайка ва пружиналовчи шайба қўйиш (31- шакл). Бунда қўшимча деталлар ҳисобига резъбадаги умумий қаршилиқ ортади.



35- шакл. Гайканинг сим воситасида маҳкамлаб қўйилиши.



34- шакл. Гайканинг пайвандлаш йўли билан маҳкамлаб қўйилиши.

2. Шплинт ёки симдан фойдаланиш (32 ва 33-шакллар). Бунда гайка болт стерженига шплинт ёки сим воситасида маҳкамлаб қўйилади.

3. Пайвандлаш усулидан фойдаланиш. Бунда гайка деталга пайвандлаб қўйилади (34-шакл).

14-§. Гайкага қўйилган буровчи момент билан винтга ўқ бўйлаб таъсир этувчи куч орасидаги боғланиш

Агар винтга ўқ бўйлаб P куч таъсир этаётган бўлса, унга гайкани бураб киритиш учун ключга буровчи T_k момент қўйилиб, гайка буралиши керак (35-шакл). Бураш жараёнида гайка—винт жуфтида ҳосил бўладиган кучларнинг ўзаро нисбатини қуйидаги шартдан фойдаланиб аниқлаш мумкин:

$$A_k = A_T + A_p + A, \quad (42)$$

бу ерда A_k — ключга қўйилган моментнинг бажарган иши; A_T — гайканинг деталга тегиб турган сиртида ҳосил бўлган ишқаланиш кучининг бажарган иши; A_p — резьбадаги ишқаланиш кучининг бажарган иши; A — P кучнинг ўқ бўйлаб йўналишида бажарган иши. Гайка бир марта тўла айлантилганда бажарадиган иш билан таъсир этувчи момент орасидаги муносабатни қуйидагича ифодалаш мумкин:

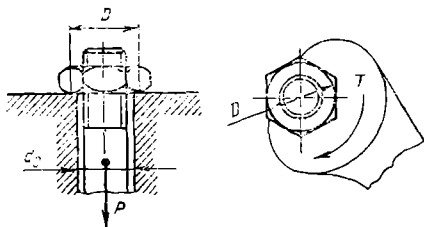
$$\begin{aligned} A_k &= T_k \cdot 2\pi; \\ A_T &= T_T \cdot 2\pi, \end{aligned} \quad (43)$$

бу ерда T_T — гайканинг деталга тегиб турган юзасида ҳосил бўлган ишқаланиш кучининг momenti. Бу моментни қуйидагича аниқлаш мумкин (35-шакл).

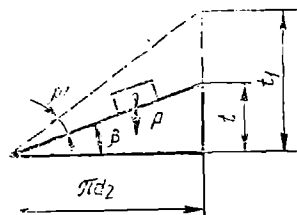
$$T_T = P \cdot f \left(D_{yp} \frac{1}{2} \right), \quad (44)$$

бу ерда $D_{yp} = (D + d_c)/2$ — ишқаланиш кучи таъсир этаётган доиранинг ўртача диаметри; D — гайка юзасининг сиртки диаметри; d_c — винт учун мўлжалланган тешикнинг диаметри; f — ишқаланиш коэффициенти.

Гайка бир марта тўла айланганда сарфланган иш ($A_p + A$) нинг қийматини оғирлиги P бўлган юкнинг қия текисликдаги ҳаракатига таққослаб аниқлаш мумкин. Қия текислиكنинг кўтарилиш бурчаги резьбанинг кўтарилиш бурчаги β га, баландлиги эса резьбанинг йўли t га тенг қилиб олинади (36-шакл). Маълумки, қия текис-



35 шакл.



36-шакл. Гайка — винт жуфтидаги моментларни аниқлаш схемаси.

ликд ан фойдаланиб юкни тепага кўтарганимизда бажарилган иш юкни кўтаришга ва ишқаланиш кучини энгишга сарфланади. Агар ишқаланиш кучи бўлмаганда эди, β бурчакли қия текисликда юкни кўтариш учун сарфланган иш ҳисобига шу юкни $\beta + \rho'$ бурчакли қия текисликда кўтариш мумкин бўлар эди.

Келтирилган ишқаланиш бурчаги қуйидагича топилади:

$$\rho' = \alpha \operatorname{tg} \beta',$$

бу ерда f' — резбадаги ишқаланиш коэффициентининг келтирилган қиймати; (40) формулага қаранг).

Юқорида айтилганлар асосида қуйидаги тенгликни ёзиш мумкин:

$$A_p + A = P t_1 = P d_2 \operatorname{tg}(\beta + \rho'). \quad (45)$$

Агар (43), (44) ва (45) формулалардаги қийматлар (42) тенгликка қўйилиб, икки томони 2π га қисқартирилса, қуйидаги муносабат келиб чиқади:

$$T_k = P [(D_{yp}/2) \cdot f + (d_2/2) \cdot \operatorname{tg}(\beta + \rho')], \quad (46)$$

бу тенгликда $P f D_{yp}/2$ — гайканинг деталга тегиб турган сиртидаги ишқаланиш кучининг моменти, $P (d_2/2) \cdot \operatorname{tg}(\beta + \rho')$ — резбадаги кучларнинг моменти.

Винтли жуфтнинг ўз-ўзидан тормозланиши ва унинг фойдали иш коэффициенти. Винтли жуфтнинг ўзгарувчан куч ва момент таъсиридан буралиб бўшамаслиги учун уларда ўз-ўзидан тормозланиш хусусияти бўлиши керак. Бу хусусиятни таъминловчи асосий шарт $\beta < \rho'$ дир, яъни резбанинг кўтарилиш бурчаги ундаги ишқаланиш бурчагидан кичик бўлиши керак. Маълумки, ишқаланиш бурчаги гайка билан винт орасидаги ишқаланиш кучига ҳамда уларнинг қандай материаллардан тайёрланганлигига боғлиқ. Маҳкамлаш деталлари учун ишлатиладиган резбаларда кўтариш бурчаги одатда $1,5^\circ$ дан 4° гача бўлади. Ишқаланиш бурчаги эса, ишқаланиш коэффициенти қийматига қараб, 6° дан ($f \approx 0,1$ бўлганда) 16° гача ($f \approx 0,3$ бўлганда) етиши мумкин. Демак, маҳкамлаш деталлари учун ишлатиладиган резбаларнинг ҳаммасида ўз-ўзидан тормозланиш хусусияти бўлади.

Винтли жуфтнинг фойдали иш коэффициенти гайкани бураш учун сарфланган ишнинг ишқаланиш йўқ деб фараз қилингандаги қийматини ишқаланиш мавжуд бўлгандаги қийматига бўлиш йўли билан, яъни T_k / T_k нисбатдан топиш мумкин. Бу ерда T_k (46) формуладан топилади. T_k ҳам шу формуладан топилади, лекин бунда $f=0$ ва $\rho'=0$ деб фараз қилинади.

Юқорида айтилганлар назарда тутилса, қуйидаги ифода келиб чиқади:

$$\eta = \frac{T_k'}{T_k} = \frac{\operatorname{tg} \beta}{f \cdot D_{yp}/d_2 + \operatorname{tg}(\beta + \rho')}; \quad (47)$$

бундан фақат рэзба учунгина тааллуқли бўлган қисми

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg}(\beta + \rho')} \quad (48)$$

бўлади.

Юқорида айтиб ўтилганидек, кўпчилик винтли жуфтларда ўз-ўзидан тормозланиш хусусияти бўлганлиги учун $\beta < \rho'$ бўлади. Шу сабабдан уларнинг фойдали иш коэффициенти ҳамма вақт 0,5 дан кичик. Агар винтли жуфтнинг ўз-ўзидан тормозланишига зарурият бўлмаса, унинг фойдали иш коэффициентини кўтарилиш бурчаги β нинг қийматини катталаштириш эвазига ошириш мумкин. Бунинг учун кўп киримли винтлардан фойдаланилади.

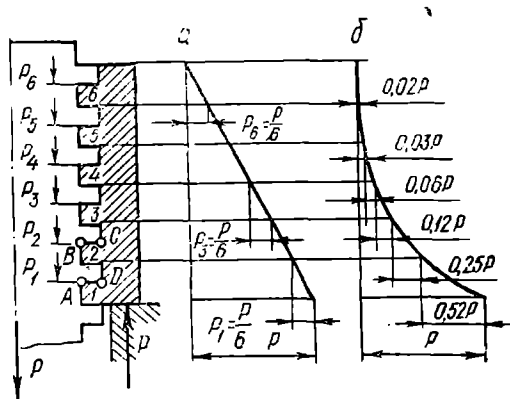
Шуни назарда тутиш керакки, β нинг қиймати ортиши билан резьбаларнинг тайёрлаш бирмунча қийинлашади. Шунинг учун амалда резьбаларнинг кўтарилиш бурчаги $20^\circ - 25^\circ$ дан оширилмайди.

15- §. Резьбанинг мустақамлигини ҳисоблаш

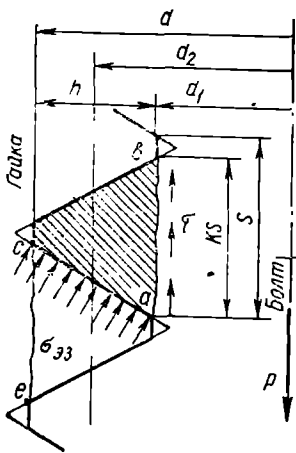
Резьбали бирикмаларда ўқ бўйлаб йўналган ва винт стерженини чўзадиган куч резьбанинг ҳамма ўрамларига ҳам бир хилда таъсир этавермайди. Бу масалани биринчи бўлиб текширган олим Н. Е. Жуковскийдир. Ўтказилган тадқиқотлар шуни кўрсатадики, резьбанинг куч таъсир этаётган томондан биринчи ўрамида бошқа ўрамлардагига қараганда каттароқ кучланиш ҳосил бўлади. Резьбаларга таъсир этувчи кучнинг резьба ўрамлари орасида бир текисда тақсимланмаслигининг кўпгина сабаблари бор. Ана шу сабаблардан бири шуки, ўқ бўйлаб таъсир этувчи кучдан винтдаги резьбанинг бир томонга, гайкадаги резьбанинг эса қарама-қарши томонга деформацияланишидир. Масалан, 6 ўрамли гайканинг биринчи ўрами таъсир этаётган кучнинг 52 процентини, иккинчи ўрами 25 процентини, учинчи ўрами 12 процентини, охириги ўрами эса атиги 2 процентини қабул қилади (37- шакл). Зарур бўлган тақдирда гайканинг ҳамма ўрамлари бир хилда ишлайдиган махсус туридан фойдаланилади. Лекин бундай гайкалар тайёрлаш технологик жиҳатдан бирмунча қийин.

Гайканинг ўрамлари орасида нагрузканинг тақсимланиш характерини аниқ билиш жуда қийин, чунки бунга юқорида келтирилган сабабдан ташқари, гайка тайёрлашнинг аниқлик даражаси ва гайканинг ишлашидаги ейилиш даражаси ҳам таъсир қилади. Шунинг учун амалда резьбаларнинг мустақамлигини ҳисоблашда таъсир этувчи куч винт ўрамлари орасида бир хил тақсимланади, деб қабул қилинади ва резьба иш сиртининг эзилиши ва $a-b$ бўйича (38- шакл) кесилиши ҳисобланади.

Резьбаларнинг эзилишини ҳисоблашда қуйидаги



37- шакл. Ўқ бўйлаб таъсир этувчи кучнинг винт ўрамлари орасида тақсимланиши.



38- шакл.

муносабатдан фойдаланылади:

$$\sigma_{зз} = \frac{P}{z \pi d_2 \cdot h} \leq [\sigma_{зз}], \quad (49)$$

бу ерда $z = \frac{H}{S}$ баландлиги H бўлган гайкадаги резьба ўрамларининг сони. Бу формула винтнинг резьбаси учун ҳам татбиқ қилинаверади.

Резьбаларнинг қесилиши қуйидаги формулалардан ҳисоблаб топилди:
винт учун:

$$\tau = \frac{P}{\pi d_1 K H} \leq [\tau];$$

гайка учун

$$\tau = \frac{P}{\pi d K H} \leq [\tau], \quad (50)$$

бу ерда $K = \frac{ab}{S}$ ёки $K = \frac{ce}{S}$ — резьбанинг турини ҳисобга олувчи коэффициент. Учбурчаклик профили резьбалар учун $K \approx 0,8$; тўғри тўртбурчаклик профили резьбалар учун $K = 0,5$; трапеция профили резьбалар учун эса $K = 0,65$. Агар винт ва гайканинг материали бир хил бўлса, винт резьбасининг ўзинигина ҳисоблаш kifоя, чунки $d > d_1$ бўлади. Гайканинг стандартда қабул қилинган баландлиги винт стержени билан резьбасининг мустаҳкамлиги бир хил бўлиши керак, деган шартдан келиб чиқарилган. Агар $\tau = 0,6 \sigma_{ок}$ эканлиги назарда тутилса, винт стержени билан резьбасининг мустаҳкамлиги бир хил бўлишини таъминлайдиган шарт қуйидагича ифодаланиши мумкин:

$$\frac{P}{\pi d_1 K H} = 0,6 \frac{P}{\pi d^2 / 4}$$

Агар $K = 0,8$ деб олинса, $H \approx 0,5 d_1$ бўлади. Бироқ, амалда салбий таъсир кўрсатадиган айрим ҳоллар назарда тутилиб, резьбали деталлар учун ишлатиладиган гайканинг баландлигини $0,8 d$ га тенг қилиб олиш тавсия этилади.

Резьбанинг стандартда келтирилган ўлчамлари винт стержени билан резьбасининг мустаҳкамлиги бир хил бўлишини таъминлайди. Шунинг учун болтли бирикмаларни лойиҳалашда, асосан, винт стерженининг зарур диаметригина ҳисоблаб топилди, қолган ўлчамлари эса тегишли ГОСТ дан олинади.

16- §. Нагрузка турлича таъсир этувчи болт стерженининг мустаҳкамлигини ҳисоблаш

1- ҳол. Болт стерженига фақат чўзувчи ташқи куч таъсир этади
Бунга сириб тортилмаган, яъни зўриқтирилмаган ҳолатда осиб қўйил-

ган илгак мисол бўла олади (39- шакл). Унинг резьбали қисми ташқи P куч таъсиридан чўзилишга ҳисобий диаметри бўйича текширилади:

$$\sigma = \frac{P}{\pi d_x^2/4} \leq [\sigma]; \quad d_x = \sqrt{\frac{4P}{\pi[\sigma]}}. \quad (52)$$

Бу ерда $d_x \approx d - 0,94S$; d — резьбанинг сиртқи диаметри, S — қадами. d_x нинг топилган қиймати тегишли ГОСТ да берилган маълумотга мослаштирилиб, болтнинг қолган ўлчамлари аниқланади.

2- ҳол. Болт сириб тортилган. Бунга герметик бўлиши талаб этиладиган қопқоқларни сириб маҳкамлаш учун ишлатиладиган болтлар киради (40- шакл). Бундай болтнинг стерженига сириб тортиш натижасида ҳосил бўладиган чўзувчи куч P_T ҳамда резьбалардаги буровчи момент T_p таъсир этади. P_T куч таъсиридан ҳосил бўлган кучланиш:

$$\sigma = \frac{P_K}{\pi d_x^2/4}$$

Буровчи T_p момент таъсиридан ҳосил бўлган кучланиш:

$$\tau = \frac{T_p}{W_p} = \frac{1}{2} \cdot P_T d_2 \operatorname{tg}(\beta + \rho')}{0,2d_x^3}$$

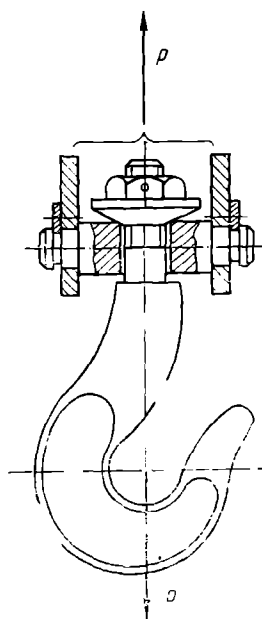
Болт стерженининг мустаҳкамлиги σ ва τ ни эътиборга олувчи қуйидаги эквивалент кучланиш билан баҳоланади:

$$\sigma_{\text{эқв}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma] \quad (53)$$

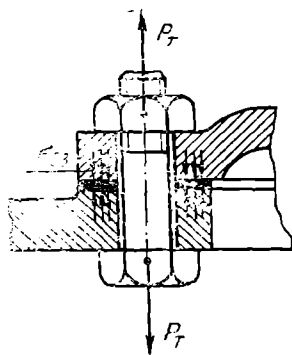
Бажарилган ҳисоблар стандартда берилган ўлчамларда қилиб тайёрланган резьбалар учун $\sigma_{\text{эқв}} = 1,3\sigma$ эканлигини кўрсатди. Бас, шундай экан, болтнинг мустаҳкамлигини баҳолаш учун σ ва τ ни алоҳида-алоҳида, аниқлаб, $\sigma_{\text{эқв}}$ ни топишдан кўра, содалаштирилган қуйидаги формуладан фойдаланиш маъқул:

$$\sigma_{\text{эқв}} = \frac{1,3P_T}{\pi d_x^2/4} \leq [\sigma], \quad (54)$$

бу ерда 1,3 буровчи T_p момент таъсирида ҳосил бўлган кучланишни ҳисобга олувчи сон.



39- шакл. Юк кўтариш учун мўлжалланган илгак.



40- шакл.

Амалда қилинган ишлар ва бажарилган ҳисоблар болтларнинг 10 мм дан кичик диаметрли стерженлари кичик миқдордаги чўзувчи куч таъсиридан ҳам узилиб кетишини кўрсатди. Масалан, стерженнинг диаметри 6 мм бўлган болтни сириб тортишда ключга 45 Н куч қўйилса бас, у узилиб кетади. Шунинг учун, сириб тортишда ўқ бўйлаб таъсир этадиган чўзувчи P_T кучга катта аҳамият берилади.

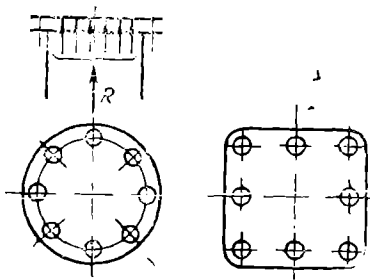
Сириб тортиш лозим бўлган ҳолларда болт диаметрининг 12 мм дан кичик бўлмаслигига ҳаракат қилиш керак. Бордию айрим сабабларга кўра бу тавсияни бажариш мақсадга мувофиқ бўлмаса, сириб тортишда пайдо бўладиган кучларни махсус динамометрик ключ воситасида назорат қилиб туриш лозим. Бундай ҳолларда чўзувчи кучнинг рухсат этилган қийматини шундай танлаш керакки, унинг таъсиридан болт стерженида ҳосил бўладиган кучланиш $0,4\sigma_{ок}$ дан ортиқ бўлмасин. Бундан ташқари, зарур бўлиб қолган тақдирда, P_T нинг тахминий қийматини

$$P_T = \frac{T_k}{0,15d}$$

деб қабул қилиш мумкин, бу ерда T_k — ключга қўйилган момент; d — болт стерженининг диаметри.

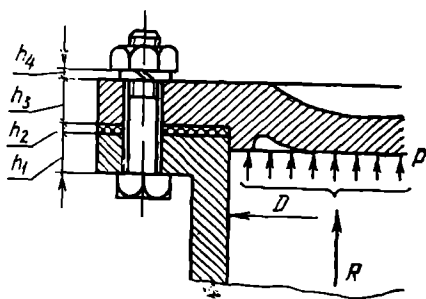
Одатда болтни ключ билан сириб тортиш учун битта ишчининг ўртача кучи 300 Н, ключ елкасининг узунлиги $15d$ деб қабул қилинади. Демак, $T_k = 300 \cdot 15d = 4500d$ бўлади. Бу шартлар билан бажарилган ҳисоблашнинг кўрсатишича, қўл билан сириб тортилган 12 мм ли болт стерженида 235 МПа, 20 мм ли болт стерженида эса 81,5 МПа кучланиш ҳосил бўлади. Шунинг учун диаметри 12 мм дан кичик бўлган болтларни сириб тортишда жуда эҳтиёт бўлиш керак.

3-ҳол. Болт сириб тортилган, ташқаридан болт стерженига чўзувчи куч таъсир этади. Бунга босим остида бўладиган герметик идишларнинг қопқоғини бириктирувчи болтлар мисол бўла олади (41-шакл). Бундай ҳолда болтлар сириб тортилганда идишнинг герметиклиги ва қопқоққа босим таъсир этганда унинг ҳеч кўтарилмай, идишдаги ҳаво ёки суюқликни ташқарига чиқариб юбормаслиги таъминланади. Бундай ҳолларда болт стерженини ҳисоблаш бирмунча қийин, чунки сириб тортилган болтнинг стержени чўзилган, бу болт воситасида бириктирилган деталлар эса сиқилган ҳолатда бўлади. Ташқи босим таъсирида болтнинг стержени кўшимча чўзилади, деталларнинг сиқиклиги эса бўшашади. Агар деталлар сиқиклигининг бўшашини қиймати болт стерженининг чўзилиш қийматидан катта бўлса, қопқоқ билан идиш орасида бир қадар тирқиш ҳосил бўлиб, идишдаги ҳаво ёки суюқлик чиқиб кета бошлайди. Шунинг учун болтларни сириб тортишда улардаги чўзувчи кучнинг етарли дара-



41- шакл. Герметик идишлар қопқоғинининг болтлар билан бириктирилиши.

жада бўлишини таъминланмоқ зарур, яъни таъсир этувчи босим-остида деталларнинг сиқиклиги бутунлай йўқолиб кетмаслиги шарт. Бу деган сўз, таъсир этувчи босим миқдори номинал миқдорга етганда ҳам болт воситасида бириктирилган деталлар сиқилган ҳолатда бўлиши керак, демакдир. Фақат бу сиқикликнинг қиймати босим таъсир этмай тургандагига қараганда анчагина кичик бўлади.



42- шакл.

Болт стерженини ҳисоблаш учун сириб тортишда ҳосил бўлган таранглик кучини P_T билан белгилаймиз. Агар болтлар сонини z десак, битта болтга ташқаридан таъсир этувчи кучни $P = \frac{R}{z}$ деб олиш мумкин.

Юқорида айтилганларга кўра, болтнинг P_T куч таъсирида чўзиқ ҳолатда бўлган стерженига ташқи P куч қўйилса, у қўшимча Δ_p ча чўзилади, деталларнинг сиқиклиги эса шунча бўшашади (42-шакл). Бу деган сўз, ташқаридан таъсир этувчи нагрузканинг бир қисми стерженни қўшимча чўзишга сарфланса, бир қисми деталларнинг сиқиклигини камайтиришга кетади, демакдир. Агар нагрузканинг болт стерженини чўзишга сарфланган қисмини кўрсатувчи коэффициентни χ билан белгиласак, у ҳолда ташқи нагрузкадан болтга қўшимча χP куч таъсир этади, деталларни сиқиб турган куч эса $(1-\chi)P$ қадар камаяди. Ташқи куч таъсирдан стерженлар қанча чўзилса, деталларнинг сиқиклиги шунча камаяди. Шунинг учун

$$\Delta_p = \chi P \lambda_6 = (1 - \chi) P \lambda_d \quad (55)$$

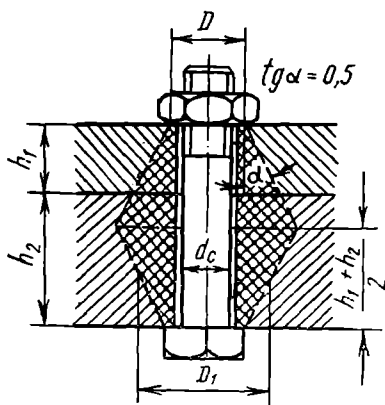
бўлади, бу ерда λ_6 — болтнинг берилувчанлиги, бу катталик деформациянинг 1 H нагрузка таъсирида ўзгаришига сон жиҳатидан тенг. λ_d — деталларга тегишли берилувчанлик; (55) тенгликка биноан:

$$\chi = \frac{\lambda_d}{\lambda_6 + \lambda_d} \quad (56)$$

Одатда учраб турадиган конструкциялар учун:

$$\lambda_6 = \frac{l_6}{E_6 \cdot F_6}; \quad \lambda_d = \frac{h_d}{E_d \cdot F_d} \quad (57)$$

бу ерда E_6 ва E_d — болтлар ва деталь материалларининг эластиклик модули; F_6 ва F_d — болт ва деталь кесимларининг юзлари; l_6 — болтнинг деформацияланувчи қисми узунлиги; $h_d = h_1 + h_2$ — деталлар қалинлигининг йиғиндиси (бу ерда $l_6 \approx h_d$ деса бўлади). F_d деганда деталь кесимининг ҳамма юзи эмас, балки болт таранглигидан деформацияланадиган қисмининг юзи назарда тутилади. Унинг тахминий қийматини 43-шаклдан аниқлаш мумкин. Деформация гайка ва болт



43- шакл.

каллагининг сиртидан бошланиб, 30° бурчакли конус шаклида ёйилган бўлади деб тахмин қилинади. Конус ҳажмини цилиндр ҳажми билан алмаштириб, қуйидагиларни ёзиш мумкин:

$$D_1 = D + \frac{h_1 + h_2}{4} \quad \text{ва}$$

$$F_n = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - d_c^2). \quad (58)$$

Қўпинча, λ_σ ва λ_d ни аниқлаш анча қийинчиликлар туғдиради. Қилинган ҳисоблар ва экспериментал текширишлар χ нинг қиймати 0,2 — 0,3 оралиғида эканлигини кўрсатди. Шунинг учун амалда қилинадиган ҳисобларда

$$\chi = \frac{\lambda_1}{\lambda_\sigma + \lambda_1} \approx 0,2 \quad 0,3 \quad (59)$$

деб олиш мумкин. Шундай қилиб, келтирилган ҳол учун болт стерженларини қуйидаги тартибда ҳисобласа бўлади:

1. *Таъсир этувчи нагрузка ўзгармас бўлган ҳол.* Бунда ҳисоблашнинг асосий формуласи қуйидагича бўлади:

$$\sigma = \frac{1,3P_x}{\pi d_x^2/4} \leq [\sigma], \quad (60)$$

бу ердаги ҳисобий нагрузка

$$P_x = P_T + \chi P = K_T P + \chi P, \quad (60a)$$

бу ерда K_T — таранглик коэффициент, $K_T = 1,25 \dots 2$; агар қўйилган асосий талаб герметиклик бўлса, $K_T = 1,3 \dots 5$ бўлади; P — болтга таъсир қилувчи ташқи нагрузка.

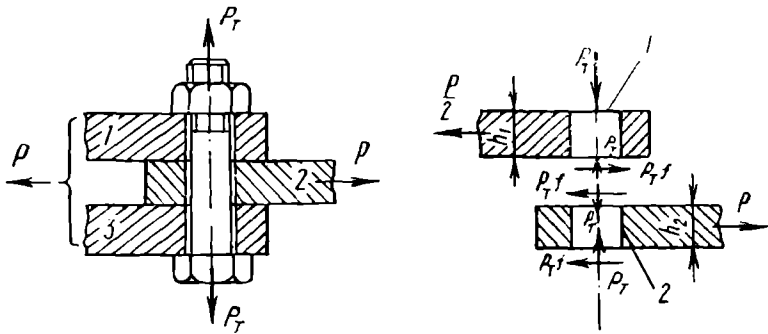
2. *Таъсир этувчи нагрузка ўзгарувчан бўлган ҳол.* Бундай ҳолларда бирикмадаги ўзгарувчан кучланишлар учун мустаҳкамлик запаси аниқланиб, унинг қиймати рухсат этилган қиймат билан таққосланади:

$$n_v = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a K_\sigma + \psi_\sigma \sigma_m} \geq [n], \quad (61)$$

бу ерда $\sigma_m = \frac{P_T + P_0/2}{F_0}$ кучланишнинг ўзгармас қисми; $\sigma_a = P_0/2F_0$ — кучланишнинг ўзгарувчан қисми, $\psi_\sigma \approx 0,1$ бўлган коэффициент.

4-ҳол. *Нагрузка болтнинг ўқига тик йўналишда таъсир этади.* Бундай ҳолларда болтни ҳисоблаш унинг қай тарзда ўрнатилганлигига боғлиқ. Болт эса қуйидаги икки хил тарзда ўрнатилиши мумкин:

1. *Болт ўрнатиладиган тешикларнинг диаметри болтнинг диаметридан каттароқ қилиб тайёрланади.* Шунинг учун болт ўрнатил-



44- шакл. Зазор билан ўрнатилган болт стерженини ҳисоблашга оид схема.

ганда унинг стержени билан деталь орасида зазор ҳосил бўлади (44-шакл). Бундай ҳолларда бирикмага таъсир этувчи ташқи P куч деталларнинг туташган жойида болтнинг сириб тортилганлиги туфайли ҳосил бўлган ишқаланиш кучи ҳисобига мувозанатга келтирилади. Бунда бирикма олдида қўйилган асосий талаб шуки, ташқи куч таъсирида деталлар бир-бирига нисбатан силжимаслиги керак. Бу фикрни тенглама орқали қуйидагича ифодалаш мумкин:

$$P \leq 2P_T f \text{ ёки } P_T = \frac{KP}{2f}, \quad (62)$$

бу ерда f — деталларнинг туташган жойидаги ишқаланиш коэффициентини; $K = 1,3 \dots 2$ — эҳтиёт коэффициентини.

Деталларнинг сони фақат иккита бўлса (44-шаклдаги 1 ва 2 деталлар),

$$P \leq P_T f \text{ ёки } P_T = \frac{KP}{f} \quad (63)$$

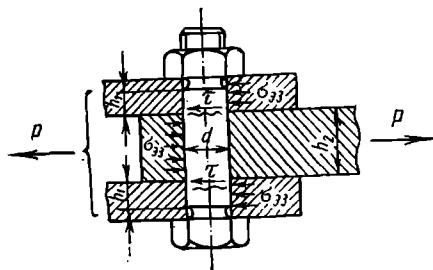
бўлади.

Болт зазор билан ўрнатилган ҳолларда P куч болтнинг стерженига тўғридан-тўғри таъсир этмайди. Болтнинг стержени, асосан, тараңлик кучи таъсирида чўзилган ҳолда бўлади. Шунинг учун:

$$\sigma_{\text{эқв}} = \frac{1,3P_T}{\pi d_x^2/4} \leq [\sigma]. \quad (64)$$

Ташқаридан қўйилган куч болт стерженига тўғридан-тўғри таъсир этмаганлигидан нағрузка ўзгарувчан бўлган ҳолларда ҳам болтни келтирилган формулалар воситасида ҳисоблаш мумкин. Бунинг учун эҳтиёт коэффициентининг катта қийматлари (1,8, 2) қабул қилинса кифоя.

2. Болт зазорсиз ўрнатилади. Бундай ҳолларда болт ўрнатиладиган тешиқлар у тигизлик билан жойлашадиган қилиб тайёрланади. Демак, бунда ташқаридан қўйилган куч деталь орқали тўғридан-тўғри болт стерженига таъсир қилади (45-шакл). Бунда болтнинг гайкасини сириб тортишга ҳожат қолмайди. Шунинг учун бундай



45-шакл. Тигизлик билан ўрнатилган болт стерженини ҳисоблашга оид схема.

икки четдаги деталлар учун

$$\sigma_{\text{эз}} = \frac{P}{2dh_1} \leq [\sigma_{\text{эз}}]. \quad (67)$$

Келтирилган формулаларда i — куч таъсирида кесилиши мумкин бўлган кесимлар сони (45-шаклда $i = 2$; деталлар сони фақат 2 та бўлса, $i = 1$ бўлади); P — куч; d , h_1 , h_2 ўлчамлар шаклда кўрсатилган.

Эзилишга ҳисоблашда формулаларнинг болт ва деталга бир хил тааллуқли эканлигини ёдда тутиш керак. Шунинг учун, рухсат этилган кучланишнинг қиймати болт ва деталнинг қайси бири учун кичик бўлса, ўшаниси қабул қилинади. Табиийки, рухсат этилган кучланишнинг қиймати болт ва деталнинг қандай материалдан тайёрланганлигига боғлиқ.

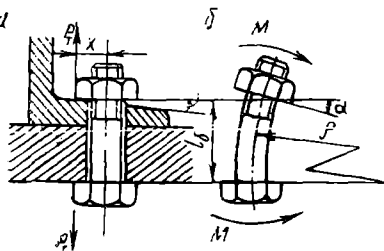
Умуман олганда, юқорида келтирилган ҳолдаги бирикмаларда болтлар зазорсиз ўрнатилгани маъқул, чунки зазорсиз ўрнатилган ҳолларда болтларнинг ўлчами (диаметри) зазор билан ўрнатилгандагига қараганда сезиларли даражада кичик, ишлаши эса етарли даражада ишончли бўлади.

5-ҳол. Таъсир қилувчи нагрукадан болт стерженида эгувчи момент ҳосил бўлади. Деталнинг гайка сирти билан туташадиган юзаси нотекис бўлганда (46-шакл) ёки каллаги стандартда кўрсатилмаган илгак сифатида тайёрланган болтлардан фойдаланилганда, унинг стерженида, чўзувчи кучдан ташқари, эгувчи момент ҳам ҳосил бўлади. Шунинг учун бундай болтларни ҳисоблашда, чўзувчи кучдан ташқари, эгувчи моментга ҳам эътибор бериш керак. Чўзувчи кучдан ҳосил бўлган кучланиш

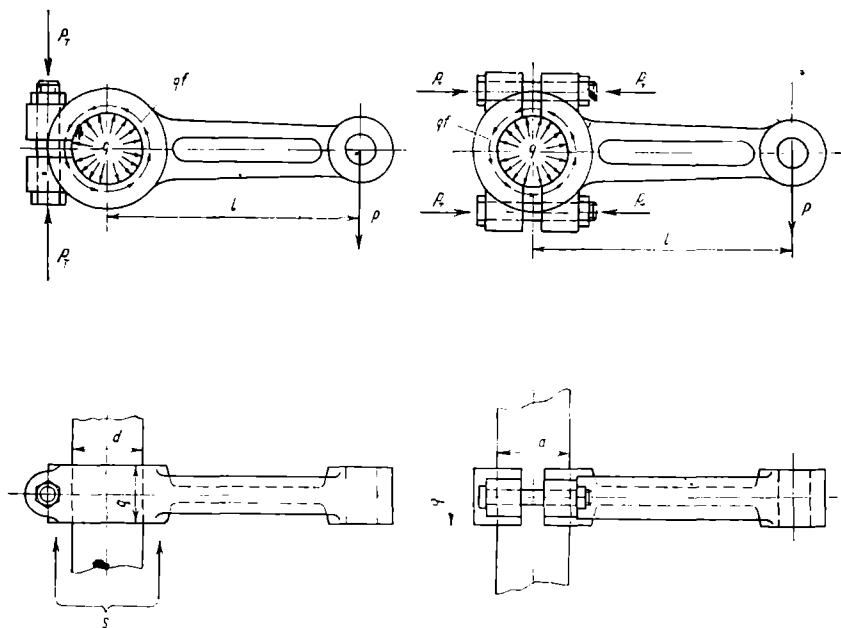
$$\sigma = \frac{P_T}{\pi d_x^2/4}, \quad (68)$$

эгувчи момент таъсиридан ҳосил бўлган кучланиш эса

$$\sigma_{\text{эр}} = \frac{P_T x}{0,1d_x^3} \text{ ёки } \sigma_{\text{эр}} = \frac{M}{W} \approx \frac{Ed\alpha}{2l_6} \quad (69)$$



46-шакл.



47- шакл. Клеммали бирикмалар.

бўлади, бу ерда $M = \frac{EJ}{\rho}$; $\rho = \frac{l_0}{\alpha}$; $\text{tg } \alpha \approx \alpha$ (радиан); $W = \frac{J}{d/2}$ эканлигини эътиборга олинган. Бундай ҳолларда мустаҳкамлик шарти қуйидагича бўлади:

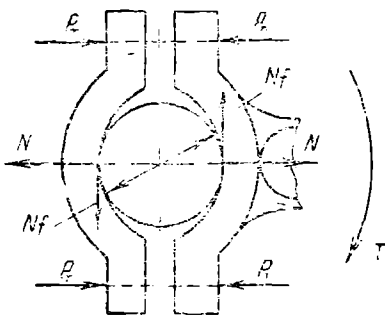
$$\sigma = \sigma_{\text{ч}} + \sigma_{\text{эгр}} \leq [\sigma]. \quad (70)$$

Умуман олганда, бундай шароитда ишлайдиган болтлардан иложи борича кам фойдаланган маъқул.

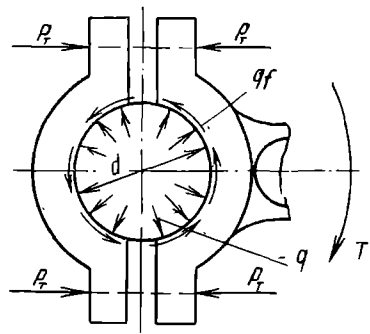
6- ҳол. Клеммали бирикмаларнинг болтларини ҳисоблаш. Клеммали бирикмалар деталларни валларга, ўқларга, цилиндрик колонналар ва шу кабиларга бириктириш учун мўлжалланган бўлиб, болтларнинг ўзини сириб тортиш ҳисобига ҳосил қилинади. Валга ўрнатилган ричагнинг ўрнини вақт-вақти билан алмаштириб туриш лозим бўлган ҳолларда клеммали бирикмалардан фойдаланиш айниқса қулай (47- шакл).

Ана шу мақсадда тайёрланган ричагнинг бир учиди вал ўрнатиладиган тешик бўлиб, унинг диаметри маълум мақсад билан қирқилган бўшлиқ эвазига валга осон жойлашади ва болтларни сириб тортиш ҳисобига кичрайиб, валга маҳкам ўрнашади. Бунда ричагдаги тешик сирти билан вал сирти орасида ҳосил бўладиган ишқаланиш кучи моменти ташқи куч моментига тенг ёки ундан ортиқроқ (одатда, 20% ча ортиқроқ) бўлиши керак.

Ҳисоблаш учун икки хил схема қабул қилиниши мумкин. Агар вал ўрнатиладиган тешик етарли даражада аниқлик билан ишланма-



48-шакл. Қлемманинг чизік бүйі-
ча уриниш ҳоли.



49-шакл. Қлемманинг вал сирти би-
лан тўла уриниш ҳоли.

ган бўлса, қлемманинг ички сирти вал билан тўғри чизік бүйича туташади деб қабул қилинади (48-шакл). Бунда бирикманинг мустаҳкамлигини қуйидагича ифодалаш мумкин:

$$\left. \begin{aligned} Nfd &\geq T = Pl, \\ 2Nf &\geq S, \end{aligned} \right\} \quad (71)$$

бу ерда N — туташган жойдаги реакция; S — вал бўйлаб йўналган куч; f — ишқаланиш коэффициент; T — момент.

Агар $N = 2P_{\tau}$ эканлиги эътиборга олинса,

$$\left. \begin{aligned} 2P_{\tau}fd &\geq T, \\ 4P_{\tau}f &\geq S \end{aligned} \right\} \quad (72)$$

бўлади, бу ерда P_{τ} — болтнинг таранглик кучи. Одатда, ҳисоблаш учун T ва S берилган бўлади. Демак, келтирилган ифодадан қуйидаги келиб чиқади:

$$\left. \begin{aligned} P_{\tau} &\geq \frac{T}{2fd}, \\ P_{\tau} &\geq \frac{S}{4f}. \end{aligned} \right\} \quad (73)$$

Болт топилган P_{τ} куч билан сириб тортилган деб ҳисобланади (болт стерженини ҳисоблашдаги 2-ҳолга қаранг).

Агар вал ўрнатиладиган тешик валнинг сиртига аниқ мослаб ишланган бўлса (49-шакл), болтни сириб тортиш натижасида ҳосил бўладиган босим унинг сиртига бир текисда тақсимланади деб қабул қилинади. Бу ҳолда бирикманинг мустаҳкамлик шarti қуйидагича ифодаланади:

$$qf \pi db \frac{d}{2} \geq T.$$

$$qf \pi db \geq S$$

Агар $q \approx 2P_{\tau}/db$ эканлигини эътиборга олиб, келтирилган ифодани соддалаштирсак, қуйидаги муносабат келиб чиқади:

$$\left. \begin{aligned} \pi P_{\tau}fd &\geq T; \\ \pi 2P_{\tau}f &\geq S. \end{aligned} \right\} \quad (74)$$

Бу муносабатдан P_T ни топиш мумкин:

$$\left. \begin{aligned} P_T &\geq \frac{T}{\pi f d}; \\ P_T &\geq \frac{S}{2\pi f}. \end{aligned} \right\} \quad (75)$$

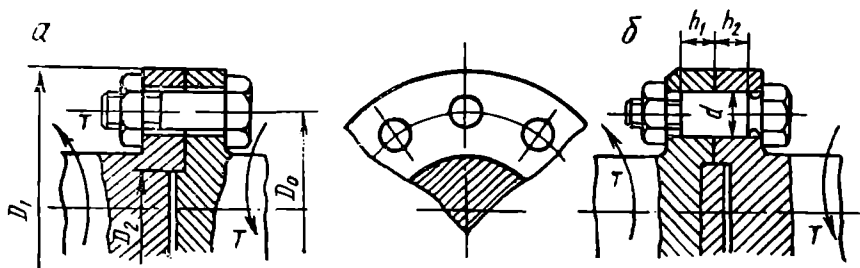
Шундай қилиб, клеммали бирикмаларнинг болтларини ҳисоблаш учун аввало, унинг ишлаш шароитидан фойдаланиб, болтларни сириб тортиш учун зарур бўлган таранглик кучи P_T топилади. Сўнгра уларнинг мустаҳкамлиги 2 ҳолда келтирилган усул билан ҳисобланади, яъни:

$$\sigma_{\text{эқв}} = \frac{1,3P_T}{\pi d_x^2/4} \leq [\sigma]. \quad (76)$$

17- §. Бир неча болтли бирикмаларни ҳисоблаш

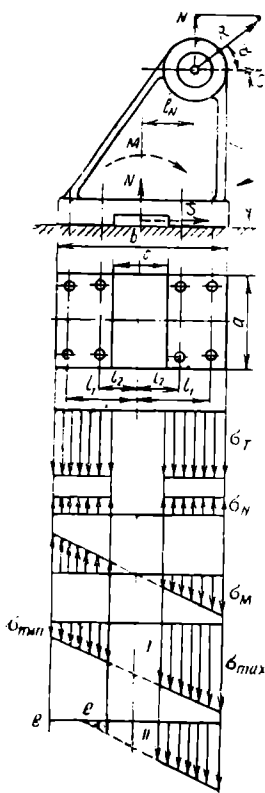
Бир неча болтли бирикмаларни ҳисоблаш учун аввал ҳар бир болтга тушадиган нагрзука аниқланади, сўнгра уларнинг қайси бирига кўпроқ нагрзука тушса, шу болтнинг мустаҳкамлиги ҳисобланади. Агар бирикмадаги ҳамма болтларга тушадиган нагрзука бир хилда бўлса, ҳисоблаш жуда соддалашади. Бундай ҳолларда умумий нагрзука болтлар сонига бўлиниб, ҳар бир болтга тўғри келадиган нагрзука топилади. Шундан кейин бирикмадаги болтларнинг ишлаши юқорида кўриб ўтилган ҳолларнинг қайси бирига тўғри келса, ўша ҳол учун келтирилган формулалардан фойдаланиб, болтларнинг мустаҳкамлиги ҳисоблаб топилади. Масалан, бир неча болт билан бириктирилган муфтани олайлик (50-шакл). Муфтага таъсир этаётган буровчи момент T бўлсин. Маълумки, бундай ҳолларда болтлар ўрнатилган айлана бўйича йўналган куч $P_0 = \frac{2T}{D_0}$ бўлади. Ҳар бир болтга таъсир этаётган кучнинг қиймати эса қуйидагича топилади:

$$P = \frac{2T}{2D_0},$$



50- шакл. Фланецли муфталарда болтларнинг ўрнатилиши:

а- вазор билан; б — тигизлик билан.



51- шакл.

бу ерда z — бирикмадаги болтлар сони; D_0 — болтларнинг марказидан ўтган айлананинг диаметри. Бундан кейинги ҳисоблаш болтнинг қай тарзда ўрнатилганлигига боғлиқ (болт стер-женини ҳисоблашнинг 4-ҳоли).

Агар бирикмага таъсир этувчи нағрузка ихтиёрий нуқтада бўлиб, болтларга нотекис нағрузка таъсир этса, бундай ҳолларда ҳар бир болтга тушадиган нағрузкани топиш маълуммалака бўлишини талаб қилади. Мисол тариқасида, тажрибада тез-тез учраб турадиган бир ҳолни кўриб чиқамиз. Бир нечта болтли бирикмага деталларни туташган жойидан ажратишга интилувчи момент ва куч таъсир этади (51- шакл). Бундай бирикмаларни ҳисоблаш учун аввало R куч ташкил этувчи S ва N кучларга ажратилади. Бу кучлар таъсир этувчи нуқта деталлар туташган жойнинг марказига кўчирилади. Назарий механика курсидан маълумки, бундай ҳолларда шу нуқтада, S ва N кучлардан ташқари, момент ҳам ҳосил бўлади. Унинг қиймати қуйидагича ифодаланади:

$$M = S \cdot l_S - N \cdot l_N. \quad (77)$$

N билан M деталларни туташган жойидан ажратишга интилса, S куч уларни бир-бирига нисбатан силжитишга интилади. Деталларнинг туташ жойидан ажратиш ва силжитиш ҳодисасини бартараф қилиш учун болтлар P_T куч билан сириб қўйилади. Бирикма туташ жойнинг ажралиб кетмаслигини таъминлаш шarti бўйича ҳисобланади: Бирикмага R куч таъсир этишидан олдин болтлар P_T куч билан сириб тортилганлиги учун деталларнинг туташган жойида эзувчи кучланиш ҳосил бўлади:

$$\sigma_T = \frac{P_T z}{F_{Tж}}, \quad (78)$$

бу ерда z — болтлар сони; $F_{Tж}$ — деталнинг туташ жойидаги юзи (болтлар учун очилган тешикларнинг юзини эътиборга олмаса ҳам бўлади).

Кучланиш туташ жой юзасида тахминан бир текисда тақсимланади деб қабул қиламиз. N куч болтни чўзишга интилади ва туташ жойидаги эзувчи кучланиш σ_N нинг таъсирини қуйидаги миқдор қадар камайтиради:

$$\sigma_N = \frac{N}{F_{Tж}} (1 - \chi) \approx \frac{N}{F_{Tж}}. \quad (79)$$

Юқорида келтирилган ва шунга ўхшаш конструкцияда χ нинг қиймати жуда кичик бўлиб, кўпинча эътиборга олинмайди. Энди туташ жойда таъсир этувчи моментдан ҳосил бўлувчи кучланишга келсак, у туташ жой юзасининг қайси ўқ атрофида айланишига боғлиқ. Агар болтларнинг ҳаммаси етарли даражада сириб тортилган бўлса, туташ жойнинг айланиш ўқи унинг марказидан ўтади деб ҳисоблаш мумкин. Болтлар қанчалик бўш тортилган бўлса, айланиш ўқи марказдан ўнг томонга шунчалик силжиган бўлади. Агар болтлар жуда бўш тортилиб, момент таъсирида туташ жой бир оз очилгундай бўлса, туташ жой конструкциянинг ўнг қирраси атрофида (51- шаклга қаранг) айланади.

Шундай қилиб, болтлар жуда яхши сириб тортилган бўлгани учун айланиш ўқи туташ жойнинг ўртасидан (симметрия ўқидан) ўтади деб қабул қиламиз.

Демак,

$$\sigma_M \approx \frac{M}{W_{\text{тж}}} \quad (80)$$

бўлади; бу ерда $W_{\text{тж}}$ — туташ жой юзи учун аниқланган қаршилик моменти. Туташ жойга таъсир этаётган кучланишларнинг ҳаммасини эътиборга олиб, қуйидагиларни ёзиш мумкин: туташ жойдаги кучланишнинг энг катта қиймати (абсолют қиймати жиҳатидан)

$$|\sigma_{\max}| = -\sigma_{\tau} \pm \sigma_N - \sigma_M, \quad (81a)$$

туташ жойдаги кучланишнинг энг кичик қиймати:

$$|\sigma_{\min}| = -\sigma_{\tau} \pm \sigma_N + \sigma_M. \quad (81b)$$

Туташ жой очилиб кетмаслигининг асосий шarti $\sigma_{\min} > 0$ бўлиши керак, чунки туташ жойнинг қайси нуқтаси учун $\sigma_{\min} = 0$ бўлса, шу жой бир-бирига тегиб турмайди. Шундай экан келтирилган муносабатдан

$$-\sigma_{\tau} \pm \sigma_N + \sigma_M > 0$$

ёки

$$\sigma_{\tau} \geq \pm \sigma_N + \sigma_M$$

келиб чиқади. Демак,

$$\sigma_{\tau} = K(\pm \sigma_N + \sigma_M) \quad (82)$$

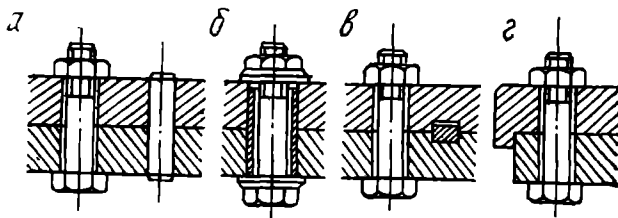
бўлади; бу ерда $K = 1, 3 \dots 2$ — туташ жойнинг очилиб кетмаслигини таъминловчи эҳтиёт коэффициенти.

(82) шартдан σ_{τ} аниқланиб, (78) асосида P_{τ} топилади. Шундан сўнг топилган P_{τ} нинг туташ юза бўйича S куч таъсиридан деталларнинг ўзаро силжишига йўл қўймаслигини текшириб кўриш керак. Бунинг учун қуйидаги муносабатдан фойдаланилади:

$$(P_{\tau} z \pm N) f \geq K' S. \quad (83)$$

Агар бу шарт бажарилмаса, P_{τ} нинг керакли қиймати қуйидаги муносабатдан келтириб чиқарилади:

$$P_{\tau} = \frac{K' S \pm N f}{z f}, \quad (83a)$$



52- шакл. Болт билан бириктирилган деталларнинг бир-бирига нисбатан силжimasлигини таъминловчи махсус қурилмалар.

келтирилган тенгликларда z — болтлар сони; f — деталларнинг туташ жойидаги ишқаланиш коэффициентини; $K' \approx 1,3 \dots 2$ — эҳтиёт коэффициентини.

Деталларнинг бир-бирига нисбатан силжиб кетмаслигини таъминлаш учун (83) формула ёрдамида ҳисоблаб ўтирмай, болтларни зазорсиз ўрнатиб қўйса ҳам бўлверади. Аммо бундай ҳолларда деталлардаги тешиклар етарли даражада аниқлик билан тайёрланиши керак.

Агар S нинг қиймати сезиларли даражада катта бўлса, болтлар зазор билан ўрнатишнинг қолдирилиб, деталларнинг бир-бирига нисбатан силжишини бартараф қилиш учун махсус қурилмалардан фойдаланиш мумкин (52- шакл).

Болтларнинг мустаҳкамлигини ҳисоблашда юқорида келтирилган (82) ва (83 а) муносабатлардан топилган P_T нинг катта қиймати эътиборга олинади. Ташқаридан таъсир этувчи M кучнинг ҳар бир болтга тушадиган қисми

$$P_N = \frac{N}{z} \quad (84)$$

бўлади. Таъсир этувчи моментдан ҳар бир болтга тушадиган куч эса қуйидаги муносабатдан аниқланади:

$$M = i(P_1 \cdot 2l_1 + P_2 \cdot 2l_2 + \dots + P_n \cdot 2l_n), \quad (85)$$

бу ерда i — ҳар бир кўндаланг қаторда жойлашган болтлар сони; n — айланиш ўқидан бир томонда жойлашган қаторлар сони (51- шакл да $i = 2$; $n = 2$).

Маълумки бундай ҳолларда кучларнинг ўзаро нисбати улардан айланиш ўқиғача бўлган масофаларга пропорционалдир:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{l_1}{l_2}; \quad \frac{P_1}{P_3} = \frac{l_1}{l_3},$$

бу ерда P_1 — момент таъсирида четки қатордаги болтларда ҳосил бўладиган куч.

Момент таъсирида болтларга тушадиган кучларнинг энг каттаси P_1 бўлгани учун уни P_M билан белгилаб,

$$P_2 = P_M \frac{l_2}{l_1}; P_3 = P_M \frac{l_3}{l_1}$$

эканлиги назарда тутилса,

$$P_M = \frac{Ml_1}{i(2l_1^2 + 2l_2^2 + \dots + 2l_n^2)} \quad (86)$$

бўлади. Демак, ташқаридан битта болтга тушаётган куч $P = P_M \pm P_N$ бўлади (келтирилган формулаларда (+) белгиси чўзилишни, (-) белгиси эса сиқилишни англатади).

Шундай қилиб, болт стерженига таъсир этаётган таранглик P_1 кучи ва ташқи P куч топилди.

P_T ва P маълум бўлган ҳолларда, болт стерженининг мустаҳкамлиги (60) ва (61) формулалар ёрдамида ҳисоблаб топилади.

Агар кўриб чиқилган конструкцияда асос материалнинг (бетон, тахта ва бошқаларнинг) мустаҳкамлиги пўлатникига қараганда кичик бўлса, уни эзилишига текшириб кўриш лозим:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma_{\text{эз}}]; \quad (87)$$

σ_{\max} нинг қиймати (81 а) ифодадан топилади. $[\sigma_{\text{эз}}]$ нинг қиймати эса 10-жадвалдан олинади. Агар (87) шарт қаноатлантирилмаса туташ жойнинг ўлчамлари ўзгартирилади.

18-§. Резьбали деталлар учун ишлатиладиган материаллар ва улар учун ружсат этилган кучланишлар

Резьбали деталлар учун энг кўп ишлатиладиган материал ҳар хил пўлатлардир. Уларнинг ҳисоблаш учун зарур бўлган физика-механикавий хоссалари ҳақидаги маълумотларни 9 ва 10-жадваллардан олиш мумкин.

9- ж а д в а л

Резьбали деталлар учун ишлатиладиган пўлатлар

Пўлатнинг маркаси	Мустаҳкамлик чегараси σ_{θ} , МПа	Оқувчанлик чегараси $\sigma_{\text{оқ}}$, МПа	Чиндамлик чегараси σ_{-1} , МПа
10	340	210	160
Ст. 3	380	220	180
A12	420	240	180
35	540	310	290
45	610	360	290
35 X	930	750	420
30 XГСА	1100	850	440

Резьбали бирикмаларни ҳисоблашда рухсат этилган кучланиш ва эҳтиёт коэффициенти $[n]$ нинг тасвия этиладиган қиймати

Нагруканинг тури	Формуланинг номери	Тасвия этиладиган қиймати
1- ҳол	(52)	$[\sigma] = 0,6\sigma_{ок}$
2 ва 3- ҳоллар	(54) (60)	<p>Кучланиш ўзгармас бўлиб, болт таранглиги назорат қилиб турилмаса: $[\sigma] = (0,2 \quad 0,5) \sigma_{ок}$</p> <p>Болт таранглиги назорат қилиб турилганда: $[\sigma] = (0,6 \quad 0,8) \sigma_{ок}$</p> <p>Нагрукка ўзгарувчан бўлиб, болт таранглиги назорат қилинмаса: $[n] \geq 2,5 \quad 4.$</p> <p>Болт таранглиги назорат қилиб турилганда: $[n] = 1,5 \quad 2,5$</p>
4- ҳол Болтлар зазор билан ўрнатилганда	(64)	<p>Болт таранглиги назорат қилиб турилмаганда: $[\sigma] = (0,2 \quad 0,5) \sigma_{ок}$</p> <p>Таранглик назорат қилиб турилса: $[\sigma] = (0,6 \quad 0,8) \sigma_{ок}$</p>
Болтлар зазорсиз ўрнатилганда	(65)	<p>$[\tau] = 0,4 \sigma_{сж}$ (ўзгармас)</p> <p>$[\tau] = (0,2 \quad 0,3) \sigma_{сж}$ (ўзгарувчан)</p>
Деталларнинг туташ жойи	(66) (67) (87)	<p>$[\sigma_{эз}] = 0,8 \sigma_{ок}$ — пўлат</p> <p>$[\sigma_{эз}] = 0,4 \sigma_{в}$ — чўян</p> <p>$[\sigma_{эз}] = (1 \quad 2) \text{ МПа}$ — бетон</p> <p>$[\sigma_{эз}] = (2 \quad 4) \text{ МПа}$ — ёғоч.</p>

Таранглиги назорат қилинмайдиган ҳолларда болтларни ҳисоблашда фойдаланиладиган мустақамлик запаси коэффициентининг қиймати

Пўлатнинг тури	Ўзгармас нагрукка				Ўзгарувчан нагрукка			
	М6...М16		М16...М30		М6...М16		М16...М30	
Углеродли Легирланган	5 6,5	4 5	4 5	2,5 3,3	12 10	8,5 6,5	8,5 6,5	

**Ст. 3 маркали пўлатдан ясалган болтларни сириб тортиш кучининг
рухсат этилган қиймати**

Резьбанинг типи	ГОСТ 9150— 59 бўйича, d_1 , мм	Болт стер- женининг юзи $лd_1^2/4$, см ²	Рухсат этилган [P_T] куч, Н	
			сириб тортиш назо- рат қилинмайди	сириб тортиш назорат қилиб турилади
M6	4,918	0,19	850	3750
M8	6,647	0,34	1500	6600
M10	8,376	0,53	2500	10500
M12	10,106	0,78	3800	14700
M14	11,835	1,06	5200	21000
M16	13,835	1,45	7700	28000
M18	15,294	1,76	10500	34000
M20	17,294	2,33	14750	45000

Изоҳ: жадвалда [P_T] учун келтирилган қийматларни МКГСС системасида (кгк) ифодалаш учун уларни 10 марта камайтириш керак.

Айрим ҳолларда резьбали деталлар тайёрлаш учун латунь, бронза каби рангли қотишмалардан ва турли пластмассалардан ҳам фойдаланилади.

19- §. Пластмассалардан тайёрланган резьбали деталларни ҳисоблашнинг ўзига хос хусусиятлари

Ҳозирги вақтда пластмассалардан тайёрланган резьбали деталларнинг сони кундан-кунга ортиб бормоқда. Аммо пластмассаларнинг мустаҳкамлиги пўлатникига қараганда бирмунча кичик бўлганлиги учун улар, асосан, кичик нагрузкалар таъсир этувчи бирикмаларда ишлатилади. Сўнгги йилларда пластмассалардан пўлат болтларга бураладиган гайкалар сифатида кўпроқ фойдаланилмоқда.

Пластмассада ясалган деталь резьбасининг профили металлдан ясалган деталь резьбасиники каби бўлади. Пластмассада ясалган деталь резьбаси яхши ишлаши учун болтдаги резьбанинг учи ҳамда гайкадаги резьбанинг ботиқ жойи резьба қадамнинг 5,5 процентига яқин радиус билан юмалоқлиниши тавсия этилади. Текширишлар натижасида қуйидагилар аниқланди:

1. Ташқаридан таъсир этаётган нагрузка пластмасса резьбаси ўрамлари орасида пўлат резьбалардагига қараганда бирмунча текис тақсимланади, чунки пластмассаларнинг эластиклиги анча юқори бўлади. Шунинг учун, рухсат этилган кучлианининг унчалик катта бўлмаслигига қарамай, резьбаларнинг кесилишидаги мустаҳкамлиги анча яхши.

2. Гайка деворининг мустаҳкамлиги ундаги ўрамларнинг кесилишига бўлган мустаҳкамлигидан ҳамда болт стерженининг мустаҳкамлигидан сезиларли даражада кичик. Шунинг учун гайканинг мустаҳкамлигига алоҳида эътибор бериш лозим. Резьбаларнинг кесилишига бўлган мустаҳкамлигини (50) формула ёрдамида ҳисоблаш мум-

кин. Бунинг учун формуладаги K нинг қийматини 0,4—0,5 қилиб олиш тавсия этилади.

Металл болтга ишлатиладиган пластмасса гайканинг мустаҳкамлиги қуйидаги формулалар ёрдамида ҳисобланади:

$$\sigma_c = P_c \frac{\omega^2 + 1}{\omega^2 - 1}, \quad P_c = \frac{P \operatorname{tg} \left(\frac{\alpha}{2} - \rho \right)}{K \pi d_0 S} \quad (88)$$

$$\sigma_p = \frac{4(P - P_1)}{\pi(D - d_0^2)}; \quad \omega = \frac{D}{d_0}, \quad (89)$$

бу ерда σ_c — гайкани ёрилишга олиб келадиган кучланиш; P_c — гайкага ички тарафдан горизонтал йўналишда таъсир этадиган, гайкани сириб тортиш натижасида ҳосил бўладиган куч; σ_p — ўқ бўйлаб йўналган сиқувчи кучланиш; P — ўқ бўйлаб йўналган ташқи куч; P_1 — биринчи ўрамга тушадиган куч (реактопластлардан ясалган гайкалар учун $P_1 = 0,32P$; термопластлардан ясалган гайкалар учун $P_1 = 0,44P$); D — гайканинг сиртқи диаметри; α — метрик резьба профилининг бурчаги (60°); ρ — ишқаланиш бурчаги; d_0 — гайканинг ички диаметри. K коэффициентнинг қийматлари 13-жадвалда келтирилади.

13-жадвал

Гайка ўрамларининг сони z	K нинг қиймати	
	реактопластлар учун	термопластлар учун
1—4	z	$z + 4$
5—6	$z + 1$	$z + 2$
7—8	$z + 0,5$	$z + 1$
9—10	z	$z + 0,5$
11—12	$z - 1$	z
13	12	12

Пластмассалардан резьбали деталлар тайёрлашда қуйидагиларни назарда тутиш тавсия этилади:

1. M18 гача бўлган резьбалар учун $\frac{D}{d_0} = 2,25 \dots 2, 5$; M20 дан M42 гача бўлганлари учун эса 2,0 \dots 2,25 қилиб олингани яхши.

2. Гайкалардаги ўрамлар сони z ни қуйидагича танлаган маъқул:

$$\frac{D}{d_0} = 1,5 \text{ бўлганда } z = 8 \quad 10;$$

$$\frac{D}{d_0} = 1,5 \quad .2 \text{ бўлганда } z = 10 \quad 12;$$

$$\frac{D}{d_0} = 2,0 \quad 2,5 \text{ бўлганда } z = 12 \quad .13;$$

Резьба қадамнинг оптимал қиймати 1,5 ... 3 мм оралиғида бўлади.

Резьба диаметрининг резьба қадамига нисбати металдан ясалган деталларникидан фарқ қилади. Бу нисбат 14-жадвалда тавсия қилинган маълумотлардан олингани маъқул.

Резьбанинг диаметри, мм	Резьбанинг қадами, мм		
	жуда йирик	йирик	майда
3 дан 10 гача	1,25; 1; 0,8	0,7; 0,5	0,5
10 20	1,5	2; 1,5; 1,25	1,25; 1,0; 0,75; 0,5
20 30	—	3; 2,5	2; 1,5; 1
30 ... 50	—	5; 4,5; 4	2; 1,5; 1
50 70	—	6; 5,5; 5	3; 2; 1,5
70 180	—	—	6; 4; 3; 2

1 мм дан кичик қадамни термопластлардан ясалган деталлар учунгина ишлатиш мумкин. Реактопластлар учун бундай қадам тавсия этилмайди.

20- §. Масалалар

3-масала. 150 кН юк кўтариш учун мўлжалланган илгак (39-расм) резьбали қисмининг диаметри аниқлансин. Материал Ст.3. $[\sigma] = 132$ МПа.

Е ч и ш: гайка буралиб қўйилади-ю, аммо сириб тортилмайди, шунинг учун ҳисоблашда (52) формуладан фойдаланилади:

$$d_x = \sqrt{\frac{4P}{\pi[\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 150 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 132}} \approx 38^* \text{ мм.}$$

ГОСТ 9150—59 га кўра, ички диаметри 40,129 мм ва қадами $S = 4,5$ мм бўлган йирик қадамли М45 резьбани қабул қиламиз. Демак, $d_x = 45 - 0,94 \cdot 4,5 = 40,77 > 38$ мм.

4-масала. Фланецли муфтанинг (50-шакл) болтлари ҳисоблансин. Муфта воситасида узатиладиган қувват $N = 40$ кВт, айланиш частотаси $n = 100$ мин⁻¹, болтлар ўрнатилган айлананинг диаметри $D_0 = 0,24$ м, болтларнинг сони $z = 6$. Болтлар 2 вариантда: болтлар завор билан ўрнатилган ҳол учун ва болтлар тиғизлик билан ўрнатилган ҳол учун ҳисоблансин. Ярим муфталар орасидаги ишқаланиш коэффициентини $f = 0,24$. Болтларнинг материали Ст. 3 маркали пўлат. Эҳтиёт коэффициентини $K = 1,3$.

Е ч и ш: муфта воситасида узатиладиган буровчи моментни аниқлаймиз:

$$T = 9550 \frac{N}{n} = 9550 \frac{40}{100} = 3820 \text{ Н·м.}$$

Болтларга тушадиган кучни топамиз:

$$P_0 = \frac{2T}{D_0} = \frac{2 \cdot 3820}{0,24} = 31830 \text{ Н.}$$

бўлади.

Демак, ҳар бир болтга тушадиган куч

$$P = \frac{31830}{6} = 5305 \text{ Н}$$

* Бу ерда МПа = $\frac{MN}{м^2} = \frac{Н}{мм^2}$ эканлиги эътиборга олинган.

1. Болтлар зазор билан ўрнатилган ҳол. 9 ва 10- жадвалларга биноан,

$$[\sigma] = 0,6 \sigma_{ок} = 0,6 \cdot 220 = 132 \text{ МПа}$$

бўлади. Болтларнинг диаметри (63) ва (64) формулалар ёрдамида топилади:

$$d_x = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 1,3 \cdot 4P}{\pi f [\sigma]}} = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 1,3 \cdot 4 \cdot 5305}{3,14 \cdot 0,2 \cdot 1,32}} \approx 23,6 \text{ мм.}$$

ГОСТ 9150—59 га кўра ички диаметри 23,753 мм бўлган М27 резьбали болтни танлаймиз: бу резьба учун $d_N = 27 - 0,94 \cdot 3 = 24,8$ мм.

2. Болтлар тиғизлик билан ўрнатиладиган ҳол. Болтларнинг сиртқи диаметри кесувчи кучланиш асосида аниқланади. 9 ва 10- жадвалларга биноан, берилган материал учун $[\tau] = 0,4 \sigma_{ок} = 0,4 \cdot 220 = 88$ МПа бўлади. (65) формула ёрдамида қуйидагини ҳисоблаб топамиз:

$$d = \sqrt{\frac{4P}{\pi [\tau]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5305}{3,14 \cdot 88}} \approx 8,7 \text{ мм}$$

ГОСТ 9150—59 дан М10 резьбали болтларни танлаймиз.

5-масала. Бетон фундаментга ўрнатилган кронштейнни (51-шакл) бириктирувчи болтлар ҳисоблансин. Қуйидагилар берилган:

$R = 10000 \text{ Н}$, $\alpha = 30^\circ$, $l_s = 400 \text{ мм}$, $l_n = 100 \text{ мм}$, $b = 490 \text{ мм}$, $a = 130 \text{ мм}$, $c = b/2 = 245 \text{ мм}$, $l_1 = 210 \text{ мм}$, $l_2 = 140 \text{ мм}$, болтларнинг материали Ст. 3 маркали пўлат, бетон учун рухсат этилган кучланиш $[\sigma_{сз}] = 1,8 \text{ МПа}$; нагрузка ўзгармас цикл билан таъсир этади, сириб тортиш назорат қилинмайди.

Ечиш: 1. Нагрузканинг ташкил этувчиларини топамиз:

$$S = R \cos 30^\circ = 8660 \text{ Н}; N = R \sin 30^\circ = 5000 \text{ Н.}$$

(77) формуладан

$$M = S l_s - N l_n = 8660 \cdot 0,4 - 5000 \cdot 0,1 = 2960 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

бўлади.

2. Туташ жойнинг очилиб кетмаслигини таъминлаш шартига кўра, сириб тортиш учун зарур бўлган кучни аниқлаймиз. (79) формуладан

$$\sigma_N = \frac{N}{F_{тж}} = \frac{5000}{0,5 \cdot 0,49 \cdot 0,13} = 158000 \text{ Па} \approx 0,16 \text{ МПа}$$

бўлади, (80) формуладан эса

$$\sigma_M = \frac{M}{W_{тж}} = \frac{2960}{(7/48) \cdot ab^2} = \frac{2960}{(7/48) \cdot 0,13 \cdot 0,49^2} = 650 \text{ 000 Па} = 0,65 \text{ МПа}$$

келиб чиқади, бу ерда

$$W_{тж} = \frac{J_1 - J_2}{b/2} = \frac{1}{12} \left[ab^3 - a \left(\frac{1}{2} b \right)^3 \right] \cdot 2 = \frac{7}{48} ab^3.$$

(82) формуладаги $K = 1,5$ деб олсак,

$$\sigma_{\tau} = 1,5(\sigma_N + \sigma_M) = 1,5 \cdot (0,16 + 0,65) \approx 1,2 \text{ МПа}$$

бўлади. Сириб тортиш учун зарур куч (78) формуладан топилади:

$$P_{\tau} = \frac{\sigma_{\tau} F_{\tau ж}}{z} = \frac{1,2 \cdot 0,0318}{8} = 0,00477 \text{ МН} = 4770 \text{ Н.}$$

3. Бетон фундаментнинг мустаҳкамлигини текшириб кўрамиз:

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= -\sigma_{\tau} + \sigma_N - \sigma_M = -1,2 + 0,16 - 0,65 = -1,69 \leq \\ &\leq [\sigma_{\text{сз}}] = 1,8 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

4. P_{τ} нинг деталларнинг бир-бирига нисбатан силжишига йўл қўймаслигини текшириб кўрамиз. Бунинг учун (83) формуладаги $f = 0,35$ ва $K = 1,3$ деб қабул қиламиз. У ҳолда: $0,35 \cdot (4770 \cdot 8 - 5000) = 11260 \text{ Н} > 1,3 \cdot 8660 = 11258 \text{ Н}$. Демак, P_{τ} нинг аниқланган қиймати қаноатланарлидир.

5. Нагрузканинг ҳисобий қийматини аниқлаймиз.

(84) формуладан:

$$P_N = \frac{5000}{8} \approx 620 \text{ Н;}$$

(86) формуладан:

$$P_M = \frac{2964 \cdot 0,21}{2(2 \cdot 0,21^2 + 2 \cdot 0,14^2)} = 2440 \text{ Н;}$$

битта болтга тушаётган умумий нагрузка

$$P = P_N + P_M = 620 + 2440 = 3060 \text{ Н;}$$

(60 а) формулага кўра,

$$P_x = 4770 + 0,25 \cdot 3060 \approx 5540 \text{ Н}$$

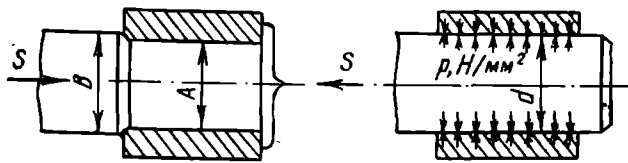
бўлади.

12-жадвалдан фойдаланиб, резъбанинг типини аниқлаймиз. P_x нинг аниқланган қиймати учун М16 резъба тўғри келади.

В о б ДЕТАЛЛАРНИ ТИҒИЗЛИК ҲИССЕИГА БИРИКТИРИШ

21- §. Умумий маълумот

Сиртлари цилиндрик бўлган икки детални тиғизлик — ўзаро *манфий завор* ҳисобига етарли даражада маҳкам бириктириш мумкин. Бу усулдан, кўпинча, думалаш подшипникларини валга ўрнатишда ва шунга ўхшаш бошқа ҳолларда фойдаланилади. Бунинг учун валнинг диаметри подшипникда (ёки бошқа деталда) вал учун мўлжалланган тешик диаметридан δ қадар каттароқ қилиб тайёрланади. Масалан, вал диаметри B ва тешик диаметри A бўлса (53-шакл), у ҳолда $B > A$ ёки $B - A = \delta$ бўлиши керак. Ана шундай қилиб тайёрланган деталларнинг бири иккинчисига бирор усулда ўрнатишда, улар



53- шакл. Деталларни тифизлик ҳисобига бириктириш.

орасидаги δ тифизлик ҳисобига деталлар ўзаро маҳкам бирикади. Табиийки, бундай ҳолларда бирикма ҳосил қилиш учун вални мўлжалланган жойга ўрнатиш осон бўлмайди. Бунинг учун қуйидаги усулларнинг бирдан: *пресслаб ўрнатиш, тешикли детални қиздириш ёки вални созитиш* усулидан фойдаланилади.

Пресслаб ўрнатишда валга унинг ўқи бўйлаб йўналган бирор P куч таъсир эттирилади. Бу куч таъсирида валнинг ҳам, тешикнинг ҳам уриниш сирти деформацияланади ва у ерда босим кучи пайдо бўлади. Пайдо бўлган босим кучи уриниш сиртларида етарли даражада катта ишқаланиш кучини ҳосил қилади. Уриниш сиртларида ишқаланиш кучининг мавжудлиги деталларни бир-бирига нисбатан қўзғалмас қилиб туради ва, шунинг учун бу деталларга ўқ бўйлаб йўналган маълум миқдордаги нагрузка қўйиш ва буровчи момент таъсир эттириш мумкин бўлади.

Пресслаб ўрнатишнинг асосий камчилиги шундаки, вални ўрнатиш жараёнида деталлар сиртидаги нэтекисликларнинг сидирилиши натижасида уларнинг мустаҳкамлиги камаяди. Бунинг олдини олиш мақсадида тешикли детални қиздириш усулидан фойдаланилади. Маълумки, қиздириш натижасида тешикнинг диаметри катталашади. натижада уни валга ўрнатиш осонлашади. Тешикли деталь совигач вални маҳкам сиқиб қолади ва деталлар ўзаро қўзғалмас тарзда бирикади. Бу усулнинг камчилиги шуки, $200^\circ - 400^\circ \text{C}$ гача қиздириш натижасида металнинг структураси ўзгариб, деталлар тоб ташлаши мумкин. Шунинг учун, вални совитиш усулидан фойдаланиш тавсия этилади. Қиздириш ёки совитиш усулидан фойдаланишда деталларнинг осон бириктирилишини таъминловчи температура қуйидаги формула ёрдамида ҳисоблаб топилади:】

$$t = \frac{\delta_{\max} + \delta_0}{\alpha d} \cdot 10^3 + t_1, \quad (90)$$

бу ерда d — ўрнатилиш диаметрининг номинал қиймати, мм; δ_{\max} — ўрнатиш учун белгиланган энг катта тифизлик, мкм; δ_0 — деталларни осон ўрнатиш учун етарли бўлган энг кичик зазор мкм (ГОСТ да ўрнатиш учун D билан белгиланган тур ўлчамларидан фойдаланиш тавсия қилинади); α — иссиқликдан кенгайиш коэффициенти (пўлат ва чўян учун $\alpha = 10 \cdot 10^{-6}$); t_1 — деталлар йиғилаётган цехнинг температураси.

22- §. Прессланган бирикмаларни ҳисоблаш

Бирикма юқорида баён этилган усулларнинг қай бири ёрдамида ҳосил қилинганлигидан қатъи назар, тиғизлик ҳисобига ҳосил қилинган бирикмалар, кўпинча, прессланган бирикмалар деб аталади.

Прессланган бирикмани ҳисоблашда лойиҳачининг асосий вазифаси, берилган куч ва моментларга асосланиб, тиғизликнинг талаб этилган қийматини аниқлаш ҳамда ГОСТ дан унга мос келадиган қийматни танлашдан иборат.

Одатда, прессланган бирикмага буровчи момент ҳамда вал ўқи бўйлаб йўналган куч таъсир қилиши мумкин. Ўқ бўйлаб йўналган куч S таъсирдан деталларнинг бир-бирига нисбатан қўзғалмаслигини таъминлаш учун уларнинг уриниш сиртидаги ишқаланиш f кучи таъсир этувчи ташқи кучга тенг ёки ундан катта бўлиши керак:

$$\sqrt{F_t^2 + S^2} \leq f p \pi d l,$$

бу ерда p — уриниш сиртидаги солиштирма босим (54-шакл); $F_t = 2T/d$ — айлана куч.

Бирикмага буровчи момент таъсир этаётган бўлса, унинг мустақамлик шарғи қуйидагича ифодаланади:

$$T \leq \frac{p \pi d^2 l f}{2}. \quad (92)$$

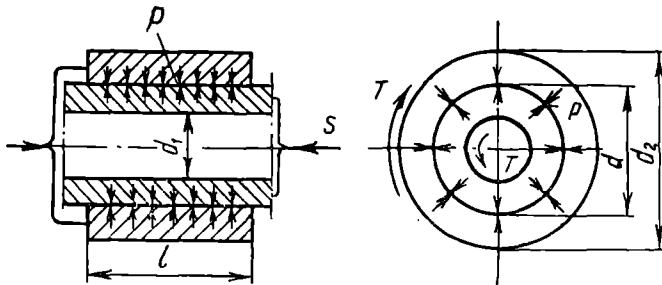
Материаллар қаршилиги курсидан маълумки,

$$p = \frac{\delta_x}{d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \cdot 10^3} \text{ Н/мм}^2 \quad (93)$$

бўлади, бу ерда δ_x — ҳисобий тиғизлик, мкм; C_1 ва C_2 — қуйидагича аниқланадиган коэффициентлар:

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} + \nu_1; \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \nu_2.$$

E_1 , E_2 , ν_1 ва ν_2 — қамралувчи ва қамровчи деталлар учун ишлатилган материалларнинг эластиклик модуллари ва Пуассон коэффициент-



54- шакл. Тиғизлик ҳисобига ҳосил қилинган бирикмани ҳисоблашга доир схема.

лари. Бу катталиқлар: пўлат учун $E \approx (21 \dots 22) \cdot 10^4$ МПа ва $\nu = 0,3$; чўян учун $E \approx (12 \dots 14) \cdot 10^4$ МПа ва $\nu = 0,25$; бронза учун $E \approx (10 \dots 11) \cdot 10^4$ МПа ва $\nu = 0,33$.

Ҳисобий тиғизлик ўлчанган тиғизликдан, яъни қамровчи ва қамралувчи деталлар диаметрининг айирмасидан кичик бўлади, чунки тиғизлик деталлар сиртидаги ғадир-будурликлар учидан ўлчанади. Прессланаётганда бу нотекисликларнинг бир қисми эзилиб, деталлар сирти силлиқланади. Ўлчамлари берилган деталлар учун ҳисобий тиғизлик ГОСТ жадвалларида келтирилган тиғизликнинг энг кичик қийматиға нотекисликларнинг силлиқланишини ҳисобға олувчи тузатма киритиш йўли билан аниқланади:

$$\left. \begin{aligned} \delta_x &= \delta_{ж} - u; \\ u &= 1,2(h_1 + h_2), \end{aligned} \right\} \quad (94)$$

бу ерда $\delta_{ж}$ — жадвалда келтирилган тиғизликнинг энг кичик қиймати; u — тузатма; h_1 ва h_2 — қамралувчи ва қамровчи деталлар сиртларидаги нотекисликларнинг баландлиги.

Нотекисликларнинг баландлиги, деталь сиртининг тозалик даражасига қараб, тегишли жадваллардан олинади.

Одатда, деталларнинг мустаҳкамлиги қамровчи деталдаги айланма (σ) ва радиал (σ_r) кучланишларнинг эквивалент қийматиға қараб баҳоланади:

$$\begin{aligned} \sigma_r &= p; & \sigma &= p \frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2}; \\ \sigma_{\text{экв}} &= \sigma - \sigma_r = \frac{2p}{1 - (d/d_2)^2} \leq \sigma_{\text{ок}} \end{aligned} \quad (95)$$

бу ерда $\sigma_{\text{ок}}$ — деталь материалнинг сқувчанлик чегараси.

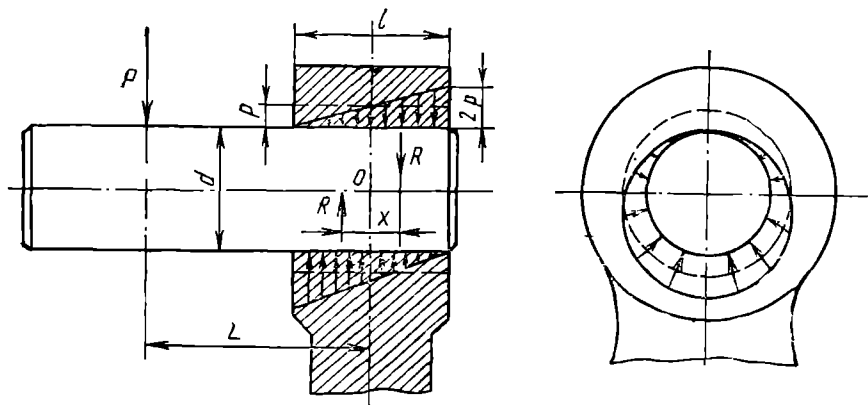
Агар прессланган бирикмага қўйилиши мумкин бўлган эгувчи моментнинг қийматини аниқлаш талаб этилса, қўйидаги муносабатдан фойдаланилади:

$$M = PL \leq 0,2 p d l^2, \quad (96)$$

(96) муносабат $PL = Rx$; $R = p/d$ ва $x = \frac{1}{3}l$ эканлиги назарда тутилиб (55-шакл) мустаҳкамлик запасини ошириш мақсадида тузатиш киритиш йўли билан аниқланган (R — уриниш жойидаги босимнинг тенг таъсир этувчиси).

55-шаклдан маълум бўлишича, уриниш жойидаги босим эпираси тўртбурчаклик кўринишдан эгувчи момент таъсирида учбурчаклик кўринишга киради. Бунинг натижасида қамровчи деталнинг бир учида босим нолға яқинлашса, иккинчи учида икки ҳисса сшади (2р бўлиб қолади).

Бирикманинг мустаҳкамлигини баҳолашда ундаги энг катта босим деталда пластик деформация ҳосил қилмаслиги кераклигига эътибор бериш лозим.



55- шакл. Тигризликл хисобига ҳосил қилинган бирикманинг эгувчи момент билан юкланиши.

VI БОБ. ШПОНКАЛИ ВА ШЛИЦЛИ БИРИКМАЛАР

23- §. Шпонкали бирикмалар

Айланувчи деталларни (шків, тишли гилдирак, муфта ва шу каби-ларни) вал ёки ўққа биргаликда айланадиган қилиб маҳкам ўрнатиш учун ҳар хил шпонкалардан фойдаланилади. Шпонкали бирикмалар-нинг тузилиши жуда оддий бўлиб, уларни йиғиш ва қисмларга ажрат-иш анча осон. Шунинг учун бундай бирикмалардан машинасозликда кенг қўламда фойдаланилади.

Вал ёки ўқда шпонка учун мўлжалланган ўйиқ бўлиши шпонка-ли бирикманинг асосий камчилигидир, чунки бундай ўйиқ вал ёки ўқ кўндаланг кесимини кичрайтириб, мустаҳкамлигини пасайтиради.

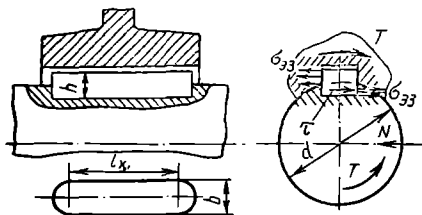
Шпонкали бирикмалар зўриқтирилган ва зўриқтирилмаган бў-лиши мумкин. Зўриқтирилган бирикмаларда *понасимон* шпонкалар, зўриқтирилмаган бирикмаларда эса *призматик* шпонкалар ишлати-лади.

Призматик шпонкалар. Призматик шпонка кесими тўғри тўртбурчаклик бўлган деталдир.

Призматик шпонка воситасида ҳосил қилинган бирикмалар зў-риқтирилмаган бўлганлиги учун шпонкани ҳам, валдаги ўйиқни ҳам юқори даражадаги аниқлик билан тайёрлаш талаб этилади, чунки бундай ҳолларда шпонка буровчи моментни ён ёқлари орқали узатади. Шунинг учун шпонканинг ён ёқлари валдаги ўйиқнинг ён ёқларига бир текис тегиб турадиган бўлиши керак.

Агар шпонка ва ўйиқ тайёрлашда ГОСТ да келтирилган допуск-нинг қиймати таъминланса, бирикма йиғилаётганда мослаш ишларига ҳожат қолмайди.

Валдан гилдирак гупчагига буровчи момент узатишда шпонка ён ёқларининг эзилиши ҳамда вал билан гупчакнинг уриниш чизигидан



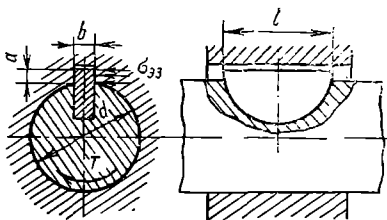
56- шакл. Призматик шпонкани ҳисоб-лашга доир схема.

канинг ҳисобий узунлиги; d — валнинг диаметри; T — буровчи момент, b — шпонканинг эни.

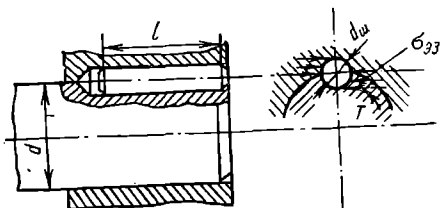
Одатда, шпонканинг ўлчамлари, вал диаметрига қараб, жадваллардан танланади, узунлиги эса гупчак тешигининг узунлигига боғлиқ равишда $[l] \sim (0,8 \dots 0,9)l_{\text{гуп}}$ қилиб олинади ва мустаҳкамлиги юқорида келтирилган формулалар воситасида текширилиб кўрилади.

Шпонкаларнинг ГОСТда келтирилган ўлчамлари (b ва h) шундай танланганки, уларнинг кесилиши камдан-кам содир бўлади. Шунинг учун, призматик шпонкалардан фойдаланиладиган ҳолларда уларни (97) формула асосида ҳисоблаш билан кифояланса бўлади. Ишлаш принципи юқоридагига ўхшаш яна бир неча хил шпонкани учратиш мумкин. Сегментсимон (57-шакл) ва цилиндрик (58-шакл) шпонкалар шулар жумласидандир.

Валнинг сегментсимон шпонка учун мўлжалланган ўйиғи дисковий фреза билан кесилади. Бу эса бошқа ҳоллардагига қараганда анча қулай.



57- шакл. Сегмент шпонкани ҳисоблашга доир схема.



58- шакл. Цилиндрик шпонка воситасида бириктириш.

кесилиши мумкин. Бунда ҳосил бўладиган кучланишлар (56-шакл) қуйидагича аниқланади:

$$\sigma_{33} = \frac{4T}{hl_x d} \leq [\sigma_{33}]; \quad (97)$$

$$\tau = \frac{2T}{bl_x d} \leq [\tau], \quad (98)$$

бу ерда h — шпонка кўндаланг кесимининг баландлиги; l_x — шпон-

каларнинг кесилиши камдан-кам содир бўлади. Шунинг учун, призматик шпонкалардан фойдаланиладиган ҳолларда уларни (97) формула асосида ҳисоблаш билан кифояланса бўлади. Ишлаш принципи юқоридагига ўхшаш яна бир неча хил шпонкани учратиш мумкин. Сегментсимон (57-шакл) ва цилиндрик (58-шакл) шпонкалар шулар жумласидандир. Валнинг сегментсимон шпонка учун мўлжалланган ўйиғи дисковий фреза билан кесилади. Бу эса бошқа ҳоллардагига қараганда анча қулай. Аммо ўйиқ чуқур бўлганлиги учун валнинг мустаҳкамлиги пасаяди. Шу сабабли, сегментсимон шпонкалар валнинг диаметри унча катта бўлмаган ($d \leq 60$ мм бўлган) ва кичик буровчи моментларни узатиш лозим бўлган ҳоллардагина ишлатилади. Бундай шпонкаларнинг мустаҳкамлиги қуйидаги формула ёрдамида баҳоланади:

$$\sigma_{33} = \frac{2T}{ald} \leq [\sigma_{33}]. \quad (99)$$

Деталлар валларнинг учига ўрнатиладиган ҳолларда цилиндрик шпонкалардан фойдаланиш мумкин. Улар учун керак бўл-

ган тешик аввал пармалаш, сўнгра эса унга ишлов бериш йўли билан тайёрланади. Шуни назарда тутиш керакки, битта узун шпонка ишлатишдан кўра иккита ёки учта қалта шпонка ишлатган маъқул.

Цилиндрик шпонка ўйиққа маълум даражада-тиғизлик билан ўрнатилади. Айрим ҳолларда цилиндрик шпонка кесик конус шаклида қилиб тайёрланади.

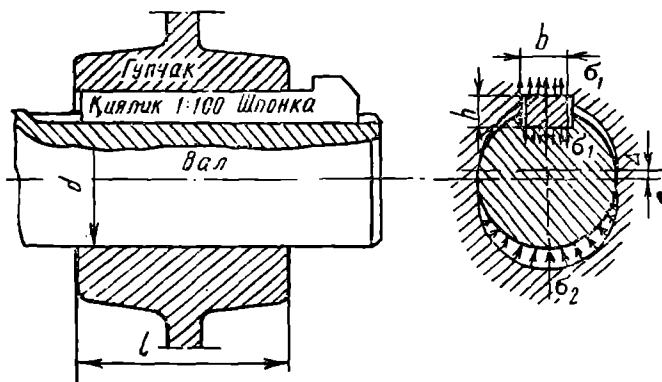
Цилиндрик шпонкаларнинг мустаҳкамлиги қуйидаги формула ёрдамида баҳоланади:

$$\sigma_{33} \approx \frac{4T}{d_m l d} \leq [\sigma_{33}], \quad (100)$$

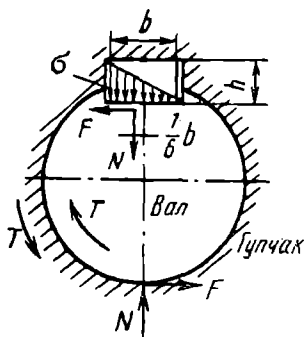
бу ерда d_m — шпонканинг диаметри; d — валнинг диаметри.

Понасимон шпонкалар. Понасимон шпонканинг призматик шпонкадан фарқи шуки, унинг кенг ёғи бўйига томон бироз (одатда 1 : 100 нисбатда) қия бўлади.

Понасимон шпонкалар ёрдамида деталлар вал ёки ўққа бемалол ортиқча куч сарфламай ўрнатиладиган қилиб ясалади. Деталь шпонка ҳисобига маҳкам ўрнашади. Бунинг учун шпонкалар ўйиққа бир қадар куч билан одатда, болға зарби билан уриб жойлаштирилади. Бундай ҳолларда шпонка учун мўлжалланган ўйиқ валда ҳам шу валга ўрнатиладиган деталда ҳам бўлса, шпонка ўйиб ўрнатиладиган понасимон шпонка деб аталади. Шпонкадаги қиялик қандай бўлса, деталда худди шундай қияликдаги ўйиқ қилинади. Шпонка зарб таъсирида киритилганлигидан, унинг устки ва остки ёқлари ўйиққа маълум тиғизлик билан ўрнашади. Шпонканинг ён ёқлари эса ўйиқнинг ён ёқларига, умуман олганда, уриниб турмайди. Буровчи момент шпонканинг устки ва остки ёқларидаги тиғизликдан ҳосил бўлган ишқаланиш кучи ҳисобига узатилади. Демак, бирикма нагрукасиз бўлганда ҳам шпонканинг устки ва остки ёқларида кучланишлар мавжуд бўлади (59-шакл).



59-шакл. Понасимон шпонка воситасида бириктириш.



60-шакл. Понасимон шпонкани ҳисоблашга доир схема.

тузилган кучланишлар эпюраси вертикал катети σ бўлган учбурчаклик кўринишида бўлади. Тенг таъсир этувчи N куч кўйилган нуқта вал ўқидан $(\frac{2}{3}b - \frac{1}{2}b) = \frac{1}{6}b$ массфада жойлашади.

σ нинг қийматини қуйидаги муносабатдан аниқлаш мумкин:

$$\sigma bl/2 = N \text{ ва } T = Nfd + Nb/6,$$

бу ерда b — шпонканинг эни; l — шпонканинг узунлиги;

d — валнинг диаметри (бу диаметр $F - F$ жуфтнинг елкаси сифатида қабул қилинган).

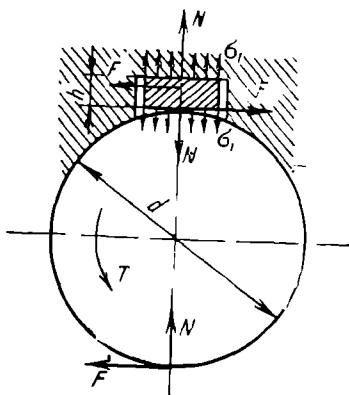
Келтирилган тенгламаларни σ га нисбатан биргаликда ечиб, қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$\sigma = \frac{2T}{bl(fd + b/6)} \leq [\sigma_{ss}] = 80 \quad 100 \text{ МПа}, \quad (101)$$

ишқаланиш коэффициентини f нинг қийматини 0,13 дан 0,18 тача қабул қилиш тавсия этилади.

Айрим ҳолларда ўйиқ туфайли валнинг заифлашувини бутунлай

йўқотиш мақсадида понасимон шпонка турларидан бири бўлган фрикцион шпонка ишлатилади (61-шакл). Бунда буровчи момент шпонканинг уриб киритилишидан шпонка билан вал орасида ҳамда вал билан деталь орасида ҳосил бўлган ишқаланиш кучи F ҳисобига узатилади. Шпонка учун валда ҳеч қандай ўйиқ бўлмайди. Бироқ шпонканинг пастки томони валнинг цилиндрик сиртига мослаб ишланиши лозим. Фрикцион шпонка ишлатилган ҳолларда буровчи момент фақат ишқаланиш кучи эвазига узатилганидан бундай шпонкалар кам нагрузка тушадиган механизмлардагина ишлатилади.



61-шакл. Фрикцион шпонкани ҳисоблашга доир схема.

Бирикманинг мустаҳкамлигини қўйидаги муносабатдан фойдаланиб баҳолаш мумкин:

$$T \leq [T] \approx Nfd = \sigma_1 \cdot blfd, \quad (102)$$

бу ерда $\sigma_1 = 40 \quad 50$ МПа.

Валга таъсир этувчи моментни стандартдан танлаб олинган битта шпонка билан узатиш мумкин бўлмаган ҳолларда бир валнинг ўзида иккита ёки учта шпонкадан фойдаланиш мумкин. Маълумки, шпонка сонининг ортиши ўйиқлар сонининг кўпайишига, бу эса, ўз навбатида, вал ҳамда деталь мустаҳкамлигининг ҳаддан ташқари заифлашувиغا сабаб бўлади. Шунинг учун кўп шпонкали бирикмалар ўрнига шлицли бирикмалардан фойдаланиш тавсия этилади.

24-§. Шлицли бирикмалар

Агар валнинг сиртида ва унга ўрнатиладиган деталь гупчаги тешигининг сиртида унча чуқур бўлмаган ариқчалар ўйилиб, деталлардан бирининг чиқиғи иккинчисининг ботиғига тушадиган қилиб ўрнатилса, шлицли бирикма ҳосил бўлади (62-шакл). Бундай бирикмаларда шпонкали бирикмалардагига нисбатан қўйидаги афзалликлар бор:

1) деталлар валда яхши марказланади, лозим бўлган тақдирда уларни вал бўйлаб суриладиган қилиб ўрнатиш ҳам мумкин (масалан, тезликлар қутисида);

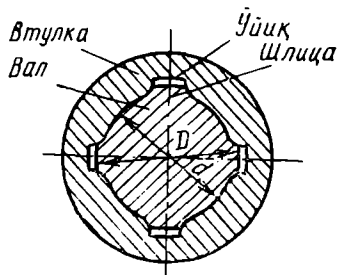
2) шлицли бирикманинг ўзгарувчан зарбий нагрузка таъсир этгандаги мустаҳкамлиги шпонкали бирикманикига қараганда бирмунча юқори бўлади;

3) шлицли бирикмалар шпонкали бирикмаларга қараганда бир-неча бор ортиқ нагрузкага чидайди.

Шлицли бирикмаларда бир қатор афзалликлар бўлганлиги туфайли улардан машинасозликда (станоксозликда, тракторсозликда ва автомобилсозликда) кенг кўламда фойдаланилмоқда.

Шлицли бирикмаларнинг барча ўлчамлари ҳамда улар учун тегишли допусklar стандартлаштирилган.

Шлицлар тўғри тўртбурчаклик, эвольвента ва учбурчаклик профилли бўлиши мумкин. Булардан энг кўп тарқалгани тўғри тўртбурчаклик профилли шлицлардир. Тўғри тўртбурчаклик профилли бирикмаларда деталлар шлицларнинг ён ёқлари, сиртқи ёки ички диаметрлари бўйича марказлаштирилади (63-шакл). Шунинг назарда тутиш кераки, деталлар шлицнинг диаметрлари (D ёки d) бўйича марказлаштирилганда вал ва гупчакнинг ўқдош бўлиши яхши таъминланади. Бироқ ён ёқлар бўйича марказлаштирилганда нагрузка шлицлар орасида бир хилда тақсимланади, бунинг натижасида эса бирикма кўпроқ нагрузкада ишлай олади.



62-шакл. Шлицли бирикма.



63- шакл. Тўғри тўртбурчакли шлиц ҳисобига марказлаштириш:
 а — ён ёқлари томонлари бўйича ; б — сиртқи диаметри бўйича ; в — ички диаметри бўйича

Шлицли бирикмаларни ҳисоблаш

Шлицларнинг ўлчамлари, шпонкаларники каби, валнинг диаметрига қараб, ГОСТ жадвалларидан танлаб олинади. Ишлаш жараёнида шлицларнинг ён ёқларида эзувчи, асосида эса кесувчи ва эғувчи кучланишлар ҳосил бўлади (64- шакл).

Стандартда белгиланган профилли шлицлар учун эзувчи кучланиш асосий ҳисобланади. Шунинг учун у қуйидагича ҳисобланади:

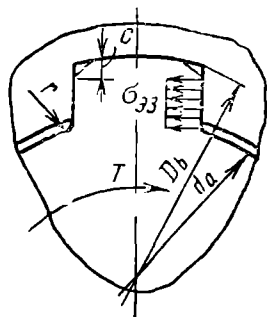
$$\sigma_{\text{эз}} = \frac{T}{r_{\text{эп}} F z \psi} \leq [\sigma_{\text{эб}}], \quad (103)$$

бу ерда $r_{\text{эп}} = \frac{D_b + d_a}{4}$ — ўртача радиус; F — шлиц ён ёғининг ҳисобий юзи; у қуйидаги формуладан аниқланади:

$$F = \left[\frac{D_b - d_a}{2} - (c + r) \right] l \text{ — тўғри тўртбурчаклик профилли шлицлар учун;}$$

$$F \approx 0,8 ml \text{ — эвольвента прсфилли шлицлар учун;}$$

$$F = \left(\frac{D_b - d_a}{2} \right) l \text{ — учбурчаклик профилли шлицлар учун;}$$



64- шакл. Шлицли бирик-
 мани ҳисоблашга доир
 схема.

бу формулаларда l — шлицнинг иш сирти узунлиги; z — шлицлар сони; ψ — нагруканинг шлицлар орасида бир текисда тақсимланмаслигини ҳисобга олувчи коэффициентни (бу коэффициент, одатда, 0,7–0,8 бўлади).

Шлицлар учун рухсат этилган эзувчи кучланишнинг қиймати бирикмаларнинг ишлаш шароитига ҳамда уларни ташкил этувчи деталларнинг термик ишланганлигига қараб белгиланади. Масалан, қўзғалмайдиған қилиб бириктирилган ва ўртача шароитда ишлайдиган бирикмалар учун:

а) шлицларнинг сирти термик ишланмаган бўлса,

$$[\sigma_{\text{ср}}] = 60 \dots 100 \text{ МПа},$$

б) шлицларнинг сирти термик ишланган бўлса,

$$[\sigma_{\text{ср}}] = 100 \dots 140 \text{ МПа}.$$

Қўзғалувчан бирикмаларнинг шлицлари кўпинча термик ишланади ва тез ейилишининг олдини олиш мақсадида рухсат этилган кучланишнинг қиймати 5...15 МПа оралиғида олинади.

25-§. Пластмассадан тайёрланган шпонкали ва шлицли бирикмаларни ҳисоблашнинг ўзига хос хусусиятлари

Ҳозирги вақтда пластмассадан тайёрланган шпонкали ва шлицли бирикмалар машинасозликда кам учрайди. Одатда, пластмассадан ясалган цилиндрик детални вал ёки ўққа ўрнатиш учун пўлат шпонкалардан фойдаланилади. Кичик ўлчамли механизмларда лозим бўлган тақдирда пластмассадан тайёрланган деталлар шлицлар воситасида бириктирилиши мумкин. Умуман олганда, пластмассадан тайёрланган шпонкали ва шлицли бирикмаларнинг ишлаши металлдан тайёрланган шундай бирикмаларнинг ишлаши кабир. Шунинг учун, бундай бирикмалар металл шпонкалар учун келтирилган формулалар ёрдамида ҳисобланиши мумкин. Табиийки, формулалардаги рухсат этилган кучланишнинг қиймати, пластмассанинг турига қараб, тегишли жадваллардан олинади ёки дифференциал усул билан аниқланади. Айрим ҳолларда пластмассадан тайёрланган призматик шпонкалар эзувчи кучланишдан ташқари, эгувчи кучланишга ҳам ҳисоблаб кўрилиши тавсия этилади. Эгувчи кучланиш қуйидагича ҳисоблаб топилиши мумкин:

$$\sigma_{\text{эр}} = \frac{6Th}{dlb^2} \leq [\sigma_{\text{эр}}]. \quad (104)$$

бу ерда T — буровчи момент; h — шпонканинг баландлиги; d — валнинг диаметри; b — шпонканинг эни; l — шпонканинг ҳисобий узунлиги.

Шуни назарда тутиш керакки, қўзғалувчан қилиб бажарилган шпонкали ёки шлицли бирикмадан фойдаланилганда пластмассаларнинг ўзига хос хусусиятларига алоҳида эътибор бериш керак. Масалан допускнинг металл учун осон силжишни таъминловчи қиймати пластмасса учун мутлақо тўғри келмаслиги мумкин, чунки температура таъсирида пластмассадан тайёрланган деталларнинг ўлчамлари металлдан тайёрланган деталларникига қараганда каттароқ қийматга ўзгаради.

26-§. Масалалар

6-масала. Диаметри $d = 100$ мм бўлган вал билан узунлиги $l = 150$ мм бўлган гупчак призматик шпонка воситасида бириктирилса, унга қанча буровчи T момент таъсир эттирилиши мумкин? Понасимон

шпонкали ёки шлицли бирикмадан фойдаланилганда-чи? Ҳамма тур бирикмалар учун рухсат этилган кучланиш $[\sigma_{\text{ээ}}] = 100 \text{ МПа}$.

Е ч и ш: справочникдан $d=100 \text{ мм}$ бўлганда $b=28 \text{ мм}$, $h=16 \text{ мм}$ эканлигини аниқлаймиз. Бу ўлчамлар призматик ҳамда понасимон шпонкалар учун бир хил.

Призматик шпонкали бирикма учун (97) формуладан ҳисоблаб топамиз:

$$T = \frac{[\sigma_{\text{ээ}}] h l_x d}{4} = \frac{100 \cdot 16 \cdot 150 \cdot 100}{4 \cdot 10^3} = 6000 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Понасимон шпонка ишлатилганда (101) формуладан фойдаланамиз:

$$T = \frac{[\sigma_{\text{ээ}}] b l (fd + b/6)}{2} = \frac{100 \cdot 28 \cdot 150 (0,15 \cdot 100 + 28/6)}{2 \cdot 10^3} = 4100 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Ички диаметри бўйича марказлаштиришга мўлжалланган тўғри тўртбурчаклик профилли шлицли бирикмани қабул қиламиз ва справочниклардаги жадваллардан қуйидагиларни оламиз: $z = 10$, $D_b = 102$, $d_a = 92 \text{ мм}$, $c = 0,5 \text{ мм}$ ва $r = 0,5 \text{ мм}$. Қабул қилинган ўлчамли бирикмадан фойдаланилганда узатилиши мумкин бўлган буровчи моментнинг қийматини (103) формуладан фойдаланиб топамиз:

$$T = [\sigma_{\text{ээ}}] \psi z F r_{\text{ур}}$$

$$r_{\text{ур}} = \frac{D_b + d_a}{4} = \frac{102 + 92}{4} \approx 48 \text{ мм},$$

$$F = \left[\frac{D_b - d_a}{2} - (c + r) \right] l - \left[\frac{102 - 92}{2} - (0,5 + 0,5) \right] 150 \approx 600 \text{ мм}^2.$$

$$\psi = 0,8 \text{ деб қабул қилсак, } T = 100 \cdot 0,8 \cdot 10 \cdot 600 \cdot 48 \cdot 10^{-3} = 23000 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Демак, мустаҳкамлик нуқтаи назаридан олганда юқорида ҳисоблаб кўрилган бирикмалардан энг яхшиси шлицли бирикма экан, чунки у кўриб чиқилган ҳол учун призматик шпонкаларга қараганда 3,9 марта, понасимон шпонкаларга қараганда эса 5,6 марта мустаҳкамдир.

УЗАТМАЛАР

27- §. Умумий тушунчалар

Маълумки, машина ва механизмларни ҳаракатга келтириш учун аввало бирор энергия манбаи бўлиши керак. Энергия манбаи сифатида ички ёнув двигатели, буғ машинаси, электрик двигателлардан фойдаланиш мумкин. Кўпинча, энергия манбаи сифатида фойдаланиладиган узелларнинг ишлаш характери иш бажарувчи қисмга қўйилган талаблардан фарқ қилади. Масалан, автомобилни турган жойидан қўзғатиш вақтида унинг гилдиракларидаги буровчи момент катта қийматга эга бўлиши керак. Бунга гилдиракнинг айланиш частотасини камайтириш ҳисобига эришилади. Автомобилга ўрнатилган ички ёнув двигатели айланиш частотасининг номинал қиймати эса нисбатан ўзгармас бўлади. Демак, автомобилнинг нормал ҳаракатини таъминлаш учун, маълум айланиш частотаси билан ишлаб турган двигателдан фойдаланилгани ҳолда, гилдирак тезлигини бошқариш ва лозим бўлган тақдирда ҳаракат йўналишини ўзгартириш зарурати туғилади.

Автомобилларда бундай вазифани ўтайдиган узел тишли гилдираклардан тузилган узатма, яъни тезликлар қутисидир. Кўпчилик электрик двигателларнинг ишлаш режими ҳам машинанинг иш бажарувчи қисмининг ишлаш режимидан фарқ қилади. Уларни бир-бирига мослаш иши ҳам турли узатмалар воситасида амалга оширилади.

Шундай қилиб, энергия манбаи билан машинанинг иш бажарувчи қисми оралиғида жойлашиб, уларни ўзаро боғловчи ҳамда ҳаракатни талаб қилинганидек бошқаришга имкон берувчи механизмлар узатмалар деб аталади.

Машинасозликда механикавий, электрик, пневматик ва гидравлик узатмалардан фойдаланилади. Уларнинг энг кўп ишлатиладигани механикавий узатмалардир. Бу узатмалар алоҳида ва бошқа тур узатмалар билан биргаликда ишлатилиши мумкин.

Машина деталлари курсида, асосан механикавий узатмалар ўрғанилади. Бошқа тур узатмалар ҳақидаги маълумотлар махсус курсларда батафсил ёритилади.

Механикавий узатмалар икки турга бўлинади: 1) ишқаланиш ҳисобига ишлайдиган узатмалар (фрикцион ва тасмали узатмалар); 2) илашиш ҳисобига ишлайдиган узатмалар (тишли, червякли ва занжирли узатмалар).

Демак, механикавий узатмаларни ташкил этувчи асосий деталлар ўзаро тегиб туради ёки эгилувчан звено (тасма, занжир) орқали боғланган бўлади.

Бундан ташқари, механикавий узатмалар валларнинг ўзаро жойлашишига қараб, параллел, кесишган, айқаш валли турларга, узатиш сонининг ўзгаришига қараб эса узатиш сони ўзгармас, поғонали ўзгарувчан ва поғонасиз ўзгарувчи хилларга бўлинади.

Ишқаланиш ҳисобига ишловчи узатмаларнинг асосий деталлари (ғилдирак, шкив ва шу кабилар) силлиқ сиртга, илашиш ҳисобига ишлайдиган узатмаларнинг асосий деталлари (тишли ғилдирак, червяк ва шу кабилар) эса катта буровчи моментнинг узатилишини таъминлайдиган тишларга эга бўлади. Узатмаларда энергия манбаидан энергияни бевосита қабул қилиб олувчи вал *етакловчи* вал деб, бу валдан энергияни қабул қилиб, иш бажарувчи қисмга узатувчи вал эса *етакланувчи* вал деб аталади.

Агар узатма бир неча поғонали бўлса, ҳар бир поғонанинг энергия манбаи томонидаги биринчи вали иккинчи валга нисбатан етакловчи, иккинчи вал эса поғонадаги етакланувчи вал бўлади.

Узатмалар лойиҳалаш учун уларнинг камида биринчи ва охириги валларининг қуввати ҳамда айланиш частоталари берилган бўлиши керак. Биринчи ва охириги валлардаги қувват ҳамда тезликлар узатманинг асосий характеристикасидир. Бундан ташқари, узатмаларнинг фойдали иш коэффициентини ҳамда узатиш сони уларнинг ишини характерловчи кўрсаткичлардан ҳисобланади.

Узатмаларнинг фойдали иш коэффициентини қуйидагича аниқланади.

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} \quad \text{ёки} \quad \eta = 1 - \frac{N_u}{N_1}. \quad (105)$$

бу ерда N_u — ҳаракатни етакчи валдан етакланувчи валга узатишда зарарли қуршиликлар мавжудлиги натижасида исроф бўлган қувват.

Агар етакловчи валнинг айланиш частотаси n_1 , етакланувчи валники n_2 бўлса, у ҳолда, узатиш сони қуйидагича ифодаланади:

$$u = \frac{n_1}{n_2}.$$

Энергия оқимининг йўналишидан қатъи назар, исталган икки вал бурчак тезликларининг нисбатлари узатиш нисбати дейилади:

$$i_{1-2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}; \quad i_{2-1} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1}, \quad (106)$$

бу ерда ω_1 ва ω_2 — биринчи ва иккинчи валнинг бурчак тезликлари, рад/с ҳисобида. Узатиш нисбати умумий тушунча бўлиб, бирдан катта, кичик ёки бирга тенг бўлиши мумкин. Узатиш сони эса, асосан, катта қийматли айланишлар частотасининг кичик қийматли айланишлар частотасига нисбатига тенг бўлгани учун у аксарият бирдан катта бўлади: Айрим ҳолларда узатиш сони ҳам бирга тенг бўлиши мумкин. Кўпчилик механикавий узатмаларда биринчи валнинг айланишлар частотаси қолган валларнинг айланишлар частотасидан

катта бўлгачи учун, ҳисоблашда асосан узатиш сони тушунчасидан фойдаланилади

Валдаги қувват ва айланишлар ҳисобаси маълум бўлган ҳолларда улардаги бурозчи момент қуйидагича аниқланади:

$$T_1 = \frac{N_1}{\omega_1} \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad T_2 = \frac{N_2}{\omega_2} \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

бу ерда N_1 ва N_2 қувватлар Вт ҳисобида; тезликлар ω_1 ва ω_2 , рад/с ёки

$$T_1 = 9550 \frac{N_1}{n_1} \text{ Н}\cdot\text{м} \text{ ва } T_2 = 9550 \frac{N_2}{n_2} \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (107)$$

бу ерда N_1 ва N_2 — қувватлар, кВт; n_1 ва n_2 — айланишлар частотаси, мин⁻¹. T_2 моментни T_1 моментга бўлсак,

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{N_2 n_1}{N_1 n_2} = \eta \cdot u.$$

келиб чиқади, бундан эса

$$u = \frac{T_2}{T_1 \eta}$$

бўлади. Шундай қилиб, узатиш сонини қуйидагича ифодалаш мумкин:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{T_2}{T_1 \eta} \quad (108)$$

Агар узатма бир неча поғонали бўлса, унинг умумий узатиш сони:

$$u = u_1 \cdot u_2 \quad u_0 = \frac{n_1}{n_0} \quad (109)$$

бўлади, бу ерда u_1 , u_2 ва u_0 — биринчи, иккинчи ва охири поғоналар учун айрим-айрим топилган узатишлар сони; n_0 — охири валнинг айланишлар частотаси.

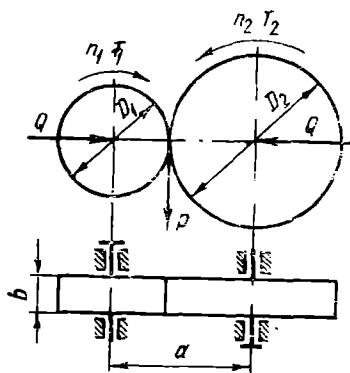
Кўп поғонали узатмалар бир турдаги узатмалардан тузилган бўлиши шарт эмас. Масалан, тасмали, червякли ва тишли узатмалар биргаликда кўп поғонали битта узатмани ҳосил қилиши мумкин.

Машинасозликда узатмалар катта аҳамиятга эга. Шунинг учун уларни ўрганиш, янги турларини яратиш ва мавжуд турларини такомиллаштириш масалаларига катта эътибор берилмоқда.

VII боб. ФРИКЦИОН УЗАТМАЛАР

Агар етакловчи валнинг ҳаракати етакланувчи валга ишқаланиш кучи воситасида узатилса, бундай узатмалар *фрикцион узатмалар* дейилади. Бу узатмаларнинг энг оддийси бир-бирига маълум куч билан сиқилган текис сиртли иккита филдирак — катокдан тузилган (65-шакл).

Етакловчи вал айланганда филдиракларнинг жипслашган жойида ишқаланиш кучи ҳосил бўлади. Бу куч етакланувчи филдиракни айлантиради.



65- шакл. Цилиндрик гилдирак-ли фрикцион узатма.

шовқинсиз узатилади; ишлаш жараёнида узатиш сонини маълум чегарада ўзгартириш мумкин.

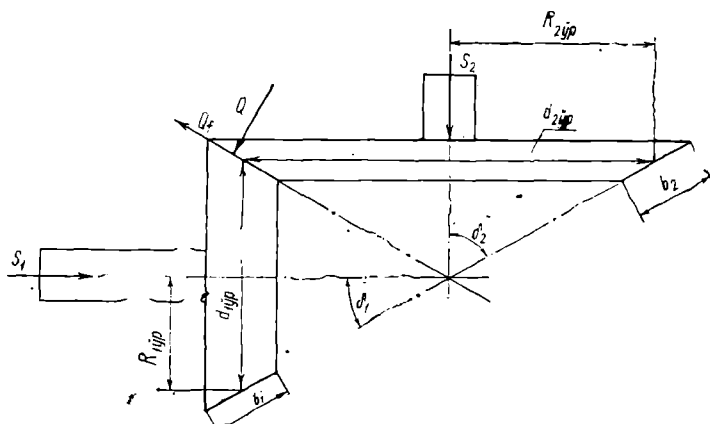
Фрикцион узатмаларнинг камчиликлари жумласига иш бажарувчи деталларининг тез ва нотекис ейилиши, вал ва таянчларга тушадиган куч қийматининг катталиги, сирпаниш ҳодисаси мавжудлигидан узатиш сонининг ўзгармас қийматга эга бўла олмаслиги, фойдали иш коэффициентининг nisbatan кичиклиги ($\eta = 0,80 \dots 0,92$), гилдиракларни бир-бирига маълум даражада сиқиб туриш учун қўшимча мослама керак бўлиши кирази.

Фрикцион узатмаларда узатиш сони 10 гача, узателадиган қувватнинг қиймати эса 300 кВт гача бўлиши мумкин. Лекин, кўпинча, бу узатмалар айланиш тезлиги 25 м/с, қуввати эса 25 кВт гача бўлган механизмларда ишлатилади.

Шаклда кўрсатилган кўринишдаги фрикцион узатмадан параллел валлардаги ҳаракатни узатишда фойдаланилади. Борди-ю, ўзаро кесишувчи валларнинг бирдан иккинчисига ҳаракат узатиш лозим бўлса, у ҳолда, конуссимон гилдираклардан фойдаланилади (66- шакл).

Ишқаланувчи гилдираклардан бирининг радиуси ўзгарадиган қилинса, у ҳолда, узатиш сони ўзгарувчан фрикцион узатма ҳосил бўлади. Бундай узатмалар *варисторлар* деб аталади.

Фрикцион узатмаларнинг афзалликлари қуйидагилардан иборат: тuzилиши оддий, ҳаракат бир текис ва



66- шакл. Конуссимон гилдиракли фрикцион узатма.

28- §. Фрикцион узатмаларнинг кинематикаси ва улардаги кучлар

Агар етакловчи ғилдиракнинг диаметри D_1 ва айланишлар частотасини n_1 билан, етакланувчи ғилдиракнинг диаметрини D_2 ва айланишлар частотасини n_2 билан белгиласак, у ҳолда узатиш сони қуйидагича бўлади:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\epsilon)} \approx \frac{D_2}{D_1} \quad (110)$$

бу ерда ϵ сирпанишни ҳисобга олувчи коэффициент бўлиб, унинг қиймати 0,01 дан 0,03 гача қилиб олинади.

Етакловчи ғилдиракдан етакланувчи ғилдиракка айлана F (шаклда P) кучни узатиш учун ғилдираклар бир-бирига Q куч билан сиқиб қўйилиши лозим (65-шакл);

$$Q = \frac{KF}{f}, \quad (111)$$

бу формулада f — ишқаланиш коэффициенти; иккала ғилдирак пўлатдан бўлиб мойланиб турса, $f \approx 0,04—0,005$; мойланмаса $f \approx 0,15—0,20$ (бу қиймат ғилдиракларнинг бири чўяндан тайёрланган ҳолга ҳам тааллуқлидир): K — тишлашишдаги эҳтиёт коэффициенти. Бу коэффициентнинг қиймати, кўпинча, 1,25 дан 1,5 гача қилиб олинади.

29- §. Фрикцион узатмаларни ҳисоблаш тартиби

А. Цилиндрик ғилдиракли узатмаларни ҳисоблаш

Энг аввал етакловчи ғилдирак диаметри аниқланади. Бунинг учун қуйидаги муносабатдан фойдаланилади:

$$D_1 \geq (4 \quad 5) d_1, \quad (112)$$

бу ерда d_1 — етакловчи валнинг диаметри бўлиб, у қуйидагича аниқланади:

$$d_1 = (130. \quad 150) \sqrt[3]{\frac{N_1}{n_1}} \text{ мм}, \quad (112a)$$

бунда N_1 — етакловчи валдаги қувват кВт, n_1 — етакловчи валнинг айланиш частотаси.

Шундан кейин, етакланувчи ғилдиракнинг диаметри аниқланади:

$$D_2 = u \cdot D_1(1 - \epsilon) \approx D_1 \cdot u.$$

Аниқланган ва берилган қийматлардан фойдаланиб, талаб этилган сиқувчи куч топилади:

$$Q = \frac{KF}{f} = \frac{K \cdot 2T/D_1}{f} = \frac{K \cdot 2 \cdot 9550N_1}{f \cdot D_1 \cdot n_1} = \frac{K \cdot 19100 N_1}{f D_1 n_1} = \frac{K \cdot 19100 N_2}{f D_2 n_2 \eta} \text{ Н}, \quad (113)$$

бу ерда D_1 ва D_2 метр ҳисобида.

Сиқувчи куч топилгандан сўнг, ғилдиракларнинг эни аниқланади. Бунинг учун узунлик бирлигига рухсат этилган босимнинг қиймати-

дан фойдаланилади. У $[p]$ тарзида белгиланади ва ҳар хил материаллар учун қиймати 15-жадвалдан олинади.

15-жадвал

Ғилдиракларнинг материали	$[p]$, Н/см
Иккала ғилдирак ҳам пўлатдан	1500...2000
Иккала ғилдирак ҳам чўяндан	1050...1350
Ғилдиракларнинг бири чўяндан, бири чармдан	150...250
Ғилдиракларнинг бири чўяндан, бири ёғочдан	2,5...50
Иккала ғилдирак ҳам пластмассадан	400...800

Ғилдиракларнинг эни $b = \frac{Q}{[p]}$ тарзида аниқланади.

Шуни назарда тутиш керакки, ғилдирак энининг максимал қиймати D_1 дан катта бўлмаслиги керак, яъни

$$b_{\max} \leq D_1.$$

Сиқувчи Q кучнинг қиймати ўзгармас ёки ўзгарувчан бўлиши мумкин. Q ўзгармас бўлганда унинг зарур қиймати пружина, ричаг ёки қўл кучи билан ҳосил қилинади. Q ўзгарувчан бўлганда унинг зарур қиймати, узатиладиган моментнинг миқдорига қараб, автоматик равишда махсус қурилма воситасида таъминланади. Айрим ҳолларда сиқувчи кучнинг қийматини камайтириш мақсадида сяртида понасимон ўйиқлари бўлган ғилдираклардан фойдаланилади.

Б. КОНУССИМОН ҒИЛДИРАКЛИ УЗАТМАЛАРНИ ҲИСОБЛАШ

Конуссимон ғилдираклар, юқорида кўрсатилганидек, бир-бири билан кесишган валлар орасида ҳаракат узатиш учун ишлатилади (66-шакл).

Қўпчилик валлар орасидаги бурчак $\delta = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ бўлади, бу ерда δ_1 — биринчи ғилдиракнинг конуслик бурчаги; δ_2 — иккинчи ғилдиракнинг конуслик бурчаги.

Бу узатмаларда узатиш ссни қуйидагича аниқланади:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{d_{2\text{ср}}}{d_{1\text{ср}}} = \frac{R_{2\text{ср}}}{R_{1\text{ср}}} = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1, \quad (114)$$

бу ерда $R_{1\text{ср}}$ ва $R_{2\text{ср}}$ — биринчи ва иккинчи ғилдираклар ўрта айланаларининг радиуслари.

Агар қувват N_1 ва етакловчи ҳамда етакланувчи ғилдиракларнинг айланиш частотаси n_1 ва n_2 берилган бўлса, ҳисоблаш қуйидаги тартибда олиб борилади:

1. Етакловчи ғилдиракнинг ўрта диаметри аниқланади. Бунинг учун қуйидаги муносабатдан фойдаланилади:

$$d_{B1} = (130 \dots 150) \sqrt[3]{\frac{N_1}{n_1}} \text{ мм}; \quad (115)$$

бу ерда d_{B1} — биринчи валнинг диаметри. $d_{1\text{ср}} = (2\dots6) d_{B1}$;

2. Олдин айланиш тезлиги, сўнгра эса айлана куч топилади.

$$v = \frac{\pi d_1 n_p \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \text{ м/с, } F = 10^3 \cdot \frac{N_1}{v} \text{ Н.} \quad (116)$$

3. Ғилдираклар таянчига тушадиган куч аниқланади:

$$S_1 = Q \sin \delta_1 = \frac{K \cdot F \cdot \sin \delta_1}{f}; \quad S_2 = Q \sin \delta_2 = \frac{KF \sin \delta_2}{f} \quad (117)$$

Қ нинг қиймати 1,5 дан 2 гача олиниши мумкин. Айрим ҳолларда ўлашас асбобларида 2 дан 3 гача қилиб олинади.

4. Пировардида, солиштира босимдан фойдаланиб, ғилдиракларнинг бир-бирига тегиб турадиган сиртининг эни аниқланади:

$$Q = \frac{KF}{f}; \quad b = \frac{Q}{[p]} \quad (118)$$

бу ерда $[p]$ — ғилдирак кенглигининг ҳар бир узунлик бирлигига рухсат этилган куч (солиштира босим кучи). Бу кучнинг қиймати ғилдиракнинг материалига боғлиқ бўлиб, алоҳида жадваллардан олинади (16-жадвал).

30- §. Фрикцион узатмаларни контакт кучланиш бўйича ҳисоблаш

Ҳисоблашнинг юқорида келтирилган усули фрикцион узатмаларни ҳисоблашнинг энг оддий ва тахминий усулидир. Аслида узатманинг ғилдираклари бир-бирига деярли бир чизиқ бўйлаб уринади. Бундай сирт *контакт сирт* дейилади. Контакт сиртда Q кучдан контакт кучланиш ҳосил бўлади. Ғилдирак сиртини контакт кучланиш бўйича ҳисоблашга асосланган усул фрикцион узатмаларни ҳисоблашнинг асосий усулидир.

Бундай ҳисоблашда қуйидаги формуладан фойдаланилади:

$$\sigma_{\text{н}} = 0,418 \sqrt{\frac{QE_v}{b\rho_v}} \leq \sigma_{\text{нр}}, \quad (119)$$

бу ерда E_v — келтирилган эластиклик модули; ρ_v — келтирилган эгрилик радиуси; b — контакт чизигининг узунлиги; $\sigma_{\text{нр}}$ — рухсат этилган контакт кучланиш; Q — сиқувчи куч. Агар ғилдираклар бир хил материаллардан ясалган бўлса, келтирилган эластиклик модули $E_v = E_1 = E_2$ бўлади, ғилдираклар ҳар хил материаллардан ясалган ҳолларда эса қуйидагича топилади:

$$E_v = \frac{|2E_1E_2}{E_1+E_2}. \quad (120)$$

бу ерда E_1 ва E_2 — етакловчи ва етакланувчи ғилдиракларнинг эластиклик модуллари. Келтирилган эгрилик радиусининг қиймати қуйидаги муносабатдан аниқланади:

$$\rho_v = \frac{\rho_1\rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1} = \frac{D_1D_2}{2(D_2 \pm D_1)} = \frac{D_2}{2(u \pm 1)}. \quad (121)$$

бу ерда ρ_1 ва ρ_2 — етакловчи ва етакланувчи ғилдиракларнинг эгрилик радиуслари. Контакт чизигининг узунлиги ғилдиракнинг энига

тенг қилиб олинади. Рухсат этилган контакт кучланиш қиймати 16-жадвалда келтирилган.

16 жадвал

Ғилдирак учун ишлатиладиган материаллар	Ишлаш шариоти	f	$\sigma_{нр}$, МПа	$[l]$, Н/см
Пўлат билан пўлат	Мойли	0,05	(2,5...3,0) НВ	—
Чўян билан чўян	»	0,05	1,5 σ_n	—
Пўлат билан пўлат	Мойсиз	0,1...0,15	(1,2...1,5) НВ	—
Текстолит билан пўлат ёки чўян		0,2...0,25	—	400—800
Фибра билан пўлат ёки чўян		0,15...0,20	—	350—400
Чарм билан чўян		0,25...0,35	—	150—250
Ёғоч билан чўян		0,4...0,50	—	25—50
Резина билан чўян ёки пўлат		0,45...0,60	—	100—300

Сиқувчи Q куч (113) формуладан аниқланади.
Уқлараро масофа:

$$a = \frac{D_2}{2} \pm \frac{D_1}{2} = (u \pm 1) \frac{D_1}{2} = \frac{(u \pm 1) D_2}{2u},$$

бундан

$$D_2 = \frac{2au}{u \pm 1} \quad (122)$$

эканлигини эътиборга олиб, сиқувчи Q кучни қуйидагича аниқлаш мумкин:

$$Q = 9550 \frac{K}{f} \cdot \frac{N_1}{n_2} \cdot \frac{u \pm 1}{au} \text{ Н.} \quad (123)$$

Q нинг топилган бу қийматини асосий формула (119) га қўйсақ ва $\psi = \frac{b}{a}$; яъни $b = a\psi$ деб олиб, ҳосил бўлган тенгламани a га нисбатан есак, фриクション узатмаларни контакт кучланиш бўйича лойиҳалашда зарур бўлган қуйидаги формулани ҳосил қилган бўламиз:

$$a = (u \pm 1) \sqrt[3]{E_v \frac{K}{\psi f} \cdot \frac{N_1}{a_2} \left(\frac{40}{1,5\sigma_{нр}} \right)^2} \text{ см,} \quad (124)$$

бу ерда N_1 — қувват, кВт; $\sigma_{нр}$ — рухсат этилган контакт кучланиш, МПа; ψ — ғилдирак эини белгиловчи коэффициент, унинг қиймати 0,2 ... 0,4 қилиб олинади.

(124) формуладан a ҳисоблаб топилгач (122) формула ёрдамида D_2 нинг қиймати, сўнгра D_1 нинг қиймати ва ғилдиракнинг энч $b = a\psi$ топилади.

Конуссимон гилдиракли узатмани контакт кучланиш бўйича лойиҳалашда аввало конуслик масофаси аниқланади:

$$L = \sqrt{u^2 + 1} \sqrt[3]{E_v \frac{K}{\psi_k f} \cdot \frac{N_1}{n_2} \left[\frac{40}{u \sigma_{нр} (1 - 0,5\psi_k)} \right]^3} \text{ см} \quad (125)$$

бу ерда $\rho_1 = \left(L - \frac{b}{2}\right) \operatorname{tg} \delta_1 = \left(L - \frac{b}{2}\right) \frac{1}{u}$; $\rho_2 = \left(L - \frac{b}{2}\right) u$;

$\rho_v = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} = \frac{(L - b/2) u}{u^2 + 1}$ ва $b = \psi_k L$ эканлиги эътиборга олинган.

Бундан ташқари, (119) формуладаги сиқувчи куч қўйидагича топиладиган:

$$Q = \frac{KF}{f} = \frac{K \cdot 10^3 N_1 \cdot 60}{f \pi D_2 n_2}, \quad (126)$$

бу ерда D_2 м билан ифодаланган.

66-шаклдан $d_{1\text{ҶР}} = D_1$, $d_{2\text{ҶР}} = D_2$ деб қаралса,

$$L - \frac{b}{2} = \frac{1}{2} \sqrt{D_1^2 + D_2^2} = \frac{D_2 \sqrt{u^2 + 1}}{2u}$$

бўлади, бу ердан

$$D_2 = \frac{(2L - b) u}{\sqrt{u^2 + 1}}. \quad (127)$$

D_2 нинг қийматини (126) формулага қўйсақ, қўйидаги муносабот келиб чиқади:

$$Q = 2 \cdot 9550 \frac{K}{f} \frac{N_1 \sqrt{u^2 + 1}}{n_2 (2L - b) u} \text{ Н}. \quad (128)$$

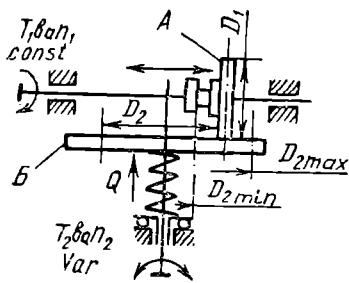
Одатда $\psi_k = 0,2 \dots 0,25$ қилиб олинади. Шуни назарда тутиб ва берилганлардан фойдаланиб, (125) ифодадан L ни аниқлагач, $b = \psi_k L$ ни топамиз. L , b ва u ларнинг қийматларини (127) га қўйсақ, D_2 нинг қиймати чиқади. D_2 ва u маълум бўлгач, D_1 ни топиш қийин бўлмайди.

Конуссимон фрикциион узатманинг асосий геометрик ўлчамлари аниқлангач, (128) тенгликдан Q ни топиб, (119) формула ёрдамида узатманинг мустақкамлиги текшириб кўрилади.

Шуни назарда тутиш керакки, контакт кучланиш бўйича чўян, пўлат, текстолитдан ва Гук қонунига бўйсунадиган бошқа материаллардан ясалган гилдираклар ҳисобланади. Бошқа ҳолларда юқорида қайд этилган содалаштирилган усулдан фойдаланиш билан кифояланилади.

31- §. Вариаторлар

Узатиш сони ўзгармас бўлган фрикциион узатмалар машинасозликда кўп ишлатилмайди, чунки улар тишли узатмаларга қараганда заифроқ ишлайди. Бироқ иш жараёнида етакланувчи вал ҳаракатини поғонасиз, бир текис ўзгартириш зарур бўлган ҳолларда вариаторлардан фойдаланиш маъқул кўрилади.



67- шакл. Оддий вариатор.

бўлса, биринчи ғилдирак ўқ бўйлаб сурилади-да, етакланувчи вал ўқидан чап томонга ўтказилади. Демак, биринчи ғилдирак ўз ўқи бўйлаб иккинчи ғилдирак четидан марказига томон силжир экан, етакланувчи валнинг тезлиги орта боради. Биринчи ғилдирак иккинчи ғилдирак марказидан четига томон сурилса, етакланувчи валнинг тезлиги камая боради. Шундай қилиб, узатманинг узатиш сони керагича ўзгартирилади:

$$\left. \begin{aligned} u_{\max} &= \frac{n_1}{n_{2\min}} \approx \frac{D_{2\max}}{D_1}, \\ u_{\min} &= \frac{n_1}{n_{2\max}} \approx \frac{D_{2\min}}{D_1}. \end{aligned} \right\} \quad (129)$$

Узатиш сонининг энг катта қийматининг энг кичик қийматига нисбати *бошқариш даражаси* деб аталади. Бошқариш даражаси вариаторларнинг асосий характеристикаларидан бири ҳисобланади.

Демак, вариаторнинг бошқариш даражаси қуйидагича бўлади:

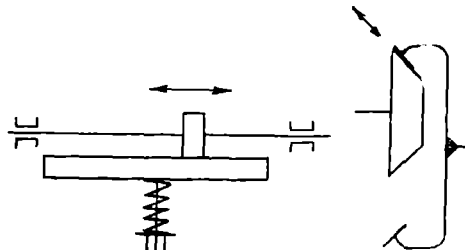
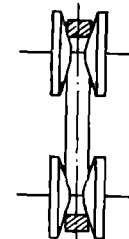
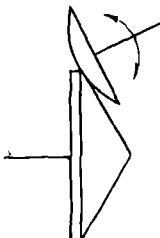
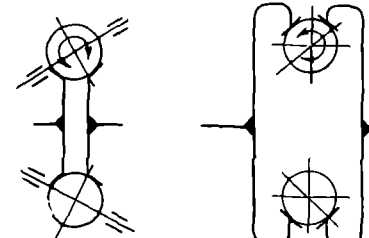
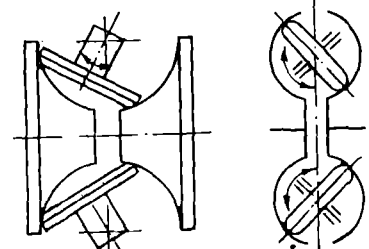
$$R = \frac{u_{\max}}{u_{\min}} = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{D_{2\max}}{D_{2\min}}. \quad (130)$$

Назарий жиҳатдан олганда, R нинг қиймати ($D_{2\min} \rightarrow 0$ бўлгани учун) чексизга етиши мумкин. Бироқ, амалда, кўпинча, $R = 3 \dots 4$ қилиб олинади, чунки D_2 нинг камайиши сирпанишнинг кучайишига ва фойдали иш коэффициентининг пасайишига олиб келади.

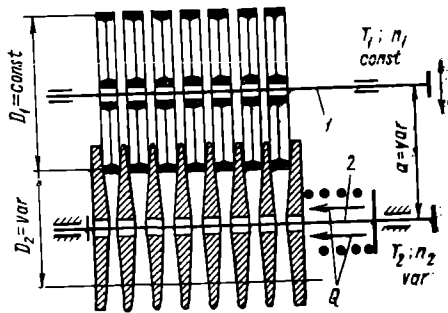
Юқориде айтилган фикрлар, асосан, 67- шаклда келтирилган ясси сиртли вариаторларга тааллуқлидир. Бундай вариаторларнинг фойдали иш коэффициенти бошқа вариаторларникига қараганда кичик бўлса-да, оддий тузилганлиги учун улардан кам қувват механизм ва асбобларда кенг кўламда фойдаланилади.

Сўнгги йилларда фрикцион вариаторлар станоксозликда, пайвандлаш ва қуйиш машиналарида, тикув машиналарида ва шу каби бир қатор соҳаларда ишлатила бошлади.

Фрикцион вариаторлар воситасида ҳаракат тезлигини поғонасиз, бир текисда ўзгартириш мумкин бўлганлиги учун улардан автоматлаштирилган процессларда фойдаланиш жуда қулай. Шу сабабли сўнгги йилларда вариаторларнинг тузилишини такомиллаштириш ва

Вариаторларнинг тури	Оралиқ зверосяз	Оралиқ зверо и
Ясси сиртли		
Шарсимон сиртли		
Косасимон сиртли		

Косасимон сиртли вариаторларнинг фойдали иш коэффициенти 0,95 га етади. Бундай вариаторлар 20 кВт гача қувватли механизмларда ишлатилади ва бошқариш даражаси 6,25 гача бўлади. Гилдирак ва роликлар, одатда, тобланадиган пўлатдан тайёрланади. Айрим ҳолларда роликларнинг гардиши текстолитдан ясалади. Бундай қилинганда, гилдирак ва роликларнинг ўзаро ишқаланувчи сирти мойланмайди. Сўнги



69- шакл. Дискли вариатор.

йилларда ишлатила бошланган вариаторлардан яна бир тури дискли вариаторлардир (69-шакл). Бу вариаторларда куч ва момент бир қанча етакловчи ва етакланувчи дисклар мажмуи воситасида узатилади ва узатиш марказларо массфанинг ўзгартирилиши эвазига ўзгартирилади. Бунда етакловчи дисклар етакланувчи дисклар орасида ҳаракатланиб, улар марказига яқинлашади ёки ундан узоқлашади. Натижада D_2 ва, демак, u ўзгаради, чунки:

$$u = \frac{D_2}{D_1} = var; \quad (135)$$

Бу вариаторларда дисклар орасидаги уриниш сиртларининг кўп бўлиши сиқувчи куч қийматининг кичик бўлишини татминлайди, Демак:

$$Q = \frac{KF}{mf} = \frac{K \cdot 2T_1}{m \cdot f \cdot D_1}, \quad (136)$$

бу ерда m — уриниш сиртлари сони бўлиб, етакчи дисклар сонидан икки барабар ортиқ (одатда, $m = 18 \dots 42$) қилиб олинади.

Дисклар иқори каттиқликкача тобланадиган пўлатдан тайёрланади ва сермой шароитда ишлайди.

Дискнинг етарли даражада юпқа бўлиши катта қувватли механизмлар учун кичик ўлчамли вариаторлар яратиш имконини беради. Бундай вариаторларнинг қуввати 400 кВт гача, бошқариш даражаси 4,5 гача, фойдали иш коэффициентини эса 0,8 ... 0,9 оралиғида бўлади.

Дискли вариаторларнинг истиқболи порлоқдир.

32- §. Пластмассага тайёрланган фрикцион узатмаларги ҳассоблашнинг узига ҳос хусусиятлари

Пластмассалардан фрикцион узатмалар учун фойдаланишда, аввало, уларнинг уриниш сиртларида ҳосил бўладиган иссиқлик аини материал учун руҳсат этилган кийматидан ортиқ бўлмаслигига эътибор бериш керак. Сиртларнинг уриниш жойидаги температура пластмассалардан ясалган гилдиракларнинг ишлаш қобилиятини баҳолаш учун зарур бўлган асосий шартдир.

Ҳозирги вақтда металлмас материаллардан тайёрланадиган ғилдираклар рухсат этилган босимнинг қиймати эътиборга олингани ҳолда ҳисобланади. Бунинг учун параллел валли узатмаларни ҳисоблашда қуйидаги формуладан фойдаланилади:

$$a = 980 \sqrt{\frac{K}{\psi f} \cdot \frac{N_1}{n_2} \cdot \frac{u+1}{u[\rho]}} \text{ см,} \quad (137)$$

бу ерда $[\rho]$ — узунлик бирлигига рухсат этилган босим, Н/см. Агар ғилдираклар конуссимон шаклда бўлса,

$$L = 980 \sqrt{\frac{K}{\psi_k f} \cdot \frac{N_1}{n_2} \cdot \frac{\sqrt{u^2+1}}{(1-\psi_k)[\rho]u}} \text{ см} \quad (138)$$

бўлади. Узатманинг бошқа геометрик ўлчамларини аниқлаш металл ғилдиракли узатмаларники кабилар.

33-§. Масалалар

6-масала. Етакланувчи валдаги қувват $N_2 = 4,5$ кВт, узатиш сони $u = 2$, етакловчи валнинг айланишлар частотаси $n_1 = 1450$ мин⁻¹, фойдали иш коэффициенти $\eta = 0,9$ бўлган цилиндрик ғилдиракли фрикциион узатма ҳисоблансин. Ғилдираклар чўяндан тайёрланган; $\sigma_{нр} = 300$ МПа; $E_1 = E_2 = 1,3 \cdot 10^5$ МПа; $f = 0,2$; $K = 1,5$; $\epsilon = 0,02$; $[\rho] = 1050$ 1350 Н/см; ғилдирак энининг коэффициенти $\psi = 0,4$. Фрикциион узатма икки хил усулда: тахминий ва асосий усулларда ҳисоблансин.

Ечиш:

Тахминий усул

1. (112) ва (112а) ифодадан етакловчи ғилдиракнинг диаметри аниқланади:

$$D_1 = 4,5 \quad d_1 = 4,5 \cdot 140 \cdot \sqrt[3]{\frac{5}{1450}} = 95 \text{ мм,}$$

бу ерда $N_1 = \frac{N_2}{\eta} = \frac{4,5}{0,9} = 5$ кВт эканлиги эътиборга олинган.

2. D_1 ва u нинг қийматлари (110) тенгликка қўйилиб, етакланувчи ғилдиракнинг диаметри аниқланади:

$$D_2 = D_1 u (1 - \epsilon) = 95 \cdot 2 \cdot 0,98 = 186 \text{ мм.}$$

3. Маълум D_1 ва D_2 дан фойдаланиб, марказлараро масофа аниқланади.

$$a = \frac{95+186}{2} = 140,5 \text{ мм.}$$

4. Ғилдиракларни сиқиш учун зарур бўлган кучнинг қиймати (113) ифода ёрдамида топилади:

$$Q = \frac{19100 \cdot 4,5 \cdot 1,5}{0,2 \cdot 0,9 \cdot 186 \cdot 725} = 5310 \text{ Н.}$$

5. Q ва $[\rho]$ ning қийматларидан фойдаланиб, ғилдиракларнинг эни аниқланади:

$$b = \frac{Q}{[\rho]} = \frac{5310}{1050} \approx 5 \text{ см.} = 50 \text{ мм.}$$

бу ерда $[\rho]$ Н/см да ифодаланган.

Асосий усул (контакт кучланиш бўйича ҳисоблаш усули)

1. Масаланинг шартда берилганлардан ва (124) формуладан фойдаланиб, марказлараро масофа аниқланади:

$$a = (u + 1) \sqrt[3]{E_v \frac{K}{\psi_f} \cdot \frac{N_1}{n_2} \left(\frac{40}{u \cdot \sigma_{\text{нр}}} \right)^2} =$$

$$= (2 + 1) \sqrt[3]{1,3 \cdot 10^6 \cdot \frac{1,5}{0,4 \cdot 0,2} \cdot \frac{5}{725} \left(\frac{40}{2 \cdot 300} \right)^2} = 12,6 \text{ см} = 126 \text{ мм.}$$

2. Ғилдиракларнинг диаметри аниқланади:

$$D_1 = \frac{2a}{2+1} = \frac{2 \cdot 126}{3} = 84 \text{ мм;}$$

$$D_2 = D_1 \cdot u (1 - \epsilon) = 84 \cdot 2 \cdot 0,98 = 166 \text{ мм.}$$

Марказлараро масофанинг ҳақиқий қиймати қуйидагича бўлади:

$$a = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{84 + 166}{2} = 125 \text{ мм.}$$

3. a ва ψ ning қийматларидан фойдаланиб, ғилдиракнинг эни аниқланади:

$$b = \psi \cdot a = 0,4 \cdot 125 = 50 \text{ мм.}$$

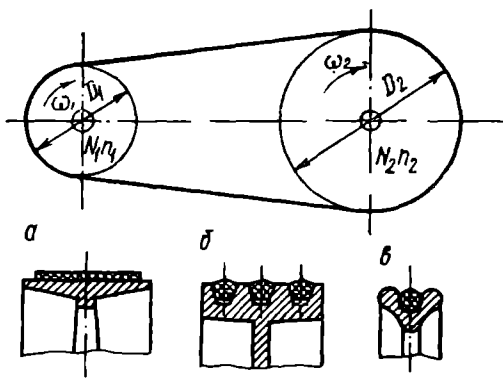
4. Топилган қиймаглар (123) тенгликка қўйилиб, сиқувчи куч топилади:

$$Q = 9550 \frac{1,5}{0,2} \cdot \frac{5}{725} \frac{(2+1)}{0,125 \cdot 2} = 5880 \text{ Н.}$$

Қилинган ҳисоблар тахминий ва асосий усуллар орасидаги фарқ жуда кичик эканлигини кўрсатди. Шу сабабли, алоҳида талаблар қўйилмаган узатмаларни лойиҳалашда тахминий усулдан фойдаланиш билан кифояланса ҳам бўлади.

V III б о б. ТАСМАЛИ УЗАТМАЛАР

Тасмали узатмаларнинг энг оддийси етакловчи, етакланувчи шкивлардан ва уларга таранглик билан кийдирилган тасмадан тузилган бўлади. Етакловчи шкивдан ҳаракат ва энергия етакланувчи шкивга тасма орқали тасма билан шкив орасида ҳосил бўладиган ишқаланиш кучи ҳисобига узатилади. Тасманинг таранглиги, қамров бурчаги ҳамда ишқаланиш коэффициенти қанча катта бўлса, тасмали узатмага шунча катта нагрузка қўйса бўлади. Одатда, таранглик тасманинг эластик деформацияси ҳисобига ҳосил қилинади. Бироқ вақт ўтиши билан тасма чўзилиб қолганлигидан унинг таранглиги камаяди. Бун-



70-шакл. Тасмали узатманинг тузилиши:

б — понасимон тасмали; в — доиравий тасмали.

лан таъсир қила бошласа, машинанинг асосий қисмларини синиб кетишдан сақлайди, чунки нагруканинг қиймати маълум даражада ортадиган бўлса, тасма шкивда сирпана бошлайди; 4) оддий тузилган; 5) унча қиммат турмайди.

Тасмали узатмаларнинг камчиликлари жумласига қуйидагилар киради: 1) ташқи ўлчамлари катта; 2) тасманинг шкив сиртида сирпаниб туриши туфайли узатиш сони ўзгармас қийматга эга бўла олмайди; 3) вал ва таянчга тушадиган куч нисбатан катта; 4) тасманинг чидамлилиги нисбатан кичик (1000 ... 5000 соат оралиғида).

Одатда, тасмали узатмалар қуввати 50 кВт гача бўлган валларнинг биридан иккинчисига ҳаракат узатишда ишлатилади.

Бундай узатмалар, баъзан қуввати 1500 кВт гача бўлган механизмларда ишлатилса-да, бундай ҳолларда уларнинг ўлчамлари жуда катта, фойдали иш коэффициентлари эса анча кичик бўлади.

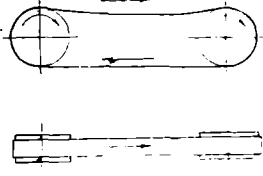

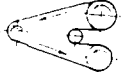
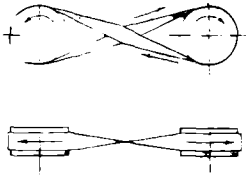
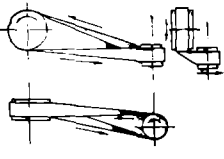
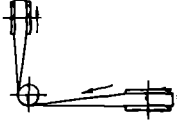
Тасмали узатмаларда узатиш сони 15 гача, тезлиги эса 25 м/с гача етади. Айрим ҳолларда тезлиги 100 м/с бўлиши ҳам мумкин. Бундай ҳолларда ясси тасмали узатмалардаги шкивларнинг айланиш частотаси 3000 мин⁻¹ га етади.

Тасмали узатмалардан автомобилсозликда, станоксозликда ва қишлоқ хўжалик машиналарида кенг кўламда фойдаланилади. Ҳазирги вақтда кўндаланг кесими ясси, понасимон ва доира шаклида бўлган тасмалар ишлатилади (70-шакл).

Тасманинг таранглигини таъминлаш усулига кўра, узатмалар оддий ва тарангликни таъминловчи қурилмалари бўлади. Тасмали узатмалар асосий турлари ва уларнинг ишлатилиши ҳақидаги айрим маълумотлар 18-жадвалда кўрсатилган.

34-§. Тасмали узатмаларни ҳисоблашнинг назарий асослари

Тасмали узатмаларни ҳисоблашнинг назарий асослари ясси тасмали узатмалар учун ҳам, понасимон тасмали узатмалар учун ҳам бир

Узатманинг схемаси	Ишлатилиши
<p data-bbox="207 151 341 175">Очиқ узатма</p> 	<p data-bbox="445 151 1005 263">Валлар параллел бўлиб, бир томонга ҳаракатланиши зарур ҳолларда ишлатилади. Валлар орасидаги масофа нисбатан катта бўлганда пастдаги тармоқни етакловчи, юқоридагисини эса етакланувчи қилиш тавсия этилади.</p>
<p data-bbox="123 438 431 462">Тарангловчи роликли узатма</p> 	<p data-bbox="445 438 1005 550">Қамров бурчагининг кичиклиги туфайли очиқ узатмалардан фойдаланиш мумкин бўлмаган ёки тарангликнинг зарур қийматини бошқа восита ёрдамида таъминлаш қийин бўлган ҳолларда ишлатилади.</p>
<p data-bbox="128 614 425 662">Йўналтирувчи роликлари бўлган кўп шкивли узатма</p> 	<p data-bbox="445 614 1005 662">Ҳаракатни параллел жойлашган бир неча валга узатиш зарур бўлган ҳолларда ишлатилади.</p>
<p data-bbox="123 790 431 813">Ясси тасмали айқаш узатма</p> 	<p data-bbox="445 790 1005 981">Етакланувчи вал бир томонга, етакловчи вал эса тескари томонга айланиши зарур бўлган ҳолларда ишлатилади. Бундай узатмада тармоқларнинг бири-бирига ишқаланиши оқибатида тасма тез ейилиб, ишдан чиқади. Шунинг учун бу узатмаларда шкивларнинг ўқлари орасидаги масофа нисбатан катта, тезлиги эса кичик бўлиши керак ($a_{\min} \geq 20b$, бу ерда b—тасманинг эни; $v = 15$ м/с).</p>
<p data-bbox="168 1029 380 1053">Ярим айқаш узатма</p> 	<p data-bbox="445 1029 1005 1173">Валлари бир текисликда бўлмаган (кўпинча, бир-бирига тик) ва фақат бир томонга айланиши лозим бўлган ҳолларда ишлатилади. Тасма силжиб чиқиб кетмаслиги учун шкивнинг эни тасманинг энидан бурмунча катта қилиб ясалади ($B = 1,4b$, бу ерда B—шкивнинг эни).</p>
<p data-bbox="123 1252 431 1300">Ясси тасмали, йўналтирувчи роликли ярим айқаш узатма</p> 	<p data-bbox="445 1252 1005 1332">Айқаш узатмалардан фойдаланиш айрим сабабларга биноан мумкин бўлмаган ҳолларда ишлатилади.</p>

хил. Шу сабабли ҳисоблаш назариясини ўрганишда, аввало тасмали узатмалар учун умумий бўлган маълумотлар билан танишамиз.

Тасмали узатмаларни ҳисоблашда, одатда, икки факторга, яъни тасманинг тортиш қобилияти ва чидамлилигига аҳамият берилади. Тасманинг тортиш қобилияти асосан тасма билан шкив орасидаги ишқаланиш коэффициентининг қийматига боғлиқ. Ҳозирги вақтда фойдаланилаётган тасмаларнинг чидамлилиги тажриба йўли билан белгиланган тасвиялар асосида баҳоланади. Шунинг учун тасмали узатмаларни лойиҳалашда уларни тортиш қобилияти бўйича ҳисоблаш билан кифояланилади.

Узатмаларнинг кинематикаси

Шкивлардаги айлана тезликлар қуйидагича аниқланади:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot D_1 n_1}{60 \cdot 1000} \text{ м/с}; \quad v_2 = \frac{\pi \cdot D_2 n_2}{60 \cdot 1000} \text{ м/с}, \quad (139)$$

бу ерда D_1 ва D_2 —етакловчи ва етакланувчи шкивларнинг диаметрлари, мм; n_1 ва n_2 —етакловчи ва етакланувчи валларнинг айланиш частоталари, мин^{-1} . Узатма ишлаётганда тасма шкив устида маълум даражада сирпанади. Демак,

$$v_2 < v_1 \text{ ёки } v_2 = v_1 (1 - \varepsilon) \quad (140)$$

бўлади, бу ерда ε — сирпаниш коэффициентини. Бинобарин, узатманинг узатиш сони қуйидагича ифодаланади:

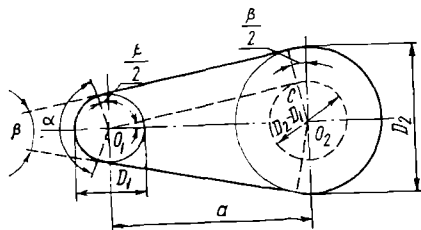
$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{v_1 D_2}{v_2 D_1} = \frac{D_2}{D_1 (1 - \varepsilon)} \approx \frac{D_2}{D_1}, \quad (141)$$

ε нинг қиймати куч ва моментнинг миқдорига боғлиқ бўлиб, одатда 0,01 . 0,02 ораллиғида қилиб олинади. Шунинг учун амалий ҳисоблашда $\varepsilon \approx 0$ деб олиш мумкин.

Узатмаларнинг геометрияси

Шкивларнинг марказлари орасидаги масофа a билан, тасма тармоқлари орасидаги бурчак β ва тасманинг кичик шкивдаги қамров бурчаги α билан белгиланади. Одатда, узатманинг геометрик ҳисоби бажарилганда, аввало, D_1 , D_2 ва a аниқланиб, сўнгга қамров бурчаги α ва тасманинг узунлиги l топилади. Тасма маълум даража чўзилганлигидан α билан l нинг қийматлари ўзгармас бўла олмайди. Шунинг учун улар тахминан аниқланиши мумкин (71-шакл):

$$\alpha = 180^\circ - \beta. \quad (142)$$



71-шакл. Тасмали узатманинг геометрик ўлчамлари.

O_1CO_2 учбурчакликдан

$$\sin \beta/2 = \frac{D_2 - D_1}{2a}$$

бўлади. Амалда $\beta/2$ нинг қиймати 15° дан катта бўлмаганлиги учун синуснинг қийматини унинг аргументига тенг қилиб олиш мумкин:

$$\beta = \frac{D_2 - D_1}{a} \quad \text{рад} \approx \frac{D_2 - D_1}{a} \cdot 57^\circ \quad (143)$$

Шундай қилиб,

$$\alpha = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} 57^\circ \quad (144)$$

бўлади. Тасманинг умумий узунлиги айрим бўлақлар узунликларининг йиғиндиси сифатида аниқланади:

$$\begin{aligned} l &= 2a \cos \beta/2 + \frac{D_1}{2} (\pi - \beta) + \frac{D_2}{2} (\pi + \beta) = \\ &= 2a \cos \beta/2 + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{\beta}{2} (D_2 - D_1). \end{aligned}$$

Бу ердаги косинусни қаторга ёйиб, биринчи икки хадни олсак, қуйидаги тақрибий муносабат келиб чиқади:

$$\cos \beta/2 \approx 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{\beta}{2} \right)^2$$

β нинг ўрнига унинг юқорида топилган қийматини ($\beta = \frac{D_2 - D_1}{a}$ ни) қўйиб, сўнгра соддалаштирсак, қуйидаги тенглик ҳосил бўлади:

$$l \approx 2a + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}. \quad (145)$$

Агар тасманинг узунлиги маълум бўлса (понасимон тасмаларда), зарур бўлган марказлараро a масофа қуйидагича аниқланади:

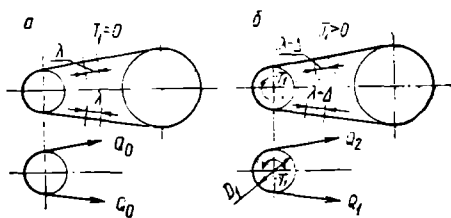
$$a = \frac{\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 8\Delta^2}}{4}, \quad (146)$$

бу ерда $\lambda = l - \pi D_{\text{ур}}$; $D_{\text{ур}} = (D_1 + D_2)/2$; $\Delta = (D_2 - D_1)/2$.

Тасма тармоқларидаги кучлар ва улар орасидаги муносабат

Қўйилган масалани ёритиш учун нагрузкасиз ва (72- шакл, а) нагрузкали (72- шакл, б) узатмаларни бир-бирига таққослаб кўрамыз.

Юқсрида айтилганидек, тасма шкивларга маълум таранглик билан кийдирилади. Демак, нагрузкасиз узатмада тасма тармоқларида фақат таранглик кучи Q_0 гина мавжуд бўлади. Агар



72- шакл. Тасма тармоқларидаги кучлар

узатма ҳаракатга келтирилиб, унга нагрукка берилса, у ҳолда тасманинг етакловчи (пастки) қисми тортилади ва унинг таранглиги Q_1 , етакланувчи қисми эса қисқариб, таранглиги Q_2 бўлади (72- шакл, б). Етакловчи тармоқдаги таранглик қанча ошган бўлса, етакланувчи тармоқдаги таранглик шунча бўшашиди, яъни:

$$Q_1 - Q_0 = Q_0 - Q_2 = \Delta Q.$$

Бошқача қилиб айтганда, нагруккали узатманинг тармоқларидаги таранглик қуйидагича ифодаланади:

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q_0 + \Delta Q; \\ Q_2 &= Q_0 - \Delta Q \end{aligned} \quad (147)$$

ёки

$$Q_1 + Q_2 = 2Q_0. \quad (148)$$

Етакловчи шкив учун мувозанат шарти

$$T = \frac{D_1}{2} (Q_1 - Q_2).$$

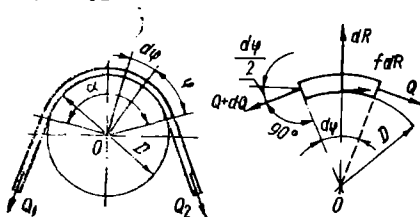
ёки

$$Q_1 - Q_2 = F \quad (149)$$

бўлади. Демак, тарангликнинг айирмаси айлана F кучни ҳосил қилади. (148) ва (149) тенгламалар Q_1 ва Q_2 га нисбатан биргаликда ечилса,

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q_0 + \frac{F}{2}. \\ Q_2 &= Q_0 - \frac{F}{2}. \end{aligned} \quad (150)$$

бўлади. (150) формула тасманинг етакловчи ва етакланувчи тармоқларидаги таранглик таъсир этувчи F кучга боғлиқ ҳолда ўзгаришини кўрсатади. Тасманинг тортиш қобилияти, аввало, тасма билан шкив орасидаги ишқаланиш коэффициентига ва қамров бурчагига боғлиқ. Таранглик кучларини бу факторларга боғлиқ равишда топиш масаласини Эйлер ҳал қилган эди. У ишқаланиш кучидан тўла фойдаланилганда Q_1 билан Q_2 орасида қандай боғлиқликни аниқлади.



Эйлер таълимотига кўра, тасманинг элементар бўлаги олиниб, унинг кучлар таъсиридаги мувозанати кўриб чиқилади (73- шакл).

Мувозанат шартига кўра, шкив марказига нисбатан олинган моментлар йиғиндиси:

$$Q \cdot \frac{D}{2} + dRf \frac{D}{2} - (Q + dQ) \frac{D}{2} = 0$$

73- шакл. Эйлер таълимотини тушунтиришга доир схема.

ёки

$$dRf = dQ \quad (a)$$

бўлади.

Агар кучларнинг вертикал ўққа проекциялари йиғиндиси олинса, қуйидагича бўлади:

$$dR - Q \sin \frac{d\varphi}{2} - (Q + dQ) \sin \frac{d\varphi}{2} = 0.$$

Бу тенгликдан иккинчи даражали кичик сонлар чиқариб ташлангач,

$$\sin \frac{d\varphi}{2} \approx \frac{d\varphi}{2}$$

деб қабул қилинса,

$$dR = Qd\varphi \quad (б)$$

бўлади.

(а) ва (б) га биноан

$$\frac{dQ}{Q} = f d\varphi \quad (в)$$

бўлади. Маълумки, Q нинг қиймати Q_2 дан Q_1 гача, φ нинг қиймати эса 0 дан α гача ўзгаради. Шунини эътиборга олиб, (в) ни интегралласак,

$$\int_{Q_2}^{Q_1} \frac{dQ}{Q} = \int_0^\alpha f d\varphi; \ln \frac{Q_1}{Q_2} = f\alpha, \frac{Q_1}{Q_2} = e^{f\alpha}$$

ёки

$$Q_1 = Q_2 e^{f\alpha} \quad (151)$$

келиб чиқади, бу ерда e — натурал логарифмнинг асоси. (148), (149) ва (151) тенгламаларни биргаликда ечиб, қуйидаги муносабатларни топиш мумкин:

$$Q_1 = F \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1};$$

$$Q_2 = F \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}; \quad (152)$$

$$Q_0 = \frac{F}{2} \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right).$$

Шундай қилиб, тасма тармоқларидаги Q_1 , Q_2 ва Q_0 кучларни узатилаётган F куч, қамров α бурчаги ва ишқаланиш f коэффициентини билан боғлайдиган формула топилди. Эгилувчан элементли механизмларнинг (масалан, тасмали тормознинг) назариясини ўрганишда топилган формуланинг аҳамияти катта. Бу формула ёрдамида узатма ишини ҳар тарафлама баҳолаш мумкин. Масалан, формуладан топилган

Q_0 тасманинг нормал ишлаши учун зарур бўлган таранглик кучининг энг кичик қийматидир. Агар

$$Q_0 < \frac{F}{2} \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right)$$

бўлса, узатмада тўла сирпаниш бошланади. Формуладан кўриниб турибдики, f ва α нинг ортиши узатманинг ишлашига ижобий таъсир кўрсатади. Агар $F = \text{const}$ бўлган ҳолда $f\alpha \rightarrow \infty$ бўлса, $Q_1 \rightarrow F$; $Q_2 \rightarrow 0$; $Q_0 \rightarrow \frac{F}{2}$ бўлади, яъни тасма таранглигининг ҳаммаси айлана F кучни узатишга сарфланади. Агар $f\alpha \rightarrow 0$ бўлса, Q_1, Q_2 ва $Q_0 \rightarrow \infty$ бўлади, яъни тарангликнинг қандай бўлишидан қатъи назар, узатма фойдали иш бажара олмайди. Понасимон тасмали ҳамда тарангловчи роликли узатмалар ана шу ҳулса асосида яратилган, чунки понасимон тасманинг ишлатилиши f ни, тарангловчи роликнинг ишлатилиши эса α ни катталаштиради. Тарангловчи роликсиз узатмада α нинг ўзгариши a ва u га боғлиқ. a нинг кичиклашуви ва u нинг ортуви α нинг камайишига сабаб бўлади. Шунинг учун амалда бажариладиган ҳисоблашларда a, u, α нинг қийматлари маълум оралиқларда бўлиши тавсия этилади.

Узатманинг ишлашида тасма тармоқларида Q_1, Q_2 ва Q_0 кучлардан таъсир, марказдан қочирма куч ҳам пайдо бўлади. Бу куч тезликнинг квадратига ҳамда тасманинг узунлик бирлигига тўғри келадиган оғирлигига тўғри пропорционал бўлиб, қуйидагича аниқланади:

$$Q_v = \frac{q}{g} v^2, \quad (153)$$

бу ерда $q = \gamma b \delta$ бўлиб, бир метр тасманинг оғирлигидир, b — тасманинг эни; δ — тасманинг қалинлиги; γ — тасманинг солиштирма оғирлиги.

Q_v таранглик Q_0 кучининг таъсирини сусайтиради, яъни узатманинг ишига салбий таъсир кўрсатади. Бироқ, узатмаларнинг тезлиги нисбатан кичик бўлганлиги учун Q_v нинг таъсири айтарли катта эмас.

Тасма тармоқларидаги Q_1 ва Q_2 кучларнинг (Q_v дан бошқаларининг) тенг таъсир этувчиси узатманинг вал ва таянчларига тушаётган кучни ҳосил қилади (74- шакл). Тенг таъсир этувчи куч қуйидагича аниқланади:

$$R = \sqrt{Q_1^2 + Q_2^2 + 2Q_1Q_2 \cos \beta} \approx 2Q_0 \cos \frac{\beta}{2}. \quad (154)$$

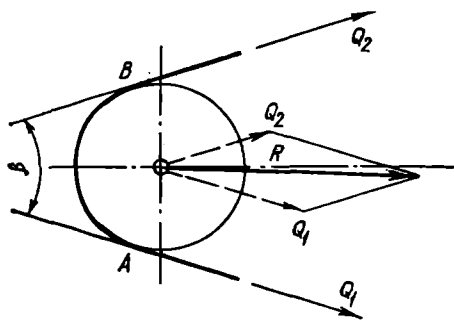
Одатда, R нинг қиймати айлана F кучга қараганда икки-уч ҳисса катта бўлади (тишли узатмаларда эса $R \approx F$)

Тасмадаги кучланишлар

Тасма учун ишлатиладиган материаллар деформацияси Гук қонунига бўйсунмайди. Шунинг учун тасмадаги кучланишлар материаллар қаршилиги курсидаги формулалар ёрдамида аниқланар экан,

олинган натижанинг маълум даражада тақрибий эканлигини назарда тутиш керак.

Энг катта кучланиш етакловчи тармоқда бўлиб, у Q_1 дан ҳосил бўлган σ_1 , Q_v дан ҳосил бўлган σ_v кучланиш ва тасманинг шкивни қамраб турган жойида ҳосил бўладиган эгувчи кучланиш $\sigma_{эг}$ дан тuzилади. Улар қуйидагича аниқланади:



74-шакл. Тасмали узатманинг таянчга тушадиган кучини аниқлашга доир схема.

$$\left. \begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{Q_1}{S} = \frac{Q_0}{S} + \frac{F}{2S} = \sigma_0 + \frac{\sigma_F}{2}; \\ \sigma_v &= \frac{Q_v}{S} = \frac{\gamma}{g} v^2; \quad \sigma_{эг} = \frac{\delta}{D} E, \end{aligned} \right\} \quad (155)$$

бу ерда $S = bd$ — тасма кўндаланг кесимининг юзи; $\sigma_{эг}$ ни топишда қуйидагича асосланилган (75-шакл):

$$\sigma_{эг} = \epsilon E,$$

бу ерда ϵ — тасма сиртқи толаларининг нисбий чўзилиши; E — эластиклик модули.

Маълумки, балкаларнинг эгилишида

$$\epsilon = y/\rho$$

бўлади, бу ерда y — нейтрал қаватдан энг сиртқи толагача бўлган масофа; ρ — эгрилик радиуси.

Шкивни қамровчи тасма учун:

$$y = \delta/2; \quad \rho = D/2.$$

Демак,

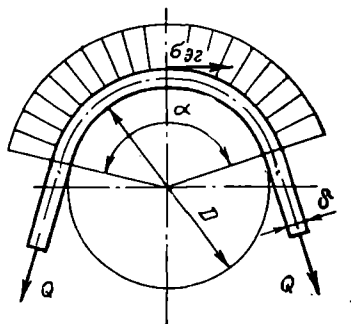
$$\epsilon = \delta/D; \quad \sigma_{эг} = \frac{\delta}{D} E$$

бўлади. Шундай қилиб, тасманинг етакловчи тармоғидаги кучланишларнинг йиғиндиси қуйидагича бўлади (76-шакл).

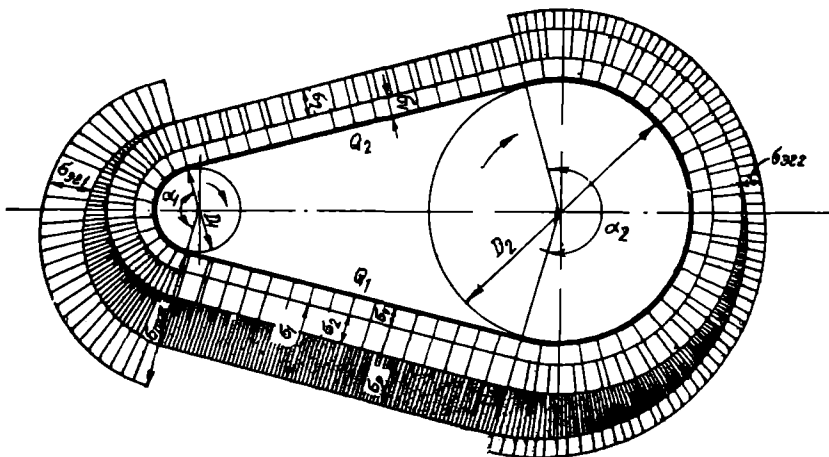
$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{эг} = \sigma_0 + \frac{\sigma_F}{2} + \sigma_v + \sigma_{эг},$$

(156)

бу ерда $\sigma_F = F/S$ — фойдали кучланиш. Уни $\sigma_F = \sigma_1 - \sigma_2$ сифатида ҳам аниқлаш мумкин. Тасманинг тортиш қобилятиги рухсат этилган айлана F куч ёки фойдали σ_F кучланиш орқали ифодалаш мумкин (шаклда σ_ρ).



75-шакл. Тасмадаги эгувчи кучланиш эпюраси.



76- шакл. Тасма тармоқларидаги кучланишлар эпюраси.

Бошланғич тарангликдан ҳосил бўлган кучланиш ортиши билан фойдали кучланиш ҳам ортади:

$$\sigma_p = 2\sigma_0 \frac{e^{l\alpha} - 1}{e^{l\alpha} + 1}. \quad (157)$$

Лекин σ_0 нинг қийматини ҳаддан ташқари ошириб бўлмайди, чунки σ_0 нинг ортиши тасма чидамлилигининг камайишига сабаб бўлади. Технология ва машинасозлик Марказий илмий-текшириш институти (ЦНИИТМАШ) нинг иттифоқимизда ишлаб чиқарилган ҳар хил тасмалар билан ўтказган тажрибаларига кўра, бошланғич тарангликдан ҳосил бўлган кучланиш 1,5—2,0 МПа оралиғида бўлганда тасмали узатма энг яхши натижа билан ишлайди.

Текширишлар шуни кўрсатадики, тасма 20 м/с тезлик билан ҳаракатланганда марказдан қочирма Q_0 кучдан ҳосил бўлган кучланиш 0,4 МПа, тасма 40 м/с тезлик билан ҳаракатланганда эса 1,6 МПа бўлади. Одатдаги узатмаларнинг тезлиги 25 м/с дан ошмайди. Шунинг учун σ_v га унча эътибор берилмаса ҳам бўлади.

Агар эластиклик модули $E = 200$ МПа деб олиниб, ҳар хил диаметрли шкивга кийдирилган тасмалар учун эгувчи кучланиш (155) формула ёрдамида аниқланса, қуйидаги натижалар келиб чиқади:

D/δ	200	бўлганда	$\sigma_{\text{эг}}$	1 МПа
«	100	»	«	2 МПа
«	50	»	«	4 МПа
«	25	«	«	8 МПа

Маълумки, узатмалар лойиҳалашда узатма ўлчамларининг иложи борича кичик бўлишига ҳаракат қилинади. Бунинг учун D/δ кичик бўлиши керак. Ваҳоланки, D/δ нинг кичрайтирилиши $\sigma_{\text{эг}}$ нинг ортишига, бу эса, ўз навбатида, тасма чидамлилигининг камайишига олиб

келади. Шунинг учун амалда $\sigma_{\text{эг}}$ нинг қиймати $D/8$ нинг рухсат этилган кичик қиймати билан чегараланади. Шунинг назарда тутиш керакки, тасманинг чидамлилиги фақат $\sigma_{\text{эг}}$ нинг қийматигагина боғлиқ бўлиб қолмай, балки унинг таъсир этиш характерига ва циклнинг қанчалик тез такрорланиб туришига (частотасига) ҳам боғлиқдир. Циклнинг такрорланиш тезлиги тасманинг шкивни вақт бирлигида айланиб ўтиш сони билан ўлчанади. Тасманинг бир секундда шкивни неча марта айланиб ўтишини қуйидагича аниқлаш мумкин:

$$i = v/l, \quad (158)$$

бу ерда v — айлана тезлик, м/с; l — тасманинг узунлиги, м. i нинг қиймати қанчалик катта бўлса, тасманинг чидамлилиги шунчалик кичик бўлади. Шу сабабли амалда i нинг қийматини маълум катталикда олиш тавсия этилади. Чунинчи:

$$\left. \begin{array}{l} \text{ясси тасмалар учун } i \leq 3 \quad 5; \\ \text{понасимон тасмалар учун } i \leq 10 \quad 20. \end{array} \right\} \quad (159)$$

Тажриба шуни кўрсатадики, юқорида тавсия этилганларга риоя қилиб лойиҳаланган узатмаларда тасмаларнинг ўртача чидамлилиги 2000 ... 3000 соатдан кам бўлмайди.

Тасманинг шкивларда сирпаниши

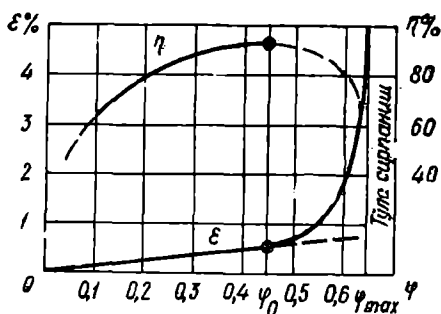
Н. Е. Жуковскийнинг илмий тадқиқотлари сирпаниш ҳодисасини қуйидаги икки турга ажратиб ўрганиш зарурлигини кўрсатди:

а) эластик сирпаниш; бу сирпаниш узатмага қандай нагрузка тушганлигидан қатъи назар содир бўлаверади;

б) тўла сирпаниш; тасмага ўта нагрузка тушуvidан содир бўлади.

Эластик сирпанишнинг мавжудлигини қуйидагича тушунтириш мумкин. Гук қонунига кўра, тасманинг ҳар бир жойидаги деформацияси $\epsilon = \frac{\sigma}{E}$ бўлади. Демак, эластиклик модули ўзгармас (материал бир хил) бўлганда деформациянинг бирдек бўлиши учун кучланиш ўзгармаслиги керак. Аммо, юқорида айтилганидек, ҳаракатдаги тасманинг етакловчи тармоғида Q_1 куч етакланувчи тармоғида эса Q_2 куч пайдо бўлади. Булардан ҳосил бўлган кучланиш σ_1 ва σ_2 бўлиб, $\sigma_1 > \sigma_2$ дир.

Бу деган сўз, А нуқтадаги (74-шакл) деформация $\epsilon_A = \frac{\sigma_1}{E}$ бўлса, В нуқтадаги деформация $\epsilon_B = \frac{\sigma_2}{E}$ бўлади, демакдир, $\sigma_1 > \sigma_2$ бўлгани учун $\epsilon_A > \epsilon_B$ бўлади. Бинобарин, бир вақтнинг ўзида тасманинг А нуқтаси В нуқтасига қараганда кўпроқ ҳаракат қилади, яъни $v_A > v_B$ бўлади. Лекин шкивнинг ҳамма нуқталари бир хил ҳаракат қилади. Демак, тасманинг А нуқтаси В нуқтага яқинлашгани сари шкивдан орқада қола бошлайди. Ана шу ҳодиса эластик сирпанишдир. Узатмага қанчалик катта нагрузка тушса, сирпаниш ҳодисаси шунчалик кўп сезилади. Агар ҳаракатдаги узатманинг етакланувчи шкивидаги қаршилик моменти маълум қийматдан ортиб кетса, шкив бутунлай айланмай қўяди. Бу ҳолатда тасма етакланувчи шкив устидан сирпаниб кетаверади. Бу ҳодиса тўла сирпаниш ҳодисаси дейилади. Тасманинг бундай шароитда ишлашига йўл қўймаслик керак.



77-шакл. Тасмали узатмаларнинг спираниш коэффициенти (ϵ) ва фойдали иш коэффициенти (η) эгри чизиқлари.

Сирпаниш ва фойдали иш коэффициенти эгри чизиқлари

Ҳозирги вақтда тасмали узатманинг юкланиш қобилияти сирпаниш ва фойдали иш коэффициенти эгри чизиқлари асосида баҳоланади (77-шакл).

Бундай графиклар турли тасмаларни тажрибада текшириш натижасида тузилади. Графикда ординаталар ўқиға сирпаниш коэффициенти ва фойдали иш коэффициенти η , абсциссалар ўқиға эса узатманинг тортиш

коэффициенти ϕ орқали ифодаланган юкланиши қўйилади. Тортиш коэффициенти қуйидагича ифодалананади:

$$\phi = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1 + Q_2} = \frac{F}{2Q_0} \quad (160)$$

Тортиш коэффициенти ϕ дастлабки таранглик $2Q_0$ нинг қанча қисми фойдали F кучни узатишга сарфланилаётганлигини кўрсатади. Бироқ фойдали куч фақат дастлабки таранглик $2Q_0$ гагина эмас, балки тасма тармоқларидаги тарангликнинг айирмасига ҳам боғлиқ. Бу

$$F = Q_1 - Q_2$$

айирманинг мавжудлиги тасманинг шкив¹ устида сирпанишига олиб келади. Сирпаниш миқдори сирпаниш коэффициенти билан ифодаланади:

$$\epsilon = \frac{n_2 - n_2'}{n_2} \cdot 100\% \quad (161)$$

бу ерда n_2' — етакланувчи шкивнинг ҳақиқий айланишлар сони; n_2 — шу шкивнинг назарий айланишлар сони.

Юқорида айтилганларга биноан, қуйидаги хулосага келиш мумкин: маълум дастлабки $2Q_0$ таранглик учун айлана F кучни ўзгартириб, тортиш коэффициентининг ҳар хил қийматини олиш мумкин, лекин бу ҳолда сирпаниш коэффициенти ϵ нинг қиймати ҳам ҳар хил бўлади.

Маълумки, тасманинг дастлабки таранглигидан максимал фойдаланиш учун тортиш коэффициенти ϕ нинг қийматини катталаштиришга ҳаракат қилинади. Бироқ ϕ нинг қиймати маълум миқдордан ошириб юборилса, узатмадаги зарарли ҳодиса — тўла сирпаниш ҳодисаси рўй беради. Демак, ҳар бир тасма учун ϕ нинг шундай қийматини аниқлаш мумкинки (77-шаклда ϕ_0), унинг бу қийматида сирпанишнинг салбий таъсири унча катта бўлмагани ҳолда мумкин қадар кўп нагрузка F узатилади, натижада узатманинг фойдали иш коэффициенти мак-

симал қийматига етади. Буни сирпаниш эгри чизиги графигидан яққол кўриш мумкин. Тортиш коэффициентининг қийматини ифодаловчи (160) касрнинг сурати ва махражи тасманинг кўндаланг кесим юзи $S = bd$ га бўлинса, қуйидаги ифода келиб чиқади;

$$\varphi = \frac{F}{2Q_0} = \frac{F/S}{2Q_0/S} = \frac{\sigma_F}{2\sigma_0}, \quad (162)$$

бу ерда σ_F — фойдали кучланиш; σ_0 — тасманинг дастлабки таранглигидан ҳосил бўлган кучланиш. Тасмаларда σ_0 нинг қиймати 1,5 ... 2 МПа бўлганда узатманинг энг яхши натижа билан ишлаши юқорида айтиб ўтилган эди. Ана шуни эътиборга олиб, ҳар бир тасма учун фойдали кучланишни, қолаверса, бу тасма воситасида узатилиши мумкин бўлган айлана кучнинг оптимал қийматини аниқлаш мумкин. Бунинг учун юқорида келтирилган формулани қуйидагича ифодалаймиз:

$$\sigma_F = 2\sigma_0\varphi_0. \quad (163)$$

Бундан ташқари,

$$F = \sigma_F \cdot S$$

ёки

$$N = \frac{Fv}{1000} \text{ кВт} \quad (164)$$

бўлади. Шундай қилиб, сирпаниш эгри чизиги воситасида турли тасмалар учун улар узата олиши мумкин бўлган айлана куч ҳамда қувватнинг оптимал қийматини аниқлаш мумкин.

Ҳозирги вақтда тасмали узатмалар ана шу йўсинда топилган фойдали кучланишнинг рухсат этилган қиймати асосида ҳисобланади. Шунинг учун бундай ҳисоблаш сирпаниш эгри чизиги бўйича ҳисоблаш деб юритилади. Бир қанча тасманинг эгри чизикларини текшириш натижасида фойдали кучланишнинг рухсат этилган қиймати билан чидамлик белгиси $\delta'D_1$ орасида қуйидагича боғланиш борлиги аниқланди:

$$[\sigma_F]_0 = A - W \frac{\delta}{D_1}, \quad (165)$$

бу ерда A ва W тасманинг тури ва материалига боғлиқ ўзгармас коэффициентлар. Бундан ташқари, A коэффициенти σ_0 га ҳам боғлиқ бўлади. Бу коэффициентларнинг қийматлари қамров бурчаги $\alpha = 180^\circ$ тезлиги 10 м/с бўлган тасмаларни экспериментал синаш усули билан аниқланади. Масалан, $\sigma_0 = 1,8$ МПа бўлганда, чарм тасмалар учун $[\sigma_F]_0 = 2,9 - 30 \frac{\delta}{D_1}$ МПа, резиналанган тасмалар учун эса $[\sigma_F]_0 = 2,5 - 10 \cdot \frac{\delta}{D_1}$ МПа бўлиши аниқланган. Шу йўл билан аниқланган фойдали кучланишларнинг ҳар хил тасмалар учун рухсат этилган қийматлари махсус жадвалларда келтирилади (19—20- жадваллар). Узатманинг амалда ишлаш шароити юқорида кўрсатилган тажриба шароитидан фарқ қилганлиги туфайли, ҳисобланаётган аниқ узатма учун рухсат этилган кучланишнинг қийматини белгилашда мавжуд шароитни

ҳисобга олувчи тузатмалар киритилади. Шундай қилиб, ҳисоблана-
ётган аниқ узатма учун:

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 \cdot C_0 C_1 C_2 C_3 \quad (166)$$

19- жадвал

Фойдали кучланишнинг ясси тасмалар учун рухсат
этилган қийматлари $[\sigma_F]_0$, МПа

Тасманинг тури	D_1/δ									
	20	25	30	35	40	45	50	60	75	100
Резиналанган	—	(2,1)	2,17	2,21	2,25	2,28	2,3	2,33	2,37	2,4
Чармдан тайёрланган	(1,4)	1,7	1,9	2,04	2,15	2,23	2,3	2,5	2,5	2,6
Ип-газламадан тайёрланган	(1,35)	1,5	1,6	1,67	1,72	1,77	1,8	1,85	1,9	1,95
Жундан тайёрланган	(1,05)	1,2	1,3	1,37	1,47	1,47	1,5	1,55	1,6	1,65

Э с л а т м а: 1) жадвал $\sigma_0 = 1,8$ МПа қилиб олинган ҳол учун тузилган. Агар $\sigma_0 = 2,0$ МПа қилиб олинса, жадвалда келтирилган $[\sigma_F]_0$ нинг қиймати 10% оширилади, $\sigma_0 = 1,6$ МПа қилиб олинганда эса 10% камайтирилади; 2) агар шквлар пластмассалардан тайёрланган бўлса, $[\sigma_F]$ нинг қиймати 20% оширилади; 3) ҳам ва чанг шарситда ишлайдиган узатмалар учун $[\sigma_F]_0$ нинг қиймати 10...30% камайтирилади.

20- жадвал

Фойдали кучланишнинг понасимон тасмалар учун рухсат
этилган қийматлари

Тасманинг тури	О	А	Б	В	Г	Д	Е
D_1 , мм	70						
	80						
$[\sigma_F]_0$, МПа	1,45						
	1,57						
$[\sigma_F]_0$, МПа	1,65						
	1,51						
$[\sigma_F]_0$, МПа	1,61						
	1,7						
$[\sigma_F]_0$, МПа	1,51						
	1,67						
$[\sigma_F]_0$, МПа	1,74						
	1,51						
$[\sigma_F]_0$, МПа	1,69						
	1,84						
$[\sigma_F]_0$, МПа	1,91						
	1,51						
$[\sigma_F]_0$, МПа	1,72						
	1,91						
$[\sigma_F]_0$, МПа	1,92						
	1,51						
$[\sigma_F]_0$, МПа	1,72						
	1,92						
$[\sigma_F]_0$, МПа	1,51						
	1,73						
$[\sigma_F]_0$, МПа	1,92						
	1,92						

Э с л а т м а: жадвал $\sigma_0 = 1,2$ МПа қилиб олинган ҳол учун тузилган. Агар $\sigma_0 = 1,5$ МПа қилиб олинса, жадвалда келтирилган $[\sigma_F]_0$ нинг қиймати 12% оширилиши, $\sigma_0 = 0,9$ МПа қилиб олинганда эса 20% камайтирилиши керак.

бўлади: бу ерда $[\sigma_F]_0$ — рухсат этилган фойдали кучланишнинг жадвалда келтирилган қиймати; C_0 — қамров бурчаги қийматининг узатманинг тортиш қобилятига таъсирини ҳисобга олувчи коэффициент (21- жадвал); C_1 — тезликнинг узатма ишига таъсирини ҳисобга олувчи коэффициент (22- жадвал); C_2 — ишлаш режимини ҳисобга олувчи

коэффициент (23-жадвал); C_3 — узатманинг горизонтал текисликка нисбатан жойлашувини ва тасмани таранглаш усулини ҳисобга олувчи коэффициент (24-жадвал).

21-жадвал

Қамров бурчаги коэффициенти C_0

Тасманинг тури	Қамров бурчаги α°					
	80	120	140	160	180	200
Ясси	—	0,82	0,88	0,94	1,0	1,12
Понасимон	0,62	0,83	0,90	0,96	1,0	1,08

22-жадвал

Тезлик коэффициенти C_1

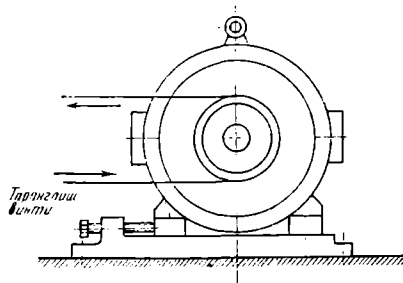
Тасманинг тезлиги, м/с	1	5	10	15	20	25	30
Ясси тасмалар учун	1,04	1,03	1,0	0,95	0,88	0,79	0,68
Понасимон тасмалар учун	1,05	1,04	1,0	0,94	0,85	0,74	0,60

23-жадвал

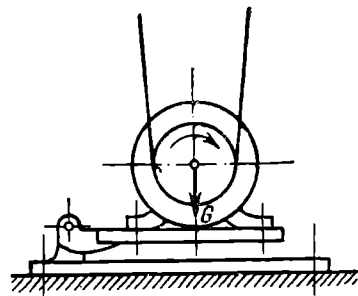
Иш режими коэффициенти C_2

Нагруканинг характери	Машина тури	C_2
Бир текис	Вентиляторлар, марказдан қочирма насос ва компрессорлар, токарлик ва пармалаш станоклари	1,0
Нагруканинг ўзгариши меъёрида бўлган ҳоллар	Поршенли насос ва компрессорлар, пластинкали транспортёрлар, автомат станоклар	0,9
Нагруканинг ўзгариши сезиларли даражада катта бўлган ҳоллар	Гоҳ бир томонга, гоҳ иккинчи томонга ҳаракатланиб турадиган юритмалар, рандалаш станоклари, элеваторлар	0,8
Нагруканинг ўзгариши нотекис бўлган ва зарб билан таъсир қилган ҳоллар	Қўтаргичлар, экскаваторлар, ҳар хил пресслаш машиналари, болғалаш ускуналари ва шу кабилар	0,7

Ҳозирги вақтда тасмаларнинг зарур таранглигини таъминловчи ҳар хил усуллар мавжуд. Булардан кўпроқ ишлатиладигани тасмани зарурат туғилганда таранглаб туришга имкон берадиган винтли қурилмалардир (78-шакл). Бунда тасманинг таранглиги вақт-вақти билан кузатиб турилади ва керак бўлган тақдирда винт буралиб етакловчи шкив бириктирилган электрик двигатель махсус салазкада жойидан



78- шакл. Тасманинг винтли қурилма воситасида таранглианиши.



79- шакл. Тасманинг [электрик двигател] оғирлиги билан таранглианиши.

қўзғатиллади. Бу усулнинг камчилиги шуки, узатманинг иши доимо назорат қилиб турилиши керак.

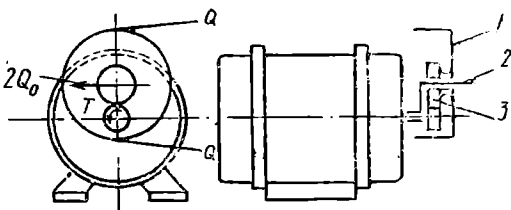
Тарангликни таъминлашнинг энг оддий усулларидан яна бири жойидан осон силжийдиган қилиб ўрнатилган электрик двигателни пружина билан тортиб қўйиш ёки уни ўз оғирлиги таъсирида тасмани тортиб турадиган тарзда осидир (79- шакл). Бундай ҳолларда тасманинг таранглиги доимо бир хил бўлиб туради. Шунинг ҳам таъкидлаб ўтиш керакки, оз нагрузка билан ишлаётган узатмада тарангликнинг ўзгармай туриши унинг иш кўрсаткичларини пасайтиради. Шунинг учун, сўнгги йилларда тасманинг таранглигини нагрузканинг ўзгаришига монанд равишда автоматик ўзгартириб турувчи қурилмалардан фойдаланилмоқда. Бундай қурилмалардан бири 80- шаклда кўрсатилган. Бунда ҳаракат электрик двигателдан тебранувчи ричаг 2 даги шкив 1 га тишли ғилдираклар жуфти воситасида узатилади. Тебранувчи ричаг етакланувчи ғилдирак 3 нинг ўқи ҳисобланади. Қурилма

24- жадвал

C_3 коэффициентининг қиймати

Тасмали узатманинг тури	Узатманинг горизонтал текисликка нисбатан жойлашув бурчаги		
	0° дан 60° гача	60° дан 80° гача	80° дан 90° гача
Тасманинг таранглиги автоматик равишда таъминланадиган узатмалар	1,0	1,0	1,0
Очиқ ва тарангловчи мосламаси бўлган узатмалар	1,0	0,9	0,8
Айқаш узатмалар	0,9	0,8	0,7
Ярим айқаш ва йўналтирувчи роликли узатмалар	0,8	0,7	0,6

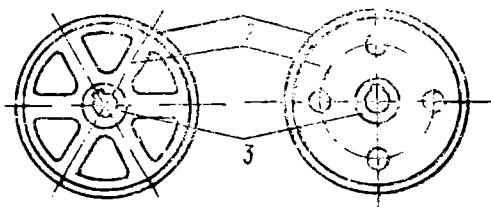
шундай ясалганки, тишли филдиракларнинг айлана кучи тасма учун зарур тарангликка ($2Q_0$) тенг бўлиб, шкив айланаётган томонга тескари йўналган. Нагрузканинг ўзгариши электрик двигателъ буровчи моментининг ўзгаришига, бу эса, ўз навбатида, 80- шакл. Тасманинг автоматик равишда таранглиниш филдираклардаги айлана кучининг, яъни таранглик кучининг ўзгаришига олиб келади. Бундай қурилманинг тузилиши мураккаброқ бўлса-да, мавжуд афзалликлари улардан янада кенгроқ фойдаланишга ундайди.



80- шакл. Тасманинг автоматик равишда таранглиниш қурилмаси.

35- §. Тасмали узатманинг шкивлари

Шкивлар мумкин қадар энгил ва мустаҳкам бўлиши керак. Тасманинг ейилишини камайтириш мақсадида шкивларнинг сиртига алоҳида ишлов берилади. Шкивлар чўян, пўлат, энгил қотишмалар ва пластмассалардан тайёрланади. Энг кўп тарқалгани қўйма чўян шкивлардир. Улардан тезлиги 30 м/с гача бўлган узатмаларда фойдаланилади. Тезлик бундан ортиқ бўлганда пўлат шкив ишлатиш тавсия этилади. Жуда катта тезлик билан ишлайдиган узатмаларда энгил қотишмалардан тайёрланган шкивлар ишлатилгани маъқул. Одатда, шкив учта асосий қисмдан, гардиш (тўғин) 1, гупчак 3 ва кегай ёки диск 2 дан иборат бўлади (81- шакл).

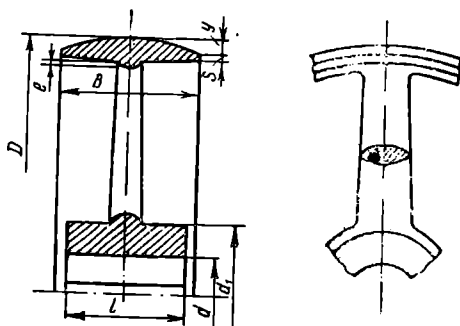


81- шакл. Шкивларнинг тузилиши.

Шкив гардишининг эни B узатмани ҳисоблашда аниқланади, қалинлиги эса пухталиқ ва технологик нуқтаи назардан қараб олинади. Масалан, чўян шкивлар учун

$$S = 0,01 \frac{D}{2} + 3 \text{ мм қилиб}$$

олиш тавсия этилади (82- шакл). Тасма шкив гардишидан осон чиқиб кетмаслиги учун шкивнинг сирти маълум даражада қабариқ қилиб тайёрланади. Қабариқликнинг баладлиги D ва B га қараб, ГОСТ жадвалларидан олинади. Унинг ўртача қиймати $y = 0,01B$



82- шакл. Қўйма шкивларнинг асосий геометрик ўлчамлари.

бўлади. Умуман олганда, шкивларнинг ўлчамлари, уларнинг ҳисобий диаметрига қараб, стандарт жадвалларидан аниқланади. Лекин гупчак ўлчамлари орасида қуйидагича боғланиш бўлади:

$$\begin{aligned}d_1 &= (1,8 \dots 2,0)d, \\l &= (1,5 \dots 2,0)d.\end{aligned}$$

Юқорида тасмали узатмаларга тааллуқли умумий масалаларгина кўриб ўтилди. Энди машинасозликда кенг кўламда ишлатиладиган ясси ва понасимон тасмали узатмаларнинг тузилиши ва уларни лойиқчалаш усулларининг айрим хусусиятлари билан танишиб чиқамиз.

36-§. Ясси тасмали узатмалар

Бундай узатмаларда ишлатиладиган тасмаларнинг кўндаланг кесими ён ёғи энига қараганда сезиларли даражада кичик бўлган тўғри тўртбурчакликдан иборат. Шунинг учун ҳам улар ясси тасмалар деб юритилади.

Ясси тасмалар саноатда, машинасозликда жуда кўп ишлатилади. Улар ҳар хил материаллардан эни 15 мм дан 1200 мм гача қилиб ишлаб чиқарилади. Иттифоқимизда ишлатиладиган ясси тасмаларнинг асосий турлари *чарм*, *ип газлама*, *жун* ва *резиналанган* тасмалардир. Бу тур тасмаларнинг ўлчамлари стандартлаштирилган бўлиб, марказлаштирилган ҳолда ишлаб чиқарилади. Уларнинг техникавий характеристикаси 25- жадвалда келтирилган.

Резиналанган тасмалар. Бу турдаги тасмалар саноатда энг кўп тарқалган. Улар нисбатан чидамли бўлиб, 30 м/с гача тезлик билан ҳаракатланадиган узатмаларда ишлатилади.

Бу тасмалар вулканизацияланган резиналар ёрдамида бир-бирига ёпиштирилган бир неча қават газламадан тузилган. Тасманинг газлама қисми асосий кучланишда ишлайди, резина эса газлама қаватларини бир бутун қилиб ёпиштиради ва зарур ишқаланиш коэффициентини ҳамда эгилувчанликни таъминлайди. Тасмадаги газлама қаватлари сони 2—9 та бўлиши мумкин. Бу турдаги тасмаларнинг камчилиги шуки, улар ёғ, керосин, бензин каби моддаларга унча бардош бера олмайди, шунинг учун улар бу моддалардан албатта сақланиши керак. Бундан ташқари, уларни кичик диаметрли шкивларда ишлатиб бўлмайди, чунки бундай ҳолларда қаватларнинг ажралиб кетиши мумкин. Резиналанган тасмаларнинг мустаҳкамлик чегараси $\sigma_B = 30—40$ МПа ни ташкил этади.

Чарм тасмалар. Бу тасмаларнинг ишлаш хусусиятлари яхши бўлиб, кўпга чидайди. Улар ўзгарувчан нагрузка таъсир этадиган ва тезлиги 40—45 м/с бўлган узатмаларда ишлатилади. Чарм тасмаларнинг камчилиги шундан иборатки, уларни юқори температурали ёки зах жойларда ишлатиб бўлмайди. Мустаҳкамлик чегараси

$$\sigma_B = 200 \dots 250 \text{ МПа}$$

Ип газлама тасмалар. Бу тасмалар, асосан, кам қувватли, тез ҳаракатланувчи узатмаларда ишлатилади. Уларни шкивларнинг диа-

Ясси тасмаларнинг техникавий характеристикаси

Тасмаларнинг тури	Чарм тасмалар	Резиналанган тасмалар	Ип газлама тасмалар	Жун тасмалар
1	2	3	4	5
ОСТ ва ГОСТ	ОСТНҚЛП 5773/176	ГОСТ 101—54	ГОСТ 6982—54	ОСТНКТП 3157
Тасманинг эни, мм	20—300	20—500	30—250	50—500
Тасманинг қалинлиги, мм	Бир қаватлиси 3—5,5 икки қаватлиси 7,5—10	2,5—13,5	4,5—6,5— —8,5	6—9—11
Чўзилишдаги мустаҳкамлик чегараси, МПа	20	37—44	35—40	30
$D_{\text{тин}}/\delta$ нисбатининг тавсия этилгани рухсат этилгани	≥ 35 ≥ 25	≥ 40 ≥ 30	≥ 30 ≥ 25	≥ 30 ≥ 25
Тавсия этиладиган энг катта тезлик, м/с	40	20—30	25	30
Солиштирама оғирлиги γ , Н/дм ³	9,8	12,5—15	7,5—10,5	9—12
Эластиклик модули E, МПа	100—150	80—120	30—60	—

метри кичик бўлган узатмаларда ишлатиш мумкин. Бу тур тасмалар арзон туради, аммо бошқа тасмаларга қараганда тез ишдан чиқади, чунки титилиб кетади. Ип газлама тасмаларга мўм, озокерит каби моддалар қотишмаси шимдирилади. Бу тасмаларнинг мустаҳкамлик чегараси 50 МПа дан кам бўлмайди.

Жун тасмалар. Бу тасмалар қуввати ўртача ва катта бўлган узатмаларда ишлатилади. Жун тасмалар эгилувчан бўлганлиги туфайли уларни нотекис цикл билан ва тўсатдан ўзгарувчан нагрузкали узатмаларда ишлатиш маъқул. Юқори температура, нам, чанг ва кислота кабилар ўртача тўйинтирилган жун тасмаларга зарарли таъсир этмайди. Шунинг учун юқоридаги каби шароитда бошқа тур тасмалардан кўра жун тасмалар ишлатиш маъқул кўрилади.

Юқорида баён этилган тасмалар орасида резиналанган ва чарм тасмалар энг яхши тортиш хусусиятига эга. Шунинг учун бу тасмалар саноатда кенг кўламда ишлатилади. Ясси тасмалар кўпинча узун

ленталар тарзида тайёрланади ва рулон қилиб ўралган ҳолда сақланади. Шунинг учун узатмаларда тасмалардан фойдаланишда керагича узунликдаги тасма қирқиб олиниб, икки учи уланади. Тасмаларнинг учлари елимлаш, тикиш ҳамда металл улагичлар воситасида уланади (26- жадвал).

Сўнгги йилларда саноатда маълум узунликдаги улоқсиз тасмалар ишлаб чиқарила бошлади. Бундай тасмаларнинг чидамлилиги одатдагидан юқори бўлиб, узатмаларнинг тезлигини оширишга имкон беради.

Ясси тасмали узатмаларни ҳисоблаш усули

Одатда, лойиҳалаш учун қилинадиган ҳисобларда қувват N_1 кВт, айланиш частотаси n_1 мин⁻¹ узатиш сони u маълум бўлиши керак. Ҳисоблаш натижасида D_1 , D_2 , a ва тасманинг тури ҳамда унинг ўлчамлари (b , δ , l) аниқланади. Ҳисоблаш жараёнида юқорида келтирилган ҳамда қуйида берилган тавсияларга эътибор қилиш керак:

$$i \leq 3 \dots 5; \alpha \geq 150^\circ;$$

очиқ узатма учун $u \leq 5$; $a \geq 2(D_1 + D_2)$; тарангловчи роликли узатма учун $u \leq 10$; $a \geq D_1 + D_2$; ип газлама, чарм ва жун тасмалар учун $\frac{D_1}{\delta} \geq 25$; резиналанган тасмалар учун $\frac{D_1}{\delta} \geq 30$.

Узатмалар қуйидаги тартибда ҳисобланади.

1. М. А. Саверин формуласи ёрдамида етакловчи шкивнинг диаметри a ниқланади:

$$D_1 = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{\frac{N_1}{n_1}} \text{ мм.} \quad (167)$$

Топилган қиймат шкивларнинг 17383–73–ГОСТда келтирилган диаметрлари билан солиштирилиб, энг яқин келгани танланади. Танланган диаметр қийматидан фойдаланиб, (139) ифода ёрдамида тасма тезлиги аниқланади. Имкони борича $v \leq 25$ м/с бўлишига эришиш керак.






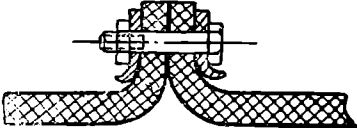
2. Етакланувчи шкивнинг диаметри топилади:

$$D_2 = D_1(1 - \varepsilon)u.$$

Топилган қиймат ГОСТда келтирилган миқдор билан мослаштирилади. D_1 ва D_2 нинг қиймати ГОСТдаги миқдор билан мослаштирилгач, узатиш сони u нинг шу диаметрларга мос ҳақиқий қиймати аниқланади:

$$u' = D_2/D_1.$$

Топилган узатиш сонидан фойдаланиб, етакланувчи шкивнинг ҳақиқий айланишлар частотаси аниқланади:

Улаш тури	Улаш схемаси	
Елимлаш		
Тиқиш		
Металл улагич воси- тасида улаш		

$$n_2 = n_1/u';$$

n_2 нинг қиймати масаланинг шарты бўйича талаб қилинган миқдордан 5 % гача фарқ қилиши мумкин.

3. i нинг тавсия этилган қийматидан фойдаланиб, тасманинг тахминий узунлиги топилади:

$$l \leq v/i.$$

4. Тасманинг топилган узунлиги ва D_1 , D_2 лардан фойдаланиб, (146) формула асосида марказлараро масофа a топилади.

5. $a \geq 2(D_1 + D_2)$ эканлиги текшириб кўрилади ва a нинг қа-
ноатланарли қиймати белгилаб олинади.

6. Тасманинг (145) формулага асосан қабул қилинган a га мос узунлиги топилади.

7. (144) формуладан қамров бурчаги аниқланади.

8. Маълум қувват ва топилган v асосида айлана куч F топилади:

$$F = 10^3 \cdot N/v \text{ Н.}$$

9. $\frac{D_1}{\delta}$ учун тавсия этилган қийматдан фойдаланиб, тасманинг қалин-
лиги аниқланади ва стандартдан қалинлиги топилган қийматга яқин
келадиган тасма танлаб олинади.

10. $\frac{D_1}{\delta}$ нинг ҳақиқий қийматига кўра, 19- жадвалдан фойдаланилиб,
кучланишнинг рухсат этилган қиймати ҳамда 21, 22, 23 ва 24- жад-
валлардан C_0 , C_1 , C_2 ва C_3 ларнинг қиймати белгилаб олинади.

Сўнгра (166) формула асосида фойдали кучланишнинг рухсат этил-
ган қийматига тузатиш киритилади.

11. $F = [\sigma_p] \delta^2$ эканлиги назарда тутилиб, тасма энининг зарур
қиймати аниқланади:

$$b = \frac{F}{[\sigma_F] \delta} \text{ мм}, \quad (168)$$

бу ерда δ мм да ифодаланган бўлиб, $\text{МПа} = \text{МН/м}^2 = \text{Н/мм}^2$ эканлиги эътиборга олинган.

Топилган қиймат стандартда келтирилган қийматларнинг бири билан мослаштирилади.

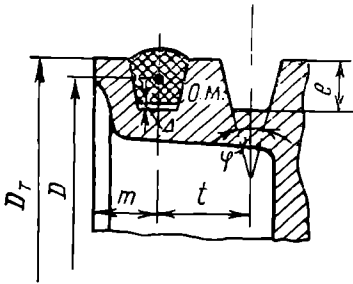
12. Шкивнинг эни топилади. Бунинг учун қуйидаги муносабатдан фойдаланилади:

$$B = 1,1b + (5 \dots 15) \text{ мм}. \quad (169)$$

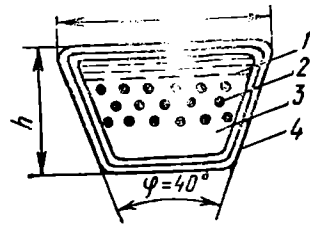
13. (154) формуладан фойдаланилиб, вал таянчларига тушадиган куч аниқланади.

37-§. Понасимон тасмали узатмалар

Марказлараро масофаси кичик, узатиш сони эса катта бўлган узатмаларда ясси тасма қониқарли ишламайди. Бундай ҳолларда понасимон тасмадан фойдаланиш маъқул кўрилади. Шунинг учун сўнгги йилларда машинасозликда понасимон тасмали узатмалар кенг кў-



83-шакл. Понасимон тасманинг шкив ариқчасида жойлашуви.



84-шакл. Понасимон тасманинг кўндаланг кесими.

ламда ишлатила бошлади. Понасимон тасмаларнинг кўндаланг кесими трапеция шаклида бўлади. Бундай тасмалар кийдириладиган шкивларда шу тасмаларга мосланган ариқчалар бўлади. Лекин шкив ариқчаларининг чуқурлиги тасма кўндаланг кесимининг баландлигидан каттароқ бўлиши керак, чунки тасма шкивдаги ариқчага жойлашганда унинг пастки сирти билан шкив орасида очиқ жой қолиши лозим. Шундай қилингандагина тасманинг ён ёқлари шкивдаги ариқчанинг ён ёқларига бутунлай ёпишади (83-шакл).

Понасимон тасманинг шкивга катта юза бўйлаб ёпишуви унинг ясси тасмаларга нисбатан афзаллигини кўрсатади. Понасимон тасма резиналанган бир неча қават мата 1 дан (84-шакл), тасманинг асоси бўлган корд 2 дан, тасма ишлаётганда асосан сиқилишга ишлайдиган қисми резина 3 дан ҳамда тасманинг қобиғи — резиналанган газлама 4 дан иборат.

Понасимон тасмаларга оид асосий маълумотлар

Тасманинг тури	Кўндаланг кесимининг ўлчамлари			ГОСТ бўйича узунлиги, мм	D_1 , мм	σ_e , МПа	N_j , кВт
	b , мм	h , мм	S , см ²				
О	10	6	0,47	500 дан	70	1,2	0,245
				2500 гача	80	1,2	0,300
					≥ 90	1,5	0,400
А	13	8	0,89	500 дан	100	1,2	0,625
				4000 гача	112	1,2	0,745
					≥ 125	1,5	1,00
Б	17	10,5	1,38	630 дан	140	1,2	1,50
				6300 гача	160	1,2	1,90
					≥ 180	1,5	2,60
В	22	13,5	2,30	1800 дан	200	1,2	3,56
				9000 гача	225	1,2	4,50
					250	1,5	6,10
				≥ 280	1,5	7,40	
Г	32	19	4,76	3150 дан	320	1,2	11,8
				11000 гача	360	1,2	15,1
					400	1,5	21,2
				≥ 450	1,5	24,6	
Д	38	23,5	6,92	4500 дан	500	1,2	26,8
				14000 гача	560	1,2	34,2
					≥ 630	1,5	50,0
Е	50	30	11,70	6300 дан	800	1,2	72,5
				14000 гача	900	1,2	93,2
					≥ 1000	1,5	135

СССРда понасимон тасмаларнинг стандартлаштирилган етти тури ишлаб чиқарилади, уларга оид асосий маълумотлар 27-жадвалда келтирилган. Чет элларда ва иттифоқимизда ишлатиладиган понасимон тасмалардан айримларининг ички томони тишли ёлдиракка ўхшатиб ясалмоқда.

**Понасимон тасмали узатмаларни
ҳисоблаш усули**

Бу узатмаларни ҳисоблашда ҳам, ясси тасмали узатмаларни ҳисоблашдаги каби, N_1 , n_1 ва u маълум бўлади ва D_1 , D_2 , a , l ҳамда тасманинг турини аниқлаш талаб этилади.

Ҳисоблаш жараёнида қуйидаги тавсияларга риоя қилиш лозим:

$$\begin{aligned}
 \alpha &\geq 120^\circ \text{ (баъзан } 70^\circ) \\
 u &\leq 7 \text{ (айрим ҳолларда } 10); \\
 i &\leq 10 \text{ (баъзан } 20); \\
 2(D_1 + D_2) &\geq a \geq 0,55(D_1 + D_2) + h,
 \end{aligned}
 \tag{170}$$

бу ерда h — тасма кўндаланг кесимининг баландлиги.

Узатма қуйидаги тартибда ҳисобланади:

1. Берилган қувватнинг қиймати ва тузатиш коэффициентларидан фойдаланиб, қувватнинг ҳисобий қиймати аниқланади:

$$N_x = \frac{N_1}{C_n C_D C_0 C_1 C_2 C_3} \leq N_{ж} z, \quad (171)$$

бу ерда N_1 — берилган қувват; $N_{ж}$ — битта тасманинг узатиши мумкин бўлган қувватнинг жадвалда келтирилган қиймати; z — тасма қаторларининг қабул қилинган сони; C_0 , C_1 , C_2 ва C_3 — тегишли коэффициентлар (уларнинг номи ва қиймати 22, 23, 24 ва 25-жадвалларда келтирилган); $C_n = \frac{n_1}{1000}$ айланишлар сони коэффициенти; $C_D =$

$= \frac{D_1}{(D_{ж})_{\max}}$ — шкив диаметрининг коэффициенти (бу коэффициент танлаб олинган D_1 нинг қиймати 27-жадвалдаги қийматларидан катта бўлгандагина киритилади). Одатда, ҳисоблашни бошлашда C_D , C_0 ва C_1 ларнинг қийматлари маълум бўлмайди. Шунинг учун дастлаб улар бирга тенг қилиб олинади ва зарур қийматлар топилгандан сўнг тузатиш киритилади.

2. Топилган N_x миқдори ва (171) муносабатга асосланган ҳолда 27-жадвалдан фойдаланиб, тасманинг тури, тасмалар сони ва етакчи шкивнинг диаметри белгиланади. Тасмаларнинг сони 8 дан ошмаслиги керак. Умуман олганда, тасмалар сони ортиши билан узатманинг ишлаши ёмонлашади, чунки ҳамма қаторлардаги тасмаларга ҳам бир хил нагрузка тушавермайди. Шунинг учун тасмалар сонини мумкин қадар камайтиришга ҳаракат қилиш керак. Бу масалани тўғри ҳал қилиш катта тажрибага эга бўлишни талаб этади.

3. D_1 ҳамда u нинг қийматларига қараб, a нинг тавсия этилган катталиги 28-жадвалдан танланади.

4. (139-) формуладан фойдаланилиб v топилади.

5. (141) формула асосида D_2 аниқланади.

6. (144) формула ёрдамида α топилади.

7. (145) формуладан тасманинг узунлиги топилиб, ГОСТ 1284—68 дан стандартлаштирилган узунликларнинг мос келадигани танлаб олинади.

28-жадвал

	1	2	3	4	5	>6
a	$1,5 D_1$	$2,4 D_1$	$3 D_1$	$3,8 D_1$	$4,5 D_1$	$5 D_1$

8. Тасманинг танлаб олинган узунлигига мос келадиган марказлараро масофа a нинг қиймати (146) формуладан топилади.

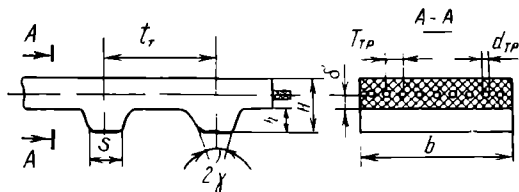
9. $i = \frac{v}{l} \leq 10$ шarti текшириб кўрилади.

10. Дастлабки таранглик $Q_0 = z\sigma_0$, шундан кейин эса (154) формула асосида таянчларга тушадиган куч топилади.

11. Шкивнинг ўлчамлари, топилган диаметрнинг қиймати ҳамда тасманинг турига қараб, махсус справочниклардан олинади.

38-§. Тишли тасмали узатмалар

Сўнги йилларда тасмали узатмаларда тасманинг янги тури — тишли тасмалар ишлатила бошлади. Бундай тасмали узатмалар мавжуд тасмали узатмаларга нисбатан бир қанча афзалликларга эга.



85-шакл. Тишли тасма.

Масалан, уларда сирпаниш ҳодисаси содир бўлмайди, габарит ўлчамлари кичик, вал ва таянчга тушадиган кучлар катта эмас, фойдали иш коэффициентлари юқори (0,94—0,98) ва катта (12...20) узатиш қони билан ишлай олади.

Айрим ҳолларда 500 кВт гача бўлган қувватни 80 м/с тезлик билан узата олади. Тишли тасмалар понасимон тасмалар каби маълум узунликка эга бўлиб, бир бутун қилиб тайёрланади. Тасмадаги тиш трапеция шаклида бўлиб, унга мўлжалланган шкив сиртида ҳам шунга ўхшаш тишлар бўлади (85-шакл). Шкивнинг тузилиши тишли гилдиракларга ўхшаш бўлганлигидан уларнинг геометрик ўлчамларини белгилайдиган асосий параметр сифатида модуль $m = \frac{t_r}{\pi}$ қабул қилинган (ОН—6—0,7—5—63). Тиш профилининг бурчаги $2\gamma = 50^\circ$, тасмадаги тишларнинг сони эса 32—160 оралиғида бўлади. Тасма неопрен номли материалдан тайёрланиб, орасига металл сим қўйилган бўлади. Айтарли катта бўлмаган қувват билан ишлаш учун мўлжалланган тасмаларда симнинг ўрнига миматола ёки полиамиддан тайёрланган шнурлар ишлатилади. Айрим ҳолларда неопрен ўрнига полиуретан деб аталадиган пластмассадан фойдаланилади.

Модулнинг тавсия этилган қиймати ва тасманинг қолган параметрлари ҳақидаги маълумотни 29-жадвалдан олиш мумкин.

Тасманинг чидамлилиги тиш сиртида ҳосил бўладиган эзувчи ва унинг асосидаги силжитувчи кучланишлар воситасида баҳоланади. Булардан узатмаларни ҳисоблашда силжитувчи кучланиш асос қилиб олинган. Шунинг учун ҳам мавжуд узатмадаги тасманинг мустақамлиги қуйидагича текширилади:

$$\sigma_c = \frac{FK_K}{z_0 S_1 b K} \leq [\sigma_c] / K_p, \quad (172)$$

бу ерда F — айлана куч; K_K — нагруканинг динамикавий коэффициент, узатманинг вазифаси ва юкланишнинг таъсир этиш характерига боғлиқ равишда 1,1...1,8 оралиғида олинади; z_0 — кичик шкив билан илашишда бўлган тасма тишларининг сони:

$$z_0 = z_1 \alpha_1 / 360^\circ,$$

α_1 — кичик шкивдаги қамров бурчаги; z_1 — шкив тишлари сони,

$$\alpha_1 = 180^\circ - \left[\frac{m(z_2 - z_1)}{a} \right] 57^\circ;$$

Тасманинг модуля m , мм	2	3	4	5	7	10
Қадами t_t , мм	6,283	9,425	12,566	15,708	21,991	31,416
Эни b , мм	10; 12,5; 16	16; 20; 25	25; 32; 40	32; 40; 50	50; 63; 80	50; 63; 80
Умумий қалинлиги H , мм	3	4	5	6	8	11
Тишининг баландлиги, $h=0,6m$, мм	1,2	1,8	2,4	3,0	4,2	6,0
Тиш учининг қалинлиги $S=m$, мм	2	3	4	5	7	10
Троснинг диаметри $d_{тр}$, мм	0,36	0,36	0,36	0,65	0,65	0,65
Трослар ўртасидаги оралиқ $T_{тр}$, мм	1,2	1,2	1,2	1,4	1,4	1,4
Етакчи шкив тишларининг сони z	16...20	16...20	16...20	20...26	20...26	20...26
Узата олиши мумкин бўлган қувват N , кВт	0,4	0,4	3	5...10	10...22	≥ 22
Энг катта тезлиги v , м/с	25	30	35	40	40	≥ 40

$S_1 = 0,5(S + 2h \operatorname{tg} \gamma) = 0,8m$ — тиш тубининг қалинлиги, мм;
 $K = 2,65$ — тасма ва шкив тишларининг параметрини эътиборга олувчи коэффициент; $[\sigma_c]$ — тасма материали учун силжитувчи кучланишнинг рухсат этилган қиймати, МПа, бу махсус жадваллардан олинади: K_p — чидамлик коэффициенти, $K_p = \varphi \sqrt[6]{N_u}$, бу ерда N_u — циклар сони, $N_u = 60(z_1/z_2)t_c n_1$; t_c — узатманинг соат билан ифодаланган хизмат муддати; z_1 — тасма тишларининг сони; n_1 — етакчи шкивнинг айланиш частотаси, мин^{-1} ; φ — узатманинг қизишини, кўп сменили ишлашни, тарангловчи ёки йўналтирувчи роликларнинг мавжудлигини эътиборга олувчи коэффициент. Агар узатма суткасига бир смена ишлаб, тарангловчи ёки йўналтирувчи роликлари бўлмаса $\varphi = 1$. Қолган ҳолларда $\varphi = 1,1 \dots 1,5$ оралиғида олинади.

Янги узатма лойиҳалаш учун N_2 , n_1 ва u берилган бўлади. Берилганлардан фойдаланиб, аввало модулни қиймати топилади:

$$m = 35 \sqrt[3]{N_2 n_1}, \quad (173)$$

бу ерда 35 коэффициенти $[\sigma_c] K_x$, z_1 ва z_0 ларнинг ҳамда тасма энининг коэффициенти ψ_t нинг ўртача қийматларини эътиборга олиб аниқланган.

Формула билан аниқланган модуль қиймати 29-жадвалдаги миқдорларнинг бирига мослаштирилади.

Қуйидаги муносабатдан тасманинг эни топилади:

$$b = \psi_t m, \quad (174)$$

бу ерда ψ_t тасма энининг коэффициенти (6...9 оралиғида олинади). Топилган b нинг қиймати ҳам жадвалдаги миқдор билан мослаштирилади.

Етакчи шкивнинг тишлари сони танланиб, етакланувчи шкивники топилади:

$$z_2 = z_1 u.$$

Шкивларнинг шартли ва ташқи диаметрлари аниқланади:

$$d_1 = m z_1; d_2 = m z_2, \\ d_{1T} = m z_1 - 2\Delta; d_{2T} = m z_2 - 2\Delta,$$

бу ерда Δ — трос диаметрига боғлиқ бўлиб, $d_{Tр} = 0,3...0,4$ мм бўлганда $\Delta = 0,6$ мм қилиб, $d_{Tр} = 0,65...0,8$ мм бўлганда $\Delta = 1,3$ мм қилиб олинади.

Қуйидаги шартга асосан марказлараро масофа танланади:

$$0,5(d_1 + d_2) + 2m \leq a_T \leq 2(d_1 + d_2).$$

Танланган марказлараро масофа a_T дан фойдаланиб, тасма тишларининг сони топилади:

$$z_T = \frac{2a_T}{t_T} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_2 - z_1)^2 t_T}{40a_T}, \quad (176)$$

бу ерда t_T — тасма қадами (модулига мос қилиб 29-жадвалдан олинади). Тасманинг топилган тишлари сони нормалга мос қилиб яхлитлангач, тасма узунлиги аниқланади:

$$L_T = \pi m z_T \text{ мм}, \quad (177)$$

топилган узунлик нормалдаги миқдор билан мослаштирилиши керак. (146) формулага биноан, марказлараро масофа a нинг ҳақиқий қиймати топилади. Бунда $\lambda = L_T - t_T(z_1 + z_2)/2$ ва $\Delta = m(z_2 - z_1)/2$ эканлигини эътиборга олиш керак.

39- §. Пластмассаларнинг тасмали узатмаларда ишлатилиши ва уларни ҳисоблашнинг ўзига хос хусусиятлари

Сўнги йилларда машинасозликда пластмассадан ясалган тасма ва шкив ишлатила бошлади. Пластмасса тасмалар бошқа тасмаларга қараганда 2—3 ҳисса кўп қувватни узатишга имкон беради. Пластмасса тасмалар зарб билан ўзгарувчан кучлар таъсирида ишлайдиган узатмаларда айниқса қўл келади. Уларни агрессив муҳитли шароитда, тезлиги катта (60 м/с гача бўлган), шкивлари эса кичик узатмаларда ишлатиш мақсадга мувофиқ. Энг кучли, яъни резиналанган тасма кўпи билан 147 кВт қувватни узата олган бир вақтда найлондан тайёрланган тасма 1325 кВт қувватни узата олади.

Пластмассаларнинг тишли тасмалар учун ишлатилиши юқорида айтилган эди.

Келгусида бундай тасмалар машинасозликда етарли даражада кенг ўрин олишига шубҳа қилмаса ҳам бўлади.

Тасмали узатмалар учун шкивлар тайёрлашда пластмассалардан кенг фойдаланила бошланди. Ҳозирги вақтда СССРнинг турли шаҳарларида текстолит, волонит ва асоси ёғоч бўлган янги материаллардан

шківлар тайёрлаш кенг йўлга қўйилган. Масалан, станоксозликда ишлатиладиган пластмасса шківлар учун махсус нормаль ҳам ишлаб чиқилган. Асоси ёғоч бўлган материаллардан шківлар тайёрлашни ўзлаштириш халқ хўжалиги учун ҳар йили бир неча юз тонна металл ни тежашга имкон беради. Бу борада Тошкент политехника институти-нинг машина деталлари кафедрасида олиб борилаётган ишлар диққат-га сазовордир. Бунда асоси ғўзапоя, шоли қипиғи ҳамда каноп бўл-ган материалдан яси ва понасимон тасмали узатмалар учун шківлар тайёрланиб, дастлабки текширувлардан ўтказилди ва яхши натижа-ларга эришилди.

Маълумки, республикамиз далаларида ҳар йили бир неча миллион тонна ғўзапоя етиштирилиб, улардан, кўпинча, ёқилғи сифатида фой-даланилади. Ваҳоланки, улардан катта маблағ сарф қилмай, шківлар ҳамда шу каби деталлар учун хом ашё сифатида фойдаланиш мумкин.

АҚШ, ГФР, ГДР, ЧССР ва бир қатор бошқа давлатларда шківлар ҳар хил пластмассалардан тайёрланади.

Пластмасса шківлар ишлатиш узатманинг чидамлилигини ошириш-га ҳамда катта маблағ тежашга имкон беради.

Одатда, пластмасса тасма билан металл шківнинг ва, аксинча, пластмасса шків билан мавжуд (пластмассадан бошқа) тасмаларнинг биргаликда ишлатилиши тавсия этилади. Шунинг учун пластмасса тасма ва шківларнинг ўлчамлари илгаридан ишлатилиб келган узат-маларникига айнан ўхшаш бўлади. Бу эса ўз навбатида деталлари пластмасса бўлган узатмаларни илгаридан маълум узатмалар сингари лойиҳалашга имкон беради. Лекин пластмасса шківлардан фойдала-нилганда, чарм, ип газлама ва резиналанган тасмалар учун рухсат этилган фойдали кўчланишнинг қийматини 15...20 % ошириш лозим бўлади. Бундан ташқари, тасманинг шківни айланиб ўтиш сони 10... 20 дан ортмаслиги кераклигини назарда тутиш зарур.

40-§. Масалалар

7-масала Фрезалаш станогининг юритма механизмидаги ясси тасмали узатма ҳисоблансин. Нагрузканинг ўзгариши меъёрида бў-либ, узатиладиган қувват $N_1 = 5$ кВт, етакчи шківнинг айланиш час-тотаси $n_1 = 1400$ мин⁻¹, етакланувчи шківники эса $n_2 = 450$ мин⁻¹. Узатма горизонтал текисликка нисбатан 80° бурчак остида ўрнатил-ган.

Е ч и ш: 1. (167) тенглик ёрдамида D_1 топилади:

$$D_1 = (1100 \div 1300) \sqrt[3]{\frac{5}{1400}} \approx 160 \dots 200 \text{ мм}$$

ГОСТ 17383—73 дан $D_1 = 180$ мм ни қабул қиламиз. У ҳолда айлана тезлик қуйидагича бўлади:

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 180 \cdot 1400}{60 \cdot 1000} = 13,4 \text{ м/с.}$$

Топилган тезликнинг қиймати тавсия этилган миқдор оралиғида бўл-ганлигидан ($v \leq 25$ м/с) етакчи шків учун қабул қилинган диаметр-ни ўзгартиришга ҳожат йўқ.

2. (141) формула асосида D_2 топилади:

$$D_2 \approx D_1 \frac{n_1}{n_2} = 180 \frac{1400}{450} = 560 \text{ мм.}$$

ГОСТ 17383—73 дан $D_2 = 560$ мм ни оламиз.

3. Марказлараро масофа a ҳамда тасманинг узунлиги l топилади. Бунинг учун юқорида келтирилган (159) тавсиялардан ҳамда (158) ва (146) формуладан фойдаланилади. Демак:

$$l_{\min} = \frac{v}{3} = \frac{13,4}{3} \approx 4,5 \text{ м;}$$

$$D_{\text{yp}} = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{180 + 560}{2} = 370 \text{ мм} = 0,37 \text{ м;}$$

$$\lambda = l - \pi D_{\text{yp}} = 4,5 - 3,14 \cdot 0,37 = 3,338 \text{ м; } \Delta = \frac{D_2 - D_1}{2} = \frac{560 - 180}{2} = 190 \text{ мм} = 0,19 \text{ м;}$$

$$a = \frac{\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 8\Delta^2}}{4} = \frac{3,338 + \sqrt{3,338^2 - 8 \cdot 0,19^2}}{4} = 1,65 \text{ м}$$

бўлади. Маълумки, $a \geq 2(D_1 + D_2)$ бўлиши керак. Бу шарт текшириб кўрилади:

$$1,65 > 2(0,18 + 0,56) = 1,48.$$

Бинобарин, $a = 1650$ мм қилиб олиш мумкин.

4. (144) формуладан қамров бурчаги аниқланади:

$$\alpha = 180^\circ - \frac{560 - 180}{1650} \cdot 57^\circ = 167^\circ$$

Одатда, $\alpha > 150^\circ$ бўлиши тавсия этилади. Демак, α учун топилган қиймат қаноатланарлидир.

5. Маълум қувват ва топилган v асосида айлана кучининг қиймати топилади:

$$F = \frac{10^3 N}{v} = \frac{10^3 \cdot 5}{13,4} = 373 \text{ Н.}$$

6. Тасманинг тури танлаб олинади. Масаланинг шартига кўра, берилган шароитда резиналанган тасмадан фойдаланган маъқул. Бундай тасманинг тахминий қалинлиги

$$\delta \leq \frac{D_1}{30} = \frac{180}{30} = 6 \text{ мм}$$

бўлади. ОСТ 38.05.98.76 дан умуман қалинлиги $\delta = 6$ мм бўлган 4 қаватли тасмани танлаб оламиз.

7. Фойдали кучланишнинг рухсат этилган қиймати аниқланади. 19-жадвалга кўра, $\frac{D_1}{\delta} = \frac{180}{6} = 30$ бўлганда $[\sigma_F]_0 = 2,17$ МПа бўлади; 21, 22, 23 ва 24-жадваллар асосида қуйидагилар топилади: $C_0 \approx 0,97$; $C_1 \approx 0,95$; $C_2 \approx 0,8$; $C_3 \approx 1$,

Демак,

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 C_0 C_1 C_2 C_3 = 2,17 \cdot 0,97 \cdot 0,95 \cdot 0,8 \cdot 1 \approx 1,6 \text{ МПа}$$

бўлади.

8. (168) тенгликдан тасманинг эни топилади:

$$b = \frac{F}{[\sigma_F] \delta} = \frac{373}{1,6 \cdot 6} \approx 40 \text{ мм.}$$

Тасманинг топилган бу эни ОСТ 38.05.98.76 да кўрсатилганига мос келади.

Шундай қилиб, $b = 40$ мм.

9. (169) формула асосида шкивнинг эни топилади:

$$B = 1,1b + (5 \dots 15) = 1,1 \cdot 40 + 6 = 50 \text{ мм.}$$

ГОСТ 1738—73 га биноан $B = 50$ мм қилиб оламіз.

10. Дастлабки таранглик ҳамда валларга таъсир этадиган куч аниқланади. Одатда $\sigma_0 = 1,8$ МПа қилиб олиш тавсия этилади. Демак, $Q_0 = \sigma_0 b \delta = 1,8 \cdot 40 + 6 = 432$ Н бўлади. (142) формула асосида қуйидагини топамиз:

$$\frac{\beta}{2} = \frac{180^\circ - \alpha}{2} = \frac{180^\circ - 167^\circ}{2} = 6^\circ 30'$$

(154) тенгликка кўра,

$$R = 2Q_0 \cos \beta/2 = 2 \cdot 432 \cdot 0,9936 \approx 860 \text{ Н}$$

бўлади.

8- масала. 7-масаладаги ҳол учун понасимон тасмадан фойдаланилса, узатманинг ўлчамлари қандай бўлади?

Ечиш. 1. (171) формула асосида ҳисобий қувватнинг қиймати аниқланади. Бунинг учун тахминан

$$1. C_0 = 1 \quad C_1 = 1$$

деб қабул қилинади. 23 ва 24-жадваллардан

$$C_2 = 0,8 \quad C_3 = 1$$

эканлиги аниқланади. Бундан ташқари:

$$C_n = \frac{n_1}{1000} = \frac{1400}{1000} = 1,4.$$

Демак,

$$N_x = \frac{5}{1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,4 \cdot 0,8 \cdot 1} = 4,4 \text{ кВт}$$

бўлади.

2. 27-жадвалдан тасманинг тури ва қаторлар сони аниқланади. Жадвалдаги тасмалардан кўпроқ тўғри келадигани Б типидagi тасманинг $D_1 = 180$ мм диаметрли шкивга мўлжалланганидир. Узатмани икки қаторли қилиб оламіз.

Шуни эслатиб ўтиш керакки, юқоридаги тасманинг ўрнига В типидagi тасманинг $D_1 = 250$ мм бўлган ҳолда мўлжалланганини олиш

ҳам мумкин. Унда узатма бир қаторли бўлади. Бу ҳолда тасманинг имкониятидан тўла фойдаланилмаган бўлади, чунки жадвалда кўрсатилишича кейинги тасма 6,10 кВт қувват узата олади. Ваҳоланки, топилган ҳисобий қувват 4,4 кВт га тенг.

Шундай қилиб, тасманинг типи Б, қаторлар сони 2; узатилиши мумкин бўлган қувват:

$$N_x \cdot 2 = 2,6 \cdot 2 = 5,2 \text{ кВт.}$$

3. Узатиш сони

$$u = \frac{1400}{450} = 3,1$$

эканлигини билганимиз ҳолда 28- жадвалдан қуйидагиларни аниқлаймиз:

$$a = 3 D_1 = 3 \cdot 180 = 540 \text{ мм.}$$

4. (139) формула асосида айлана тезлик v топилади:

$$v = \frac{3,14 \cdot 180 \cdot 1400}{60 \cdot 1000} \approx 13,2 \text{ м/с.}$$

5. Етакланувчи шкивнинг диаметри аниқланади:

$$D_2 \approx D_1 u = 180 \cdot 3,1 \approx 560 \text{ мм.}$$

6. Қамров бурчаги топилади:

$$\alpha = 180^\circ - \frac{560 - 180}{540} \cdot 57^\circ \approx 140^\circ.$$

7. Топилган v ҳамда α ларнинг қийматларидан фойдаланиб, 21 ва 22- жадваллардан $C_0 = 0,90$, $C_1 = 0,94$ эканлигини аниқлаймиз ва ҳисобий қувватга тузатиш киритамиз:

$$N_x = \frac{4,4}{0,9 \cdot 0,94} = 5,2 \text{ кВт.}$$

Демак, тасма тўғри танланган.

8. (145) формула асосида тасманинг узунлиги топилади:

$$l = 2a + \frac{\pi}{2} (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a} = 2 \cdot 540 + \frac{3,14}{2} (560 + 180) + \frac{(560 - 180)^2}{4 \cdot 540} \approx 2308 \text{ мм.}$$

ГОСТ 1284—68 дан $l = 2360$ мм қилиб олинади.

9. (146) формуладан a нинг l га мос қиймати топилади:

$$D_{\text{ўр}} = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{0,18 + 0,56}{2} = 0,37 \text{ м;}$$

$$\lambda = l - \pi D_{\text{ўр}} = 2,36 - 3,14 \cdot 0,37 = 1,198 \text{ м;}$$

$$\Delta = \frac{D_2 - D_1}{2} = \frac{560 - 180}{2} = 0,19 \text{ м;}$$

$$a = \frac{\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 8\Delta^2}}{4} = \frac{1,198 + \sqrt{1,198^2 - 8 \cdot 0,19^2}}{4} = 0,567 \text{ м} = 567 \text{ мм.}$$

10. (159) шартни текшириб кўрамиз:

$$i = \frac{13,2}{2,36} \approx 5,5 < 10.$$

11. Дастлабки таранглик кучини аниқлаймиз:

$$Q_0 = zS\sigma_0 = 2 \cdot 138 \cdot 1,5 = 414 \text{ Н}$$

бу ерда $S = 138 \text{ мм}^2$ бўлиб, 27-жадвалдан олинган ва $\sigma_0 = 1,5 \text{ МПа} = 1,5 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$ эканлиги назарда тутилади.

12. (154) тенгликка кўра, валга таъсир этувчи кучни аниқлаймиз:

$$R = 2Q_0 \cos \frac{\beta}{2} = 2 \cdot 414 \cdot 0,9397 \approx 778 \text{ Н},$$

бу ерда

$$\frac{\beta}{2} = \frac{180^\circ - \alpha}{2} = \frac{180^\circ - 140^\circ}{2} = 20^\circ.$$

7 ва 8-масалаларнинг ечилишидан олинган натижаларни таққослаб, бир хил шароитда ясси тасма ўрнига понасимон тасмадан фойдаланилганда тасма узунлиги ва марказлараро масофа икки ҳиссадан зиёд кам бўлишини кўрамиз.

IX БОБ. ТИШЛИ УЗАТМАЛАР

41- §. Умумий маълумотлар

Ҳаракатни бир валдан иккинчи валга тишли ғилдираклар восита-сида узатиш механизми *тишли узатма* деб аталади. Ёғочдан ясалган тишли ғилдираклар жуда қадимдан маълум бўлган бўлса-да, уларнинг геометрияси ҳақидаги назарий тадқиқотлар асосан XVII асрда ривожлана бошлади. Ҳозирги вақтда машинасозлик саноатида тишли узатмалар кенг кўламда ишлатилади. Улардан техниканинг турли соҳаларида фойдаланилади. Аниқ асбобсозликда диаметри 1 мм дан кичик бўлган тишли ғилдираклар ишлатилган бир вақтда, оғир саноатда диаметри бир неча 10 м га етадиганларини учратиш мумкин. Валлари ўқларининг бир-бирига нисбатан жойлашувига қараб, тишли узатмалар қуйидаги турларга бўлинади: валларининг ўқлари ўзаро параллел бўлиб, сиртқи ёки ички томондан илашган цилиндрик ғилдиракли узатмалар; валларининг ўқлари ўзаро кесишувчи конуссимон ғилдиракли узатмалар; валларининг ўқлари айқаш бўлган винтавий цилиндрик ва гипонд деб аталувчи конуссимон ғилдиракли ҳамда червякли узатмалар.

Бундан ташқари, айланма ҳаракатни илгариланма ҳаракатга айлантирувчи механизм сифатида фойдаланиладиган ва тишли ғилдирак билан тишли рейкадан иборат узатмалар ҳам ишлатилади. Бундай узатмалар цилиндрик ғилдиракли узатмаларнинг хусусий ҳоли бўлиб, ғилдираклардан бирининг диаметри чексизга тенг. Тишларнинг ғилдирак сиртида жойлашувига қараб, тишли узатмалар тўғри тишли,

қия тишли, айланавий тишли филдираклар деб аталувчи турларга, тиш профилининг шаклига кўра эса эвольвента, айлана ёйилмаси ва циклоида бўйича илашадиган турларга бўлинади. Буларнинг энг кўп ишлатиладигани 1760 йилда Эйлер тавсия этган эвольвента бўйича илашувчи профилли тишлардир. Тишли узатмаларда бошқа тур узатмалардагига қараганда қуйидаги афзалликлар бор: а) секундига 150 м гача тезлик билан катта (бир неча минг кВт) қувват узата олади ва узатиш сони бир неча юзга етади; б) сиртқи ўлчамлари нисбатан кичик бўлади; в) таянчларига тушадиган куч унча катта бўлмайди; г) фойдали иш коэффициентлари юқори (0,97—0,98); д) узатиш сонига салбий таъсир этадиган сирпаниш ҳодисаси бўлмайди; е) ишлаши ишончли, чидамлилиги эса катта бўлади; ж) хилма-хил материаллардан фойдаланишга имкон беради.

Тишли узатмаларнинг камчиликлари жумласига: а) тайёрланишининг нисбатан мураккаблиги; б) ишлаётган вақтда, айниқса, катта тезлик билан ишлаётганда шовқин чиқариши; в) зарб билан таъсир этувчи кучларнинг зарари кўпроқ сезилиши киради.

Бу камчиликлар тишли узатмаларнинг афзалликларига ҳеч қандай пўтур етаказмайди. Шунинг учун улар машинасозликда асосий ўринни эгаллайди.

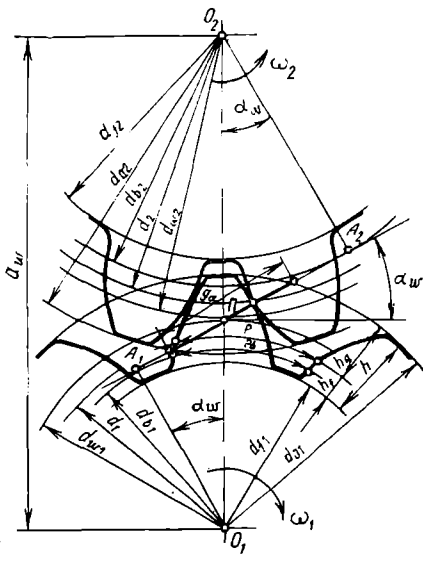
42- §. Узатманинг геометрияси ва кинематикаси

Тишнинг мавжуд профилларидан энг кўп қўлланиладигани эвольвентавий профиль бўлганлигидан қуйидаги мулоҳазалар, асосан, эвольвента бўйича илашувчи тишли филдиракларга тааллуқлидир.

Одатда, илашишда бўлган бир жуфт филдиракдан кичиги *шестерня*, каттаси эса *филдирак* деб аталади. Борди-ю илашишдаги иккала филдирак бир хил бўлса, у ҳолда етакчиси шестерня, етакланувчиси филдирак дейилади.

Тишли филдирак термини умумийдир. Шестерня параметрларини белгилашда 1 индекси, филдиракларникига эса 2 индекси қўшиб ёзилади: Илашишда бўлган жуфтнинг геометрик ўлчамлари қуйидагича ифодаланади (86-шакл).

1. d_1 ва d_2 — шестерня ва филдирак бўлиш айланаларининг диаметрлари. Бу айланалар филдиракларнинг бўлиш сиртларига тааллуқли бўлиб, тиш ўлчамларини аниқлаш учун асос қилиб олинади.



86- шакл. Тишли узатманинг асосий геометрик ўлчамлари.

2. d_{w1} ва d_{w2} —шестерня ва ғилдирак бошланғич айланаларнинг диаметрлари. Бу айланалар ғилдиракларнинг бошланғич сиртларига тааллуқли бўлиб, ғилдиракларнинг тезлик вектори уларга ўтказилган умумий уринма бўйича йўналган бўлади. Бошланғич айланалар радиусларининг нисбати ғилдираклар бурчак тезлигининг нисбатига тескари пропорционал бўлиб, ғилдираклар айланганда бошланғич айланалар бир-бирининг устида сирпанмай думалаб ҳаракатланади. Бошланғич айлана тушунчаси фақат илашишда бўлган ғилдиракларга тааллуқли бўлиб, алоҳида олинган ғилдирак учун қўлланилмайди. Бошланғич айлана билан боғлиқ бўлган барча параметрлар w индекси билан ифодаланади.

3. p_i тишларнинг айлана қадами (иккита ёндош тишнинг мос томонлари орасидаги масофа) концентрик айланалар ёйи бўйича ўлчанади ҳамда тиш энининг қалинлиги ва тишлар орасидаги масофадан ташкил топади. Мъълумки, маркази ғилдирак марказида бўлиб, унинг ён томонида жойлашган барча айланалар концентрик айланалар дейилади. Шунинг учун бошланғич айлана, бўлиш айланаси каби айланаларга тааллуқли қадамлар мавжуд. Бундан ташқари, қия тишли ғилдиракларда ғилдирак ўқи бўйлаб ўтган текислик бўйича ўлчанган ва p_x билан ифодаланадиган қадам ҳам мавжуд.

4. h — тишнинг баландлиги. Бу баландлик бўлиш айланаси воситасида тиш каллагига ҳамда тиш оёғи деб аталувчи икки қисмга бўлинади.

5. h_a — тиш каллагининг баландлиги. Тишнинг тиш учидан ўтган айлана билан бўлиш айланаси орасида жойлашган қисми.

6. h_f — тиш оёғининг баландлиги, тишнинг бўлиш айланаси билан тиш тубидан ўтган айлана орасидаги қисми.

7. d_{a1} ва d_{a2} — тишларнинг учидан ўтган айланаларнинг диаметрлари. Бу айланаларга боғлиқ бўлган барча параметрлар a индекси билан ифодаланади.

8. d_{f1} ва d_{f2} — тишларнинг тубидан ўтган айланаларнинг диаметрлари. Бу айланаларга боғлиқ бўлган барча параметрлар f индекси билан ифодаланади.

9. a_w — марказлараро масофа.

10. d_{b1} ва d_{b2} — асосий айланаларнинг диаметрлари. Бу айлананинг ёйилмасидан тишнинг ён ёғи сирти учун зарур бўлган эвольвента чизиги ҳосил қилинади. Асосий айлана билан боғлиқ бўлган барча параметрлар b индекси билан ифодаланади.

11. g_a — илашиш чизигининг тишлар учидан ўтадиган айланалар билан чегараланган иш қисми.

12. Π — илашиш қутби (бошланғич айлананинг умумий уриниш нуқтаси бўлиб, марказлараро чизиқ ҳам шу нуқтадан ўтади).

13. α_w — илашиш бурчаги.

14. $A_1A_2 = g$ — илашиш чизиги. Илашишдаги тишлар учун умумий бўлган илашиш нуқтасининг илашиш давомида ўтган йўлининг траекторияси (ғилдиракларнинг асосий айланаларига ўтказилган умумий уринма сифатида ифодаланади).

15. $\epsilon_a = g_a/p_b$ — қопланиш коэффициентини. Илашиш чизиги иш қисмининг асосий қадамга нисбати. Бошқача қилиб айтганда, қопла-

ниш коэффициенти бир вақтда илашишда бўлган тишлар сонини кўрсатади. Одатда $\epsilon_\alpha \geq 1$ бўлиши керак. Агар $\epsilon_\alpha = 1,3$ бўлса, бу деган сўз илашишнинг 30% давомида икки жуфт тиш илашишда бўлиб, 70% давомида эса бир жуфт тиш (ҳар бир ғилдиракдан биттадан) илашишда бўлади.

Юқорида кўрсатилганидек, тиш элементларининг геометрик ўлчамларини аниқлаш учун бўлиш айланаси асос қилиб олинади. Ҳар бир ғилдиракдаги ана шу айлананинг узунлиги учун қуйидаги тенгликни ёзиш мумкин:

$$\pi d = z p_t,$$

бу ерда z — ғилдиракдаги тишлар сони. Бу тенгликдан

$$d = \frac{p_t}{\pi} z$$

келиб чиқади. Кўриниб турибдики, айлана диаметри қадам ва ўлчовсиз сон π орқали ифодаланаяпти. Шу сабабли, тишли ғилдиракнинг асосий ўлчамларини аниқлаш ва амалда уларни ўлчаш қулай бўлиши учун *илашиш модули* деб аталувчи асосий параметр киритилади. Бошқача қилиб айтганда, модуль нисбий қадамдир:

$$m = \frac{p_t}{\pi}. \quad (178)$$

Модуль миллиметр ҳисобида ўлчанади. Унинг қийматлари 0,05 дан 100 мм гача бўлиб, СТ СЭВ310—76 да келтирилган. Демак, диаметр модуль орқали ифодаланса,

$$d = mz \quad (178a)$$

бўлади.

Ғилдиракнинг бўлиш айланаси бўйича олинган қадами тиш қирқувчи асбобнинг қадамига тенг бўлади.

Юқорида кўрсатилганидек, ҳеч қандай қўшимча тузатишсиз тайёрланган ғилдирак учун унинг бошланғич айланаси билан бўлиш айланаси бир хил ифодаланади:

$$d_{w1} = d_1 = mz_1 = 2a_w / (u + 1),$$

$$d_{w2} = d_2 = mz_2 = 2a_w - d_{w1}.$$

Бундай ҳолларда марказлараро масофа

$$a_w = \frac{d_{w1}}{2} + \frac{d_{w2}}{2} = \frac{mz_1}{2} + \frac{mz_2}{2} = 0,5 m(z_1 + z_2) = 0,5 mz_2 \quad (179)$$

бўлади, бу ерда z_1 ва z_2 — шестерня ва ғилдирак тишларининг сони булардан каттасининг кичигига нисбати $u = z_2/z_1$, *узатиш сони* деб юритилади, узатиш сони миқдор жиҳатидан *узатиш нисбати* n_1/n_2 га тенг бўлади; $z_2 = z_1 + z_2$ — тишларнинг умумий сони.

Тиш ва унинг қисми баландликлари қуйидагича ифодаланади:

$$h = 2h_a^* m + mc^* = 2,25 m;$$

$$h_a = h_a^* m = m; \quad h_f = mh_a^* + mc^* = 1,25 m, \quad (180)$$

бу ерда h_a^* — тиш каллаги баландлигининг коэффициенти; одатда, $h_a^* = 1$ бўлади; c^* — радиал зазор коэффициенти, одатда $c^* = 0,25$ қилиб олинади (ГОСТ 13755—68).

Тишларнинг учидан ва тубидан ўтган айланаларнинг диаметрлари қуйидагича бўлади:

$$\left. \begin{aligned} d_a &= mz + 2h_a = mz + 2m = m(z + 2); \\ d_f &= mz - 2h_f = mz - 2 \cdot 1,25 m = m(z - 2,5). \end{aligned} \right\} \quad (181)$$

Узунлик бирлиги дюйм бўлган мамлакатларда ғилдиракнинг асосий параметри сифатида питч — P қабул қилинган. Питч ғилдирак бўлиш айланаси диаметрининг 1 дюймига тўғри келадиган тишлар сони, яъни $P = \frac{z}{D''}$, бу ерда D'' — бўлиш айланасининг дюйм билан фойдаланган диаметри. Бинобарин,

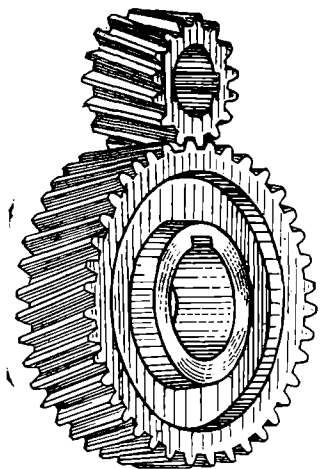
$$D'' = \frac{z}{P}; \quad p = \frac{\pi D''}{z} = \frac{\pi}{P} 25,4 \text{ мм}$$

бўлади. Шундай қилиб:

$$m = \frac{25,4}{P}. \quad (182)$$

43-§. Қия тишли ғилдирак геометриясининг ўзига хос хусусиятлари

Узатмадаги айлана тезлик $v > 6$ м/с бўлганда қия (ёки шеврон тишли ғилдираклардан фойдаланиш тавсия этилади, чунки тўғри тишли ғилдиракларнинг бундай тезлик билан қониқарли ишлаши учун уларнинг тайёрланиш аниқлиги жуда юқори бўлиши керак. Маълумки, қия тишли ғилдиракларнинг тиши ғилдирак ўқи билан маълум бурчак ҳосил қилган ҳолда жойлашган бўлади (87-шакл). Лекин, шунга қара) масдан, улар ҳам тўғри тиш қирқиладиган асбоб (рейка) билан қирқилади. Бунинг учун кесувчи асбоб тишнинг талаб қилинган қиялик бурчаги β қандай бўлса, шундай бурчакка қийшайтириб қўйилади. Демак, тишларга тик кесим бўйича олинган тишнинг шакли, улар орасидаги қадам (яъни модуль) тўғри тишли ғилдиракларникига мос келади. Бироқ, қия тишли ғилдиракларда тишлар орасидаги массфа (қадам)ни ҳар хил кесим бўйича ўлчаш мумкин. Қадамнинг қайси кесим бўйича ўлчанганлигига қараб, қия тишли ғилдиракнинг геометрик ўлчамлари уч хил модуль билан фойдаланади (88-шакл): тишга тик кесим бўйича ўлчанган нормал қадам p_n ва модуль m_n ; ғилдирак ўқига параллел кесим бўйича ўлчанган



87- шакл. Қия тишли ғилдирак.

қадам p_x^* ва модуль m_x ; ғилдирак ўқиға тик кесим бўйича ўлчанган ён қадам p_t ва модуль m_t .

Узатманинг геометрик ўлчамларини аниқлашда, асосан ён модулдан, мустаҳкамликка ҳисоблашда эса нормал модулдан фойдаланилади. Уларнинг ўзаро муносабати қиялик бурчаги β га боғлиқ бўлиб, қуйидагича ифодаланади:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}, \text{ чунки } p_t = \frac{p_n}{\cos \beta}. \quad (183)$$

Айтилганларга кўра қия тишли ғилдиракнинг бўлувчи айланаси

$$d = m_t z = \frac{m_n z}{\cos \beta} \quad (184)$$

бўлади. Қолган геометрик ўлчамлар ҳам шунга ўхшаш топилади.

44-§. Тиш қирқувчи рейкани силжитиш ҳисобига тиш шаклини ўзгартириш

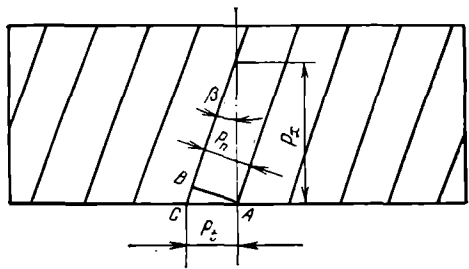
Тишли узатманинг геометрик ўлчамларини ихчамлаштириш мақсадида тишлар сонини камайтиришга ҳаракат қилинади. Тишлар сонининг камайиши эса қопланиш коэффициентининг камайишига, бу эса, ўз навбатида, тиш мустаҳкамлигининг пасайишига олиб келади. Бундан ташқари, тишлар сони маълум чегарадан камайтирилганда шестерня тишларининг тубида қирқилиш содир бўлади. Бундай кам тишли ғилдираклар тайёрлаш вақтида қирқувчи асбоб тишларининг каллаги қирқилаётган ғилдирак тиши ён сиртининг пастки қисмида ботиқ ҳосил қилади (89- шакл). Бу ҳол тиш асоси кўндаланг кесимининг кичрайишига, яъни тиш мустаҳкамлигининг заифлашувига сабаб бўлади. Шунинг учун тишлар сонининг минимал қиймати чегаралаб қўйилади. Одатда, бу қиймат қуйидагича бўлади:

$$z_{\min} = 17.$$

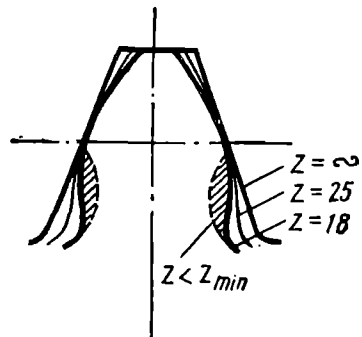
Айрим ҳолларда, тишлар сони бундан ҳам кам бўлиши мумкин.

✓*Кам тишли шестернялар мустаҳкамлиги заифлашувининг олдини олиш мақсадида, улардаги тишлар шакли ўзгартирилади.* ✓

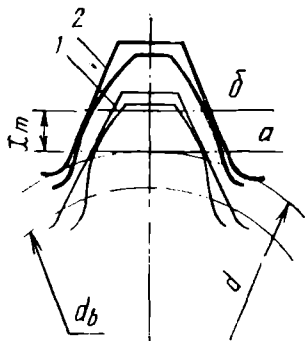
Умуман олганда, эвольвентавий профилли тишлар шаклини ўзгартириш уларнинг тайёрланиш жараёнида кесиш асбоби—рейкани



88- шакл. Қия тишли ғилдирак модулини аниқлашга доир схема.



89- шакл. Тишлар сонининг тиш шаклига таъсири.



90-шакл. Тиш шаклини ўзгартириш.

одатдаги ҳолатдан филдирак маркази томон ёки унга тескари томон силжитиш йўли билан тиш шаклига тузатиш киришидан иборат. Бундай тузатишнинг икки хили қўлланилади.

1. Шестерня заготовкасига тишлар қирқишда рейкани марказдан ташқи томон силжитилиб, филдирак заготовкасига тишлар қирқишда, аксинча, марказ томонга силжитилади. 90-шаклда рейка марказдан ташқи томонга (мусбат) силжитилганда тиш шаклининг қандай ўзгаришини тушуниш қийин эмас. Расмдаги 1 — рейканинг одатдаги ҳолати; 2 — рейканинг силжитилган ҳолати. Кўриниб

турибдики, рейка ўзгартилган тишларни қирқишда x_m масофага силжитилган. Бунинг натижасида ҳосил бўлган тишнинг қалинлиги, айниқса, асосига яқин жойда, нормал ҳолатда тайёрланган (90-шакл, 1) тишнинг қалинлигидан бирмунча катта бўлади. Демак, унинг ўзгилишга бўлган мустақкамлиги ортади.

Рейкани силжитиш натижасида тиш учи ингичкалашиб боради. Бу ҳол силжитиш қийматини маълум миқдордан ошириш мумкин эмаслигини кўрсатади.

Табиийки, филдирак заготовкасига тиш қирқишда рейка марказ томон силжитилса, юқориди айтилганларнинг акси бўлади.

Тишлар бундай усул билан тузатилганда рейка шестерня тишлари қирқишда марказдан ташқари томонга мусбат x_m масофага силжитилса, филдирак тишлари қирқишда, аксинча, марказга томон (манфий) худди шу масофага силжитилади. Демак, умумий силжитиш коэффициенти

$$x_{\Sigma} = x_1 + x_2 = 0 \quad (185)$$

бўлади, бу ерда x_1 ва x_2 — шестерня ва филдирак тишлари учун силжитиш коэффициентлари

$$x_1 > 0; x_2 < 0; |x_1| = |x_2|.$$

Рейкани силжитиш натижасида тиш энининг ўлчами ўзгариши билан ўйиқчанинг ўлчами ҳам ўзгаради. Натижада, бўлувчи айлана бўйича тиш эни билан ўйиқча энининг йиғиндиси доимо қадам p_t га тенг бўлади.

Шестерня ҳамда филдирак тишлари қирқишда рейканинг ҳар хил йўналишдаги бир хил масофага силжитилиши натижасида шестерня тишнинг эни қанча катталашган бўлса, филдиракдаги ўйиқчанинг эни ҳам шунча катталашади. Натижада филдиракларнинг бир-бирига нисбатан жойлашиш ҳолатлари, яъни марказлараро масофа a_w ўзгармайди. Бироқ, тиш каллаги билан оёғи баландликларининг нисбати ўзгаради. Бундай ҳолларда

$$\left. \begin{aligned} h &= m(2h_a^* + c^*), \\ h_a &= m(h_a^* + x), \\ h_f &= m(h_a^* + c^* - x), \\ a_w &= a = (d_1 + d_2)/2 \end{aligned} \right\} \quad (186)$$

бўлади.

Бундан ташқари, ҳар бир ғилдирак учун

$$\left. \begin{aligned} d_a &= d + 2m(h_a^* + x), \\ d_f &= d - 2m(h_a^* + c - x) \end{aligned} \right\} \quad (187)$$

бўлади.

Тузатиш натижасида, асосан, тиш қисмларининг баландликлари ўзгаради.

✓ 2. Шестерня ҳамда ғилдиракка тишлар қирқишида рейка бир томонга — марказдан ташқи томонга силжитилади. Бунда $x_1 > 0$, $x_2 > 0$ бўлиб, $x_2 \neq 0$.

Натижада умумий ўзгартириш (коррекциялаш) коэффициенти $x_2 > 0$ бўлади. Бундай ҳолларда шестерня ҳамда ғилдирак тишларининг бўлувчи айлана бўйича ўлчанган қалинлиги $p_i/2$ дан катта, ўйиқчаларнинг эни эса $p_i/2$ дан кичик бўлади. Шунинг учун иккала ғилдиракнинг бўлувчи айланалари бир-бирига тега олмайди, натижада бошлангич айланалар бўлувчи айланалардан ташқарида жойлашиб қолади. Бу ҳол марказлараро масофанинг катталашувиغا олиб келади, яъни

$$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = m(0,5 z_\Sigma - x_\Sigma - \Delta y) > a = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (188)$$

$$\left. \begin{aligned} h &= m(2h_a^* + c^* - \Delta y), \\ h_a &= m(h_a^* + x - \Delta y), \\ h_f &= m(h_a^* + c^* - x) \end{aligned} \right\} \quad (189)$$

бўлади. Бу ерда Δy — силжитишни текисловчи коэффициент (қиймати x_Σ га боғлиқ равишда махсус графикдан аниқланади). Марказлараро масофанинг катталашуви натижасида ғилдиракларнинг асосий айланалари бир-бирдан узоқлашади. Бинобарин, уларга ўтказилган умумий уринма (илашиш чизиғи) илашиш қутбидан ўтган горизонтал чизиқ билан кесишганда тузатишдан олдингига қараганда каттароқ бурчак ҳосил бўлади ва илашиш бурчаги α катталашади, яъни $\alpha_w > \alpha$ бўлади.

Тишларни ўзгартиришда қуйидагиларга эътибор бериш керак:

1. Рейкани мусбат силжитиб, тишларнинг эгилишга бўлган мустаҳкамлигини икки мартагача ошириш, тишлар сонини эса 7—8 тагача камайтириш мумкин.

2. Бурчакнинг катталашуви тишларнинг контакт кучланишга бўлган мустаҳкамлигини 20 % гача ошириш имконини беради.

✓ 3. Шестерня ва ғилдирак тишларининг сони катта бўлганда тиш шаклини ўзгартиришнинг фойдаси кам бўлади. Шунинг учун қуйидагиларга амал қилиш тавсия этилади:

а) $z_1 \geq 21$ бўлса, ўзгартиришга ҳожат қолмайди;

б) $14 \leq z_1 \leq 20$ ва $u \geq 3,5$ бўлганда силжитиш коэффициентларини $x_1 = 0,3$ ва $x_2 = -0,3$ гача олиб, ўзгартириш киритса бўлади.

в) $10 \leq z_1 \leq 30$ бўлганда силжитиш коэффициентларини $x_1 = 0,5$ ва $x_2 = 0,5$ гача олиб, ўзгартириш киритса бўлади. ✓

45-§. Тишли ғилдираклар тайёрлашда ишлатиладиган материаллар

Тишли ғилдираклар тайёрлаш учун мавжуд станокларда тишлар қирқиш ва бу тишларга ишлов беришда талаб этилган аниқлик ҳамда тозаликни таъминлайдиган материаллар ишлатилиши керак. Бундан ташқари, материаллар ўзгарувчан ва зарб билан таъсир этадиган кучларга яхши бардош бериши ҳамда тиш сиртининг контакт кучланишга чидамли бўлиши лозим.

Ҳозирги вақтда тишли ғилдираклар, асосан, пўлат, чўян ва пластмассалардан тайёрланади. Тишли ғилдиракларнинг катта қувватли машиналарда ишлатилиши ва ўлчамларини кичрайтириш талаб этилганлиги учун уларни кўпи ҳар хил пўлатлардан, масалан 40, 45, 50, 40Г2, 50Г, 40Х, 40ХН, 40ХНМА, 30ХГС ва бошқа маркали пўлатлардан тайёрланади.

Ўлчамлари кичик бўлиб, оғир нагрузка тушадиган ғилдирак тишларининг сиртқи қатлами турли усуллар билан тобланиб, қаттиқлиги $HRC \approx 45-55$ га етказилади.

Зарб билан таъсир этадиган ва йўналиши ёки тезлиги ўзгариб турадиган куч таъсирида ишлайдиган узатмаларнинг ғилдираклари 15Х, 20Х, 12ХНЗА, 18ХГТ, 20Х2Н4А маркали пўлатлардан ишлангани маъқул. Бу пўлатлардан тайёрланган ғилдирак тишларининг сиртқи қатлами цементитланади ва тобланиб, Роквелл бўйича қаттиқлиги 56—63 га етказилади. Агар тишларнинг сирти ниҳоятда қаттиқ бўлиши талаб этилса, ғилдираклар 38ХЮА, 38ХМЮА маркали пўлатлардан тайёрланади ва тишларининг сиртқи қатлами азотланиб ёки цианланиб, қаттиқлиги Роквелл бўйича 53 ... 65 га етказилади. Бундай ҳолларда ғилдирак тишларининг химиявий-термик ишланган қатлами қалинлиги 0,1 ... 0,3 мм га етади ва тишлар орасига қаттиқроқ бирор заррача тушиб қолгундай бўлса, қатлам четнаб кетади. Шунинг учун, бу усул билан мустаҳкамланган ғилдиракларни ишлатишда мой иложи борича яхши тозаланиши ва кучли зарб билан таъсир этувчи кучлар бўлмаслиги лозим. Ўлчамлари уртача булиб, узоқ вақт ишлашга мўлжалланган ғилдиракнинг тишлари тобланади-да, сиртқи қатламининг қаттиқлиги Бринель бўйича 240 ... 300 га етказилади.

Катта ўлчамли узатмаларнинг ғилдираклари пўлатдан қуйилади. Бундай ҳолларда ғилдирак қониқарли ишлаши учун пўлат таркибидеги углерод миқдори 0,35 ... 0,55 % дан кам бўлмаслиги керак. Секин ва бир текис ишлайдиган, ўртача нагрузка таъсир этадиган узатмаларнинг ғилдираклари турли чўянлардан (СЧ28—48, СЧ32—52,

СЧ35—56, ВЧ45—5, ВЧ40—10 ва бошқа маркали чўянлардан) тайёрлангани маъқул. Одатда, чўяндан тайёрланган ғилдирак тишлари кам уваланади ва уларда бир бирига илиниб қолиш ҳодисаси кам содир бўлади.

Сўнги йилларда кам ва ўртача нагрузка билан ишлайдиган ғилдираклар полимер материаллардан тайёрланмоқда. Бундай материаллар жумласига физикавий, химиявий, механикавий ва технологик хоссалари ҳар хил бўлган пластмассалар киради. Бундай пластмассалар *терморектив* ва *термопластик* деб аталувчи икки турга бўлиниши юқорида айтиб ўтилган эди. Терморектив материалларнинг тишли ғилдираклар учун кўпроқ ишлатиладиганлари текстолит, ёғоч қатламли пластик (ДСП) ҳамда волокнитлардир. Эпоксид смоласидан ҳам тишли ғилдирак тайёрлаш мумкин. Термопластик материаллардан тишли ғилдираклар тайёрлаш учун турли полиамидлар (поликапроамид П-68, АК-7, ҳамма турдаги капролонлар), полиуретанлар, полиформальдегид, поликарбонат, полипропилен, поливинилхлоридлар, полиэтилен, фторопласт ва бошқалар ишлатилади. Шунинг назарда тутиш керакки, узатманинг илашишда бўлган бир жуфт ғилдирагининг фақат биттасигина пластмассадан бўлиши керак, чунки пластмасса иссиқликни ёмон ўтказиши. Гарчи пластмасса ғилдираклар металл ғилдиракларга қараганда кичикроқ нагрузка билан ишлаши мумкин бўлса-да, бир қатор афзалликлари туфайли улар келажакда кенг қўламда ишлатилишига шубҳа қилмаса ҳам бўлади.

Пластмассадан ясалган ғилдиракли узатмалар равон, шовқинсиз ишлайди ва зарарли химиявий муҳит таъсирига бардош беради, бу жиҳатдан олганда пўлат ғилдираклардан устун туради. Бундан ташқари, узатма элементлари тайёрлаш ва уларни йиғишда йўл қўйилган ноаниқликларнинг узатма ишига салбий таъсири пластмасса ғилдиракли узатмаларда кам сезилади. Лекин пластмассалар, айниқса полиамидлар физика-механикавий хоссаларининг вақт ўтиши билан ўз-ўзидан ўзгариши, температура кўтариш билан сари пластмасса ғилдираклар мустақамлигининг кескин равишда пасайиши сабабли, улардан узатмаларда фойдаланиш масаласини ҳар томонлама ўйлаб ҳал қилишга тўғри келади. Умуман олганда тишли ғилдираклар учун материал танлашда, аввало, ғилдиракнинг асосий вазифаси, ишлаш шароити ва у билан боғлиқ бўлган иқтисодий масалаларга жиддий аҳамият бериш лозим. Масалан, автомобиль, самолёт каби машиналарнинг узатмаларидаги ғилдираклар, қиммат бўлса-да, юқори сифатли легирланган пўлатлардан, стационар шароитда ишлайдиган, габарит ўлчамлари чекланмаган узатмаларнинг ғилдираклари оддий углеродли пўлатдан, нагрузкаси катта бўлмаган узатмаларнинг ғилдираклари эса чўян ёки пластмассадан тайёрлангани маъқул.

Юқорида айтилганлардан ташқари, материал танлашда шестернянинг ғилдиракқа қараганда оғир шароитда ишлашига ҳам эътибор бериш зарур. Шестерня учун танланган материалнинг чидамлилиги ғилдирак учун танланган материалникидан катта бўлиши лозим, чунки одатда шестернянинг тишлари ғилдирак тишларига қараганда кўпроқ вақт илашишда бўлади.

46-§. Тишли ғилдираклар тайёрлашда аниқлик даражаси ва унинг илашиш сифатига таъсири

Маълумки, тишли узатмаларнинг асосий камчиликларидан бири уларнинг шовқин билан ишлашидир. Тишли ғилдирак қадами қийма-тидаги ва тиш профили тайёрлашдаги хатоликларнинг таъсири ғилдирак ҳар айланганда такрорланиб туриши, тишларга тушадиган на-грузканинг нотекис тақсимланиши ва айланувчи деталларнинг яхши мувозанатланмаганлиги узатма ишида шовқин чиқишига сабаб бўлади.

Нагрузканинг тишга нотекис таъсир этиши ва тишларнинг илашиш жараёнида ўзгариб турадиган деформацияси тишли ғилдиракларда тебраниш ҳосил қилади. Бу тебраниш вал ва таянчлар орқали корпусга ўтиб, шовқиннинг янада кучайишига олиб келади. Бундан ташқари, ғилдираклар тайёрлашда йўл қўйилган хатоликлар илашиш сифатига салбий таъсир кўрсатади. Бу эса уларнинг муддатидан илгарӣ ишдан чиқишига сабаб бўлади. Шунинг учун тишли ғилдираклар тайёрлашда аниқлик даражасига катта эътибор бериш керак. Бу борада ГОСТда қўйилган талабларга тўла риоя қилиш лозим. ГОСТ да кўрсатилиши-ча, тишли ғилдираклар ўн иккита аниқлик даражаси билан тайёрла-ниши мумкин. Аниқлик даражаси 1 дан 12 гача бўлган рақамлар билан ифодаланади. Рақам қанчалик кичик бўлса, аниқлик шунча-лик юқори бўлади. Ҳозирги вақтда машинасозликда асосан бешта (6, 7, 8, 9, ва 10) аниқлик даражаси билан тайёрланган ғилдираклар ишлатилади. Бундан ташқари, ҳар бир аниқлик даражаси учун уч хил кўрсаткич белгиланган. Бу кўрсаткичлар ғилдиракларнинг ки-нематика нуқтаи назаридан етарли даражада аниқ, раво ва бир текис ишлашини ҳамда тиш сиртининг контактда бўладиган юзи етарли бўлишини таъминлайди.

Тишли ғилдираклар учун қандай аниқлик даражасини қабул қи-лиш лозимлиги масаласини ҳал этишда узатманинг ишлаш шароити ҳамда вазифасига қараб, қуйидаги жадвалда кўрсатилган тавсия-лардан фойдаланиш мумкин:

Аниқлик даражаси	Айлана тезлик, м/с		Ишлатилиши
	тўғри тишли	қия тишли	
6	15 гача	25 гача	Тез ҳаракатланувчи узатмалар
7	10 гача	17 гача	Нагрузка меъёрида бўлиб, тез ҳара-катланувчи ёки нагрузка катта бў-либ, секин ҳаракатланувчи узатмалар
8	6 гача	10 гача	Умумий машинасозликда ишлатилади-ган узатмалар
9—10	2 гача	4гача	Секин ишлайдиган, аниқлик даражаси кам аҳамиятга эга бўлган узатмалар

Тишли узатмаларга тааллуқли стандартларда, юқоридаги кўрсаткичлардан ташқари, узатма ишига таъсир этувчи бошқа факторлар — тишлар орасидаги зазор, марказлараро масофа, валларнинг қийша-йиши ва бошқалар тўғрисида ҳам тегишли кўрсатмалар берилган.

47-§. Тишли узатмаларнинг ишлаш қобилияти ва уларнинг емирилиши

Илашишда бўлган тишларга асосан иккита куч таъсир этади. Улардан бири илашиш чизиғи A_1, A_2 бўйлаб, тишларнинг эвольвентавий сиртларига тик йўналган F_n куч (91- шакл):

$$F_n = \frac{2T_1}{d_{b1}} = \frac{2T_1}{d \cos \alpha_w}, \quad (190)$$

иккинчиси тишлар орасида сирпаниш ҳодисаси рўй беришидан ҳосил бўладиган ишқаланиш кучи:

$$P = F_n f. \quad (191)$$

Бу кучлар таъсирида тишларда ҳар хил кучланишлар пайдо бўлади. Улардан тишларнинг ишлаш қобилиятини белгиловчи асосий кучланишлар тиш сиртида ҳосил бўладиган контакт кучланиш σ_H ва тишнинг тубида пайдо бўладиган эғувчи кучланиш σ_F дир.

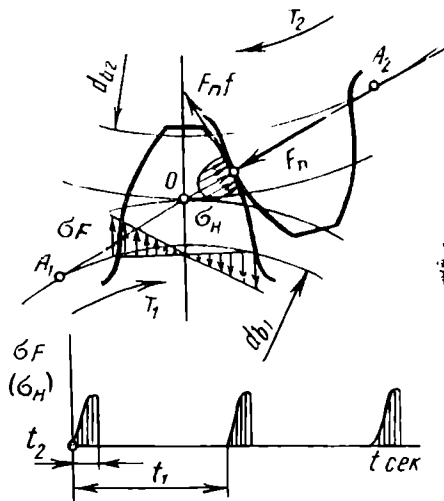
Ҳар бир тиш учун σ_H ва σ_F ўзгармас муайян қийматга эга бўлмай, вақт оралиғида ўзгариб туради ва пульсацияланувчи узлукли цикл билан таъсир этади.

Ғилдиракнинг бир марта айланишида (t_1 вақт ичида) σ_F нинг таъсир этиш вақти битта тишнинг илишишда бўлган вақти (t_2) га тенг бўлади, σ_H нинг таъсир этиши эса бундан ҳам кам вақт давом этади. Кучланишларнинг ўзгарувчи цикл билан таъсир этиши тишларнинг толиқишдан емирилишига олиб келади.

σ_F кучланиш тишларнинг толиқишдан синишига, σ_H кучланиш эса тиш сиртларининг уваланишига сабаб бўлади.

Ишқаланиш кучи P нинг мавжудлиги тиш сиртининг ҳар турли емирилишига олиб келади. Бинобарин, тишли узатмаларнинг ишлаш қобилияти, биринчидан, тишларнинг синиши, иккинчидан, тишлар сиртининг емирилиши оқибатида йўқолиши мумкин экан.

Тишлар сиртининг емирилиши деганда қуйидагилар тушунилиши лозим:



91- шакл. Тишларда ҳосил бўладиган кучланишлар.

- а) толиқиш оқибатида уваланиб кетиши;
- б) абразив заррачали муҳитда ва оддий ишқаланиш шароитида емирилиши;
- в) катта нагрузка билан ишлаётган узатмаларда бир ғилдирак тиши сиртининг юлиниб, иккинчи ғилдирак тиши сиртига ёпишиб қолиш ҳоллари;
- г) пластик деформацияланиш оқибатида силжиши;
- д) термик ишланган тишлар сиртқи қаттиқ қатламининг кўчиб кетиш ҳоллари.

Қуйида тишларнинг емирилиш хиллари ҳамда уларнинг олдини олиш чоралари тўғрисида тўхтаб ўтилади.

Тишларнинг синиши

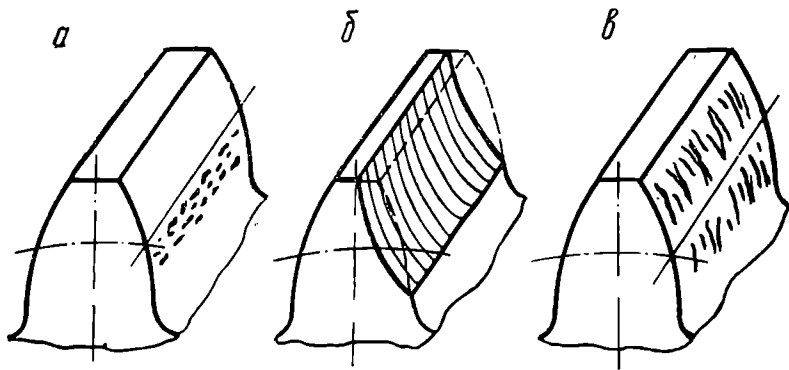
Тишларнинг синишига икки хил сабаб бўлиши мумкин:

1. **Ў та на г р у з к а б ў л и ш и.** Бунда тишда ҳосил бўлган кучланиш материал учун рухсат этилган мустаҳкамлик чегарасидан ортиб кетади. Бундай ҳолларда пластик материаллардан тайёрланган ғилдирак тишлари деформацияланиб, ўз шаклини ўзгартиради ёки синиб кетади. Мўрт материаллардан тайёрланган ғилдирак тишлари эса албатта синади. Тишнинг ана шу сабабларга кўра синишининг олдини олиш учун ўта нагрузка бўлмаслигини таъминлаш чораси кўрилади. Агар маълум бир сабаб билан бунга эришишнинг иложи бўлмаса, тишли ғилдиракларни ҳисоблашда ўта нагрузка бўлиши мумкинлиги эътиборга олинади.

2. **Ў з г а р у в ч и к у ч л а н и ш н и н г у з о қ в а қ т д а в о м и д а т а ъ с и р э т и ш и.** Бундай ҳолларда, даставвал, тиш тубига яқин жойда материалнинг толиқишидан дарз пайдо бўлади. Бу дарз бора-бора катталаниб, тишнинг синишига олиб келади. Одатда, дарз кучланишлар концентрацияси пайдо бўлган жойда ҳосил бўлади. Бу тур синишнинг олдини олиш учун тишли ғилдиракларни чидамлилиққа ҳисоблаш билан бирга, кучланишлар концентрациясини иложи борича камайтириш чораларини кўриш тавсия этилади. Умумий ҳолда тишларни синишдан сақлаш учун модулни катталаштириш, тишларни ўзгартириш (коррекциялаш) ва уларни термик ишлаш, тиш қирраларига тушадиган нагрузкани камайтириш (бунга тишларнинг четини маълум бурчак остида кертиш йўли билан эришилади) ҳамда бочка шаклидаги тишлардан фойдаланиш тавсия этилади.

Тишлар сиртининг емирилиши

1. **Т и ш л а р с и р т и н и н г т о л и қ и ш о қ и б а т и д а у в а л а н и б к е т и ш и.** Тишнинг бу тур емирилиши ёпиқ узатмаларда энг кўп учрайди (92-шакл, а). Уваланиш икки хил бўлади. Биринчи хил уваланиш узатманинг ишлай бошлаган дастлабки вақтларида пайдо бўлиб, кейинчалик йўқолиб кетади. Бу хил уваланиш, одатда, қаттиқлиги НВ-350 дан кичик бўлган материаллардан ясалган ғилдирак тишларида уларни тайёрлашда йўл қўйилган ноаниқликлар туфайли тишлар сиртининг маълум нуқталарида ҳосил бўладиган кучланишлар концентрацияси таъсирида содир бўлади.



92- шакл. Тиш сиртининг емирилиш турлари.

Тишли гилдирак тайёрлашда йўл қўйилган ноаниқликлар туфайли ҳосил бўлган билинар-билинмас нотекисликлар узатмаларнинг шундан кейинги иши давомида ейилиши ва эзилиши туфайли текисланиб кетади. Бу ҳол кучланишлар концентрацияси содир бўладиган нуқталарнинг йўқолишига олиб келади ва шунинг учун уваланиш процесси тўхтайтиди. Шундай қилиб, уваланишнинг юқорида кўрсатилган хили тишли узатмаларнинг ишига салбий таъсир кўрсатмайди деса бўлади. Бироқ уваланишнинг иккинчи хили тишли узатмалар иш қобилиятининг йўқолишига олиб келувчи асосий сабаблардан биридир. Уваланишнинг бу хили кўпинча қаттиқлиги НВ-350 дан катта бўлган материаллардан тайёрланган ва сермой шароитда ишлайдиган гилдирак тишларида содир бўлади. Бундай ҳолларда тиш сиртидаги нотекисликлар сабабли вужудга келган кучланишлар концентрациясининг таъсиридан тиш сиртининг айрим нуқталарида билинар-билинмас дарзлар пайдо бўлади. Узатма сермой шароитда ишлаганлиги учун бундай дарзларнинг ичига катта босим остида мой кира бошлайди. Натижада дарзлар катталаша бориб, тиш сиртидан кичик бўлакчаларнинг ажралишига олиб келади. Оқибатда, тиш сиртида ҳар хил ўлчамли чуқурчалар пайдо бўла бошлайди. Бундай чуқурчаларнинг пайдо бўлиши ва иш давомида улар сонининг ортиши туфайли тишнинг шакли бузилади, сирти нотекисلاшади, зарб билан таъсир этувчи кучлар ортади. Бунинг оқибатида уваланиш процесси тезлашади, узатманинг қизиши ва шовқин кучаяди. Охирида бундай гилдиракларни алмаштириш зарурати тугилади. Кам мойланадиган очиқ узатмаларда бу хил уваланиш деярли содир бўлмайди. Бундан, мойланмайдиган узатмалар яхши ишлайди, деган хулоса чиқариш ярамайди. Мойланмайдиган ёки кам мойланадиган узатмалар айланиш тезлиги жуда кичик бўлгандагина яхши ишлайди. Айланма ҳаракат тезлиги ортиши билан тишларга руҳсат этилган нагрузканинг қиймати кескин камаяди. Натижада бундай узатманинг ишлатилиши бефойда бўлади. Шунинг учун машинасозликда асосан сермой шароитда ишлайдиган ёпиқ узатмалардан фойдаланилади.

Тишлар сиртининг уваланишига барҳам бериш учун тишларнинг сиртқи қатлами термик ишлаш йўли билан мустаҳкамланади, тишли

ғилдираклар контакт кучланиш бўйича лойиҳаланади, бурчак коррекциясидан фойдаланилади ва тишлар юқори даражадаги аниқлик билан тайёрланади.

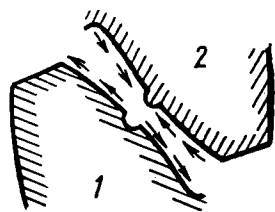
2. **Тишлар сиртининг ейилиши.** Тишларнинг сирти уч хил шароитда: абразив заррачали муҳитда, тишларнинг бири-бирига мослашиш даврида, нагруккали узатмани юргизиш ва тўхтатиш вақтида ейилиши мумкин. Тиш сиртининг абразив муҳитда ейилиши (92-шакл, б) етарли даражада мойланмайдиган очиқ узатмаларда кўпроқ учрайди, чунки бундай ҳолларда абразив муҳит ҳосил бўлиш (чанг ва бошқа қаттиқ заррачаларнинг тишлар орасига тушиб қолиш) эҳтимоли одатдагидан катта бўлади.

Ейилишнинг бу хили айрим ҳолларда ёпиқ узатмаларда ҳам учраши мумкин. Бундай узатмаларда абразив муҳит мойнинг вақт ўтиши билан маълум даражада ифлосланишидан ва чангдан сақланиш чоралари етарли даражада кўрилмаганлигидан келиб чиқади. Бундай шароитда ишлайдиган узатмалар қишлоқ хўжалик машиналарида, транспортда, кўтариш ва ташиш машиналарида кўп учрайди.

Тишлар бир-бирига мослашгунча содир бўладиган ейилиш, асосан, тишлар сиртидаги нотекистиклар сийқалангунча давом этади. Бу процесс тугагач, ейилиш процессининг бу тури тўхтайтиди. Умуман олганда, ейилишнинг бу хили зарарли эмас. Аксинча, бундай ейилиш тишлар сирти текисланиб, тушадиган нагрукканинг бир меъёрда тақсимланишига шароит туғдиради. Нагруккали узатмани ҳаракатга келтириш ва тўхтатиш вақтида содир бўладиган ейилиш кранларда, шаҳар транспортида фойдаланиладиган узатмаларга хосдир. Ейилишнинг бу тури оғир нагрукка билан ишлайдиган узатмалар учун айниқса хавфли. Бундай ҳолларда нагрукканинг қиймати маълум чегарадан ортиб кетса, ейилиш тиш сиртининг сидирилиб кетишига айланади. Нагруккасиз узатмаларни ҳаракатга келтириш ва тўхтатиш жараёнида юқоридаги сингари ейилиш содир бўлмайди. Узатма тишларининг ейилиши илашмадаги тишлар орасида ҳосил бўладиган зазорнинг катталашуви, зазорнинг катталашуви эса қўшимча динамикавий кучларнинг ҳамда шовқиннинг пайдо бўлишига олиб келади. Бундан ташқари, ейилиб кетган тишнинг кўндаланг кесими кичрайтиди, бу ҳол тишнинг мустаҳкамлигини пасайтиради. Бундай ҳолларда тишли ғилдираклар янгисига дарҳол алмаштирилиши керак, акс ҳолда уларнинг тиши синиб, машинанинг кутилмаган вақтда тўхтаб қолишига сабаб бўлади. Ейилишнинг олдини олиш учун тишлар сиртининг қаттиқлигини ҳамда тозаллигини ошириш, узатмани абразив заррачалар тушувидан иложи борица сақлаш ҳамда лозим бўлган тақдирда маҳсус химиявий модда қўшилган мой ишлатиш тавсия этилади.

3. **Тишлар сиртининг юлиниши.** Бундай ҳодиса, асосан, катта тезлик ва катта нагрукка билан ишлайдиган узатмаларда учрайди. Бундай узатмаларнинг тишларида температура кўтарилади, тишлар сиртининг айрим жойларида мой қатлами узилиб, металллар бевосита туташади. Бу ҳол бир неча бор такрорлангандан сўнг температура шундай даражага етадики, мустаҳкамлиги пастроқ материаллардан ясалган ғилдирак тишининг ана шу жойлари иккинчи ғилдирак тишига ёпишиб чиқади. Ҳосил бўлган металл ғуррачалар, иш давомида,

шу тиш билан илашишда бўлган тиш сиртини сидириб чиқа бошлайди (92-шакл, в). Оқибатда тиш сирти нотекислашиб, узатма ишида қўшимча шовқин ва динамикавий кучлар пайдо бўлади. Бу ҳол ғилдиракларни янгисига алмаштириш заруратини туғдиради. Бундай емирилишнинг олдини олиш чоралари ёйилишнинг олдини олиш учун тавсия этилган чораларга ўхшашдир. Бу борада мой танлаш масаласига алоҳида эътибор бериш керак.



93-шакл. Тиш сиртининг пластик силжиши.

4. П л а с т и к с и л ж и ш. Емирилишнинг бу хили юмшоқ пўлатдан ясалган тезлиги секин, лекин катта нагрузка билан ишлайдиган узатмаларда учрайди. Бундай ҳолларда тиш сиртига тушадиган куч меъеридан катта ишқаланиш кучи ҳосил қилади ва юмшоқ пўлатни деформациялаб, оқувчанлик даражасигача олиб боради, оқибатда металл ишқаланиш кучи йўналган томонга қараб сидирилади. Натижада, етакланувчи ғилдирак тишининг илашиш қутби атрофида кичкинагина дўмбоқча, етакчи ғилдирак тишининг сиртида эса шу дўмбоқчага мос чуқурча ҳосил бўлади (93-шакл). Ҳосил бўлган дўмбоқча илашишнинг бузилишига ва пировардида, тишларнинг ишдан чиқишига олиб келади. Умуман олганда, тўғри лойиҳаланган ва тайёрланган узатмаларда мўлжалланган иш муддати давомида бундай ҳодиса рўй бермаслиги керак.

Тиш материалининг қаттиқлигини ошириш бундай емирилишнинг олдини олиш чораларидан асосийсидир.

5. Т и ш н и н г т е р м и к и ш л а ш й ў л и б и л а н қ а т т и қ л а ш т и р и л г а н с и р т қ и қ а т л а м и н и н г к ў ч и б ч и қ и ш и. Бундай ҳодиса, асосан, сифатсиз термик ишланган ғилдиракларда рўй беради. Шунинг учун, термик ишлаш талаб қилинган ҳолларда бу процесснинг сифатли бажарилишига алоҳида эътибор бериш керак.

Тишли узатмаларнинг емирилиши юқорида кўриб чиқилган хилларидан шу вақтгача етарли даражада тўла ўрганилгани тишларнинг синиши ҳамда улар сиртининг уваланиб кетишидир. Шу сабабли, ҳозирги вақтда тишли узатмаларни лойиҳалашда улар, асосан, ана шу икки хил емирилишга сабаб бўлган эғувчи σ_F кучланиш ва контакт σ_k кучланиш бўйича ҳисобланади. Бу икки кучланишдан контакт кучланиш кўпроқ аҳамиятга эга, чунки маълум ўлчамли узатма учун бу кучланишнинг қиймати ўзгармас бўлади. Эғувчи кучланишнинг қийматини эса модулни ўзгартириш билан камайтириш мумкин.

Емирилишнинг қолган хиллари тўғрисида шуни айтиш керакки, ҳисоблаш жараёнида уларни аниқ эътиборга олиш усули ҳозирча маълум эмас. Лекин контакт кучланиш ҳисобга олинганда тишлар сирти билан боғлиқ бўлган барча емирилиш ҳоллари ҳам маълум даражада ҳисобга олинган бўлади. Гарчи сўнгги йилларда ёйилиш ва тиш сиртининг юлиниб чиқиши каби ҳодисаларни эътироф этувчи ҳисоблаш усуллари тавсия этила бошлаган бўлса-да, улар илмий нуқтаи назардан

тўла асосланган деб бўлмайди. Шунинг учун тишли узатмалар лойиҳалашнинг ҳозирги замон усули сифатида тишларни эгувчи ҳамда контакт кучланиш бўйича ҳисоблашга асосланган усул тавсия этилади.

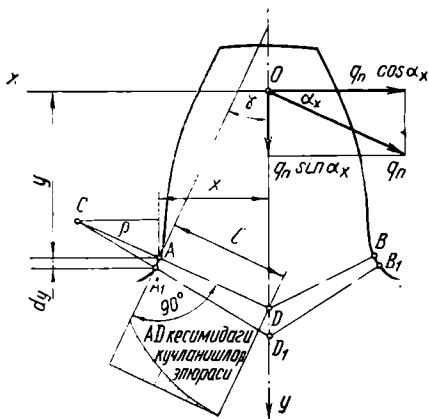
48-§. Тўғри тишли цилиндрик ғилдирак тишларини эгувчи кучланиш бўйича ҳисоблаш

Тишларни эгувчи кучланиш бўйича ҳисоблашнинг мавжуд усуллари шартли равишда икки гурпуага бўлиш мумкин. Биринчи гурпуага кирувчи усулларда кучланиш материаллар қаршилиги курсидаги формула ва мулоҳазалар асосида топилди. Бундай усулларда тиш асосига таъсир этувчи уринма куч ва у ерда ҳосил бўладиган кучланишлар концентрацияси эътиборга олинмайди ва тиш консолли кичкинагина балка деб қаралади. Тишнинг ўлчамлари кўндаланг кесими бўйича тиш баландиригидан катта фарқ қилмаганлигидан ҳисоблаш натижасини тахминий дейиш мумкин.

Иккинчи гурпуага кирувчи усуллар А. В. Верховский таклиф этган гипотезага асосланади. Бу гипотезага кўра, тишлар эластик деформацияланганда тиш асосининг тиш ўқиға тик кесими эмас, балки тиш асоси бошланадиган ўтиш жойиға тик бўлган «синиқ» кесим деформацияланмай, текис ҳолича қолади (94-шакл). «Синиқ» кесим усули билан ҳисоблаш тиш асосида ҳосил бўладиган кучланишнинг ҳақиқий қийматига яқин қийматни аниқлашға имкон беради. Бу усулға биноан, рухсат этилган кучланишнинг қиймати тишли ғилдиракларни махсус стендларда синаш йўли билан топилган чидамлилик чегарасини эҳтиёт коэффициентига бўлиш билан аниқланади. Тажриба шуни кўрсатадики, А. В. Верховский гипотезаси асосида қилинган ҳисоблар ўзгартирилмаган тишлар учунгина яхши натижа беради.

Иккинчи гурпуага кирувчи усуллардан яна бири эластиклик назариясига асосланган бўлиб, бу усулни В. Л. Устиненко таклиф этган. Бу усулда ҳисоблаш ҳар хил ғилдираклар учун ҳамма вақт етарли даражада аниқ натижалар беради. Афсуски, бу усулда аналитик ҳисоблашнинг ҳажми катта бўлганлигидан у инженерлик практикасида ҳозирча қўлланилмайди.

Ҳозирги вақтда, узатмалар лойиҳалашда, асосан юқорида эслатиб ўтилган ва материаллар қаршилиги курсида берилган формулаларға асосланган ҳамда ГОСТ 21354—75 да кўрсатилган усулдан фойдаланилади. Шунинг учун



94-шакл. Тишларни А. В. Верховский гипотезаси бўйича ҳисоблашға доир схема.

қуйида ана шу усул билан танишиб ўтамиз. ҳисоблашнинг бу усулида қуйидаги соддалаштиришлар қабул қилинади:

1. Тишга таъсир этувчи куч унинг учига қўйилган бўлиб, фақат битта тиш воситасида узатилади деб ҳисобланади; машинасозликда кўп тарқалган 7 ва 8 аниқлик даражаси билан тайёрланган гилдираклар учун бу фикр ҳақиқатга яқин келади.

2. Ишқаланиш P кучи катта бўлмаганлигидан ҳисоблашда эътиборга олинмади.

3. Юқорида кўрсатилганидек, тиш консолли балка деб қаралади. Бундай ҳолларда тишнинг исталган жойидаги текис кесим тиш деформацияланганда ҳам ўзгармай қолади, деб ҳисобланади.

Бу соддалаштиришлар эътиборга олинганда тиш асосида ҳосил бўладиган эгувчи кучланишнинг умумий қиймати

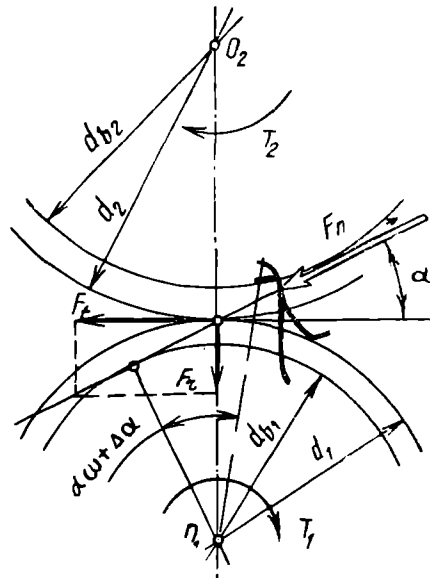
$$\sigma_r = \sigma_{\text{эг}} - \sigma_c$$

бўлади, дейиш мумкин, бу ерда $\sigma_{\text{эг}}$ эгувчи моментдан тиш асосиди ҳосил бўладиган кучланиш; σ_c — сиқувчи (радиал) F_r кучдан ҳосил бўладиган кучланиш.

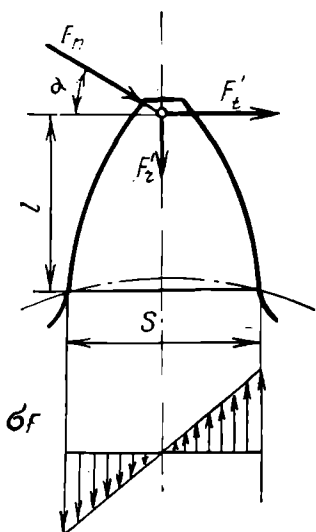
Тенгликдаги (—) ишораси ҳисоблаш тиш асосининг чўзилган толалари учун бажарилишини кўрсатади.

Кучланишнинг абсолют қиймати толалар сиқилган томонда катта бўлса ҳам, тажрибанинг кўрсатишига кўра, тишлар аксарият толалар чўзилган томондан синади. Шунинг учун юқоридаги тенгликда σ_c олдида (—) ишораси олинган.

Маълумки, гилдиракнинг илашишда бўлган тишларига таъсир этадиган асосий куч уларнинг сиртига тик бўлиб, илашиш чизиғи бўйича йўналган F_n кучдир (95-шакл). Одатда, гилдирак вали ва унинг таянчларини ҳисоблашни осонлаштириш мақсадида бу куч илашиш қутбига кўчирилиб, ташкил этувчи айлана куч F_t билан радиал куч F_r га ажратилади. Узатмаларни ҳисоблашда улар воситасида узатиладиган юклиниш буровчи момент сифатида берилган бўлади. Шунинг учун кучларнинг қийматини аниқлашда аввало айлана куч миқдори топилиб, сўнгра қолган кучлар аниқланади. Бунинг учун тўғри тишли гилдираклардаги кучларни аниқлашда қуйидаги муносабатлардан фойдаланилади:



95-шакл. Умумий куч F_n нинг тишга таъсир этиши.



96-шакл. Тишларни эгувчи кучланиш бўйича ҳисоблашга доир схема.

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}; \quad F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w; \quad F_n = F_t / \cos \alpha_w; \quad (192)$$

Тишларни эгувчи кучланиш бўйича ҳисоблашда куч тиш учига қўйилади, деб фараз қилинганлиги туфайли уни ҳисоблаш учун қабул қилинган кучларнинг қиймати қутб нуқтасига қўйилгандагига қараганда фарқ қилади, чунки бу ҳолда умумий куч тиш ўқига α_w бурчак остида эмас, балки $\alpha_w + \Delta\alpha$ бурчак остида таъсир этади (95-шакл).

Айтилганларни эътиборга олган ҳолда 96-шаклдан қуйидагиларни ёзиш мумкин:

$$\sigma_{\text{эр}} = \frac{F'_t l}{W} = \frac{6F'_t l}{b_w S^2}, \quad (193)$$

$$\sigma_c = \frac{F'_r}{b_w S}, \quad (194)$$

бу ерда F'_t айлана кучнинг ҳисоблаш схемаси учун аниқланган қиймати

$$F'_t = F \cos \alpha' = F_t \frac{\cos \alpha'}{\cos \alpha_w},$$

$$\alpha' = \alpha_w + \Delta\alpha.$$

F'_r радиал кучнинг ҳисоблаш схемаси учун аниқланган қиймати

$$F'_r = F_n \sin \alpha' = F_t \frac{\sin \alpha'}{\cos \alpha_w}.$$

Юқоридаги формулаларда $W = b_w \cdot S^2 / 6$ — тиш асосининг қаршилик моменти; $b_w S$ — тиш асосининг юзи; b_w — тишнинг узунлиги (ёки тўғри тишли ғилдираклар учун ғилдиракнинг эни).

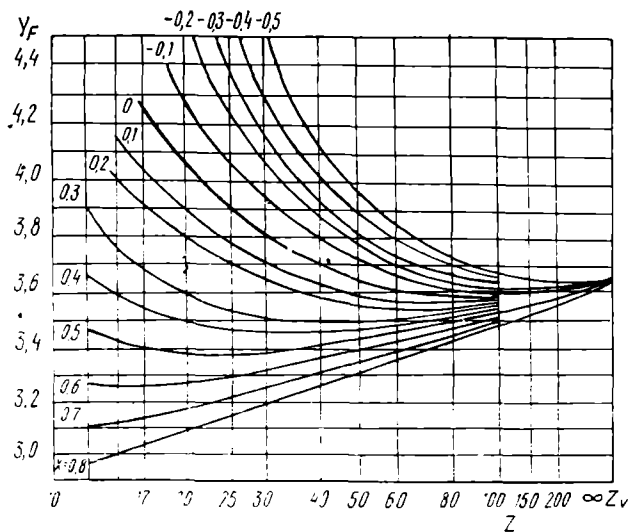
Юқорида келтирилган муносабатлардаги l ва S нинг абсолют қийматларини аниқлаш қийин бўлганлигидан ҳисоблашда улардан фойдаланиш ноқулай. Шунинг учун ҳар хил модулли тишларнинг ўхшашлигидан фойдаланиб, улар ўлчамсиз коэффициентлар билан алмаштирилади;

$$l' = l/m \quad \text{ва} \quad S' = S/m,$$

бу ерда m — модуль.

l ни $l'm$ билан, S ни $S'm$ билан алмаштириб, ҳисобий юкланиш коэффициентлари $K_{F\beta}$, $K_{F\alpha}$ ва $K_{F\sigma}$ ни ҳамда кучланишлар концентрацияси назарий коэффициенти K_T ни эътиборга олган ҳолда қуйидагини ёзишимиз мумкин:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_{F\beta} K_{F\sigma} K_{F\alpha}}{b_w m} \left[\frac{6l'}{(S')^2} \cdot \frac{\cos \alpha'}{\cos \alpha_w} - \frac{\sin \alpha'}{S \cos \alpha_w} \right] K_T.$$



97- шакл. Y_E ни танлашга доир график.

Бу ифодада

$$\left[\frac{6l'}{(S')^2} \cdot \frac{\cos \alpha'}{\cos \alpha_w} - \frac{\sin \alpha'}{S' \cos \alpha_w} \right] K_\tau = Y_F$$

ва $\frac{F_t K_{F\beta} K_{F\sigma} K_{F\alpha}}{b_w} = \omega_{Ft}$ деб қабул қилинса, қуйидаги муносабат ҳосил бўлади:

$$\sigma_F = Y_F \frac{\omega_{Ft}}{m} \leq \sigma_{FP}. \quad (195)$$

Келтирилган тенгликларда, ω_{Ft} солиштирма айлана кучнинг ҳисобий қиймати, Н/мм; σ_{FP} — эгувчи кучланиш бўйича чидамликка ҳисоблашдаги рухсат этилган кучланиш, МПа; m — илашиш модули, мм; Y_F — тиш шаклининг коэффициентини деб аталади. Унинг қиймати ҳисобланаётган филдирак тишларининг сони ва силжитиш коэффициентининг (агар тиш шаклига ўзгартириш киритиб тайёрланган бўлса) миқдорига боғлиқ равишда махсус жадваллардан ёки 97-шаклда келтирилган графикка асосан белгиланади. Ички тишли филдираклар учун тиш шаклининг коэффициенти Y_F ни қуйидаги формула асосида аниқлаш тавсия этилади:

$$Y_F \approx K_\tau \frac{2z}{(z+20)}, \quad (196)$$

бу ерда z — тишлар сони; $K_\tau \approx 2$ қилиб олинади. $K_{F\alpha}$, $K_{F\beta}$ ва $K_{F\sigma}$ коэффициентлар ҳақидаги зарур маълумотлар кейинги параграфда батафсил баён этилган. (195) формула воситасида мавжуд филдирак-

ларнинг тиши эгувчи кучланиш бўйича чидамлилика ҳисобланади. Келтирилган формуладан янги узатмалар лойиҳалашда фойдаланиш учун у бошқача кўринишга келтирилади. Бунинг учун аввало, формуладаги ω_{F1} ўрнига унинг буровчи момент T_1 (Нм) билан ифодаланган қиймати қўйилади. Сўнгра b_ω ўрнига $\psi_{bd}d_1$ ва d_1^2 ўрнига $m^2z_1^2$ қўйилиб, модулга нисбатан ечилади. Шундай қилиб,

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_1 K_{F\beta} K_{Fv} K_{F\alpha}}{mb_\omega} = Y_F \frac{2T_1 K_{F\beta} K_{Fv} K_{F\alpha}}{d_1 m \psi_{bd} d_1} = Y_F \frac{2T_1 K_{F\beta} K_{Fv} K_{F\alpha}}{m^2 z_1^2 \psi_{bd}} \leq \sigma_{Fp}.$$

Бу ердан

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{F\beta}}{z_1^2 \psi_{bd} \sigma_{Fp}}} Y_{F1} \text{ мм}, \quad (197)$$

бу ердаги K_m — ёрдамчи коэффициент бўлиб, K_{Fv} , $K_{F\alpha}$ нинг ўртача қийматини ҳам эътиборга олади ва тўғри тишли филдираклар учун 14 га тенг қилиб олинади. Шуни назарда тутиш керакки, тишлар сони ортган сари Y_F нинг қиймати кичиклашади. Шунинг учун ҳеч қандай ўзгартиришсиз тайёрланган филдиракларнинг тишлари доимо шестерня тишларига қараганда мустақкам бўлади. Шунинг учун бир хил материалдан тайёрланган филдиракли узатмаларни ҳисоблашда асосан шестерня тишлари эътиборга олинади. Борди-ю филдираклар ҳар хил материаллардан тайёрланган бўлса, у ҳолда ҳар бир филдирак учун σ_{Fp}/Y_F нисбат аниқланиб, филдираклардан қайси бири учун бу нисбатнинг қиймати кичик бўлса, ўшаниси ҳисобланади.

Филдирак ва шестерня тишларининг эгувчи кучланиш бўйича мустақкамлиги бир хилда бўлишини таъминлаш учун қуйидаги шарт бажарилиши керак:

$$\sigma_{Fp1}/Y_{F1} = \sigma_{Fp2}/Y_{F2}. \quad (198)$$

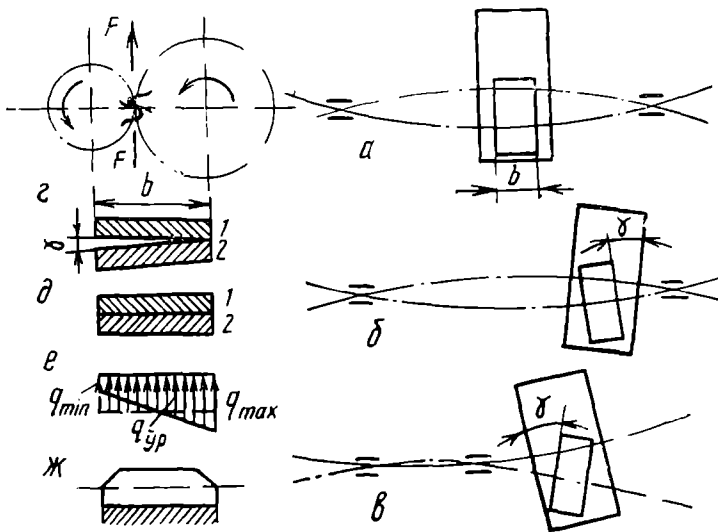
Бу шарт материални тўғри танлаш ёки тиш шаклига қирқувчи асбоб рейкани силжитиш ҳисобига ўзгартириш киритиш билан бажарилиши мумкин.

49-§. Нагрузканинг нотекислик ва динамикавий коэффициентлари

Нагрузканинг нотекислик коэффициенти вал таянчининг деформацияланиши туфайли нагрузканинг тиш узунлиги бўйлаб тақсимланишини эътиборга олувчи коэффициентдир.

Масалан, тишли филдирак икки таянчининг қоқ ўртасида жойлашмаган ҳолларда (98- шакл, б, в) вал бирор ү бурчакка оғади. Бу ҳол тишга тушаётган кучнинг тишнинг бир четида камайиб, иккинчи четида ортишига сабаб бўлади (98- шакл, е). Ҳисоблашда нагрузка тиш узунлиги бўйича бир текис тақсимланади деб олинган эди. Бошқача қилиб айтганда, нагрузканинг концентрацияланиш коэффициенти узунлик бирлигига тушадиган нагрузканинг ўртача қиймати билан унинг ҳақиқатда бўлиши мумкин бўлган энг катта қиймати орасидаги фарқни ҳисобга олади:

$$K_\beta = \frac{q_{\max}}{q_{\text{ур}}} \quad (199)$$



98- шакл. Тишларга тушувчи кучнинг тақсимланишига вал эгилишининг таъсири.

30- ж а д в а л

$K_{F\sigma}$ коэффициентининг амалий ҳисоблашларда ишлатиладиган тахминий қийматлари

Аниқлик даражаси	Тиш сиртининг қаттиқлиги $HВ$	Тезлик v м/с бўлган ҳолдаги $K_{F\sigma}$ қийма тлари		
		3 гача	3—8.	8—12,5
6	≤ 350	1/1	1,2/1	1,3/1,1
	> 350	1/1	1,15/1	1,25/1
7	≤ 350	1,15/1	1,35/1	1,45/1,2
	> 350	1,15/1	1,25/1	1,35/1,1
8	≤ 350	1,25/1,1	1,45/1,3	—/1,4
	> 350	1,2/1,1	1,35/1,2	—/1,3

Изоҳ: касрларнинг сурати тўғри тишли узатмаларга, махражи эса қия тишли узатмаларга тааллуқлидир.

бу ерда $q_{ур}$ нагруканинг узунлик бирлигига тушадиган ўртача қиймати. Ҳар бир ҳол учун K_{σ} нинг қийматини ҳисоблаб топиш жуда мураккаб. Шунинг учун, одатда, гилдираклар эгувчи кучланиш бўйича ҳисобланаётганда бу коэффициент $K_{F\sigma}$ кўринишда ифодаланади ва қиймати 99-шаклда келтирилган графикдан олинади. Нагруканинг динамикавий коэффициенти $K_{F\sigma}$ илашишининг ноаниқлигидан келиб чиқадиган динамикавий нагруканинг ва шу нагрузка таъсирида тишда ҳосил бўладиган кучланишнинг ортишини эътиборга олади.

Тишларни эгувчи кучланиш бўйича ҳисоблашда бу коэффициентнинг қиймати 30-жадвалдан олиниши мумкин ёки қуйидагича аниқланади:

$$K_{Fv} = 1 + v_F = 1 + \frac{\omega_{Fv} b_w}{F_t K_{F\alpha} K_{F\beta}}, \quad (200)$$

бу ерда v_F — динамикавий қўшимча; F_t — айлана куч, Н; b_w — ғилдирак эни ёки тиш узунлиги, мм; ω_{Fv} — солиштирма динамикавий айлана куч:

$$\omega_{Fv} = \delta_F g_0 v \sqrt{a_w / u}, \quad (201)$$

бу ерда δ_F — тишли узатманинг хилини ва тиш шаклига ўзгартириш киритилганлигини эътиборга олувчи коэффициент бўлиб, ўзгартирилмаган тўғри тишли узатмалар учун $\delta_F = 0,016$; тиш шаклига ўзгартириш киритилган тўғри тишли узатмалар учун $\delta_F = 0,011$; қия ва шеврон тишли узатмалар учун эса $\delta_F = 0,006$; g_0 — ғилдирак билан шестерня қадамлари орасидаги фарқнинг таъсирини эътиборга олувчи коэффициент, унинг қиймати 31-жадвалдан олинади; v — айлана тезлик, м/с; a_w — марказлараро масофа, мм; $K_{F\alpha}$ — нагруканинг тишлараро тақсимланишини эътиборга олувчи коэффициент, тўғри тишли ғилдираклар ва $\epsilon_\beta \leq 1$ бўлган қия тишли ғилдираклар учун $K_{F\alpha} = 1$, $K_{F\beta}$ нинг қиймати 99-шаклдаги графикдан олинади.

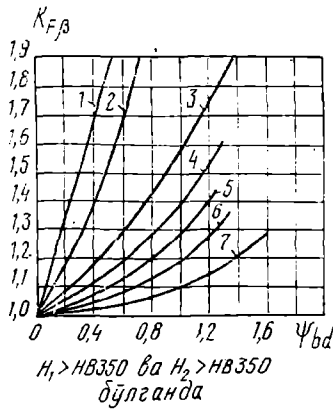
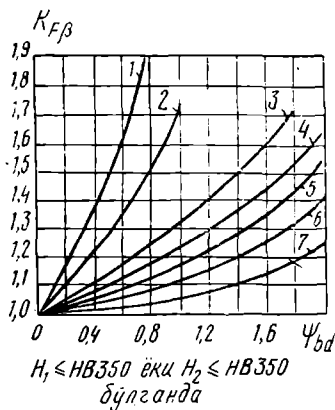
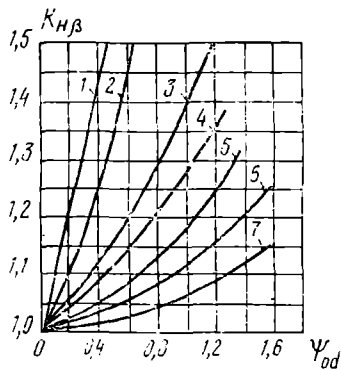
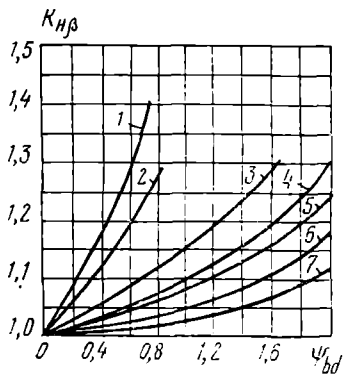
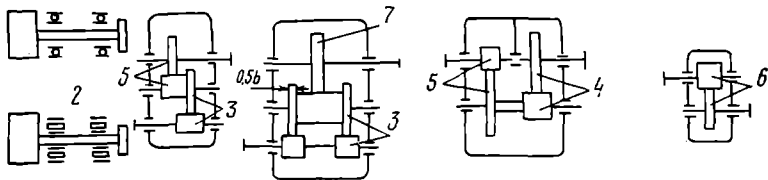
31-жадвал

Модуль m , мм	ГОСТ 1643—72 да белгиланган бир текисда ишлаш бўйича аниқлик даражаси					
	4	5	6	7	8	9
	g ₀ коэффициентнинг қийматлари					
3,5 гача	17	28	38	47	56	73
3,5 дан 10 гача	22	31	42	53	61	82
10 дан катта	—	37	48	64	73	100

Шундай қилиб (195) формула воситасида мавжуд узатмаларнинг эгувчи кучланиш бўйича чидамлилиги ҳисобланади. Агар эгувчи кучланиш бўйича янги узатма лойиҳалаш талаб қилинса (одатда, эгувчи кучланиш бўйича лойиҳалаш очиқ узатмалар учун тавсия этилади), уни қуйидаги тартибда бажариш мумкин.

Лойиҳалаш учун узатиладиган қувват N_1 , узатиш сони u ҳамда валлардан бирининг айланиш частотаси n_1 ёки n_2 берилган бўлади.

Аввало ғилдирак ва шестерня учун материал танлаб, улар учун эгувчи кучланиш бўйича рухсат этилган кучланиш аниқланади. Сўнгра шестерня тишларининг сони белгиланади. Бунда $Z_{1\min} = 17$ бўлиши керак. Тезлиги катта бўлган узатмаларда ҳосил бўладиган



99- шакл. $K_{F\beta}$ ва $K_{H\beta}$ коэффициентларини танлаш-
га доир графиклар.

шовқинни бир оз бўлса-да, камайтириш мақсадида $z_1 > 25$ қилиб олиш тавсия этилади. Узатиш сони u ва белгиланган z_1 дан фойдаланиб, z_2 аниқланади:

$$z_2 = z_1 \cdot u.$$

z_1 ва z_2 ларнинг қийматидан фойдаланиб, 97-шаклдан Y_F топилади.

Ғилдирак ва шестерня учун σ_{Fr}/Y_F нисбатнинг қиймати аниқла-
ниб, бу нисбат ғилдираклардан қайси бири учун кичик бўлса, ўша-
ниси асосида ҳисоблаш иши бажарилади.

32-жадвалдан ғилдирак энининг диаметрига нисбатини ифодаловчи
коэффициент қиймати белгиланади.

32- ж а д в а л

$\psi_{bd} = b_w/d$ нинг тавсия этилган қийматлари

Ғилдиракларнинг таянчларга нисбатан жойлашуви	Тиш сиртининг қаттиқлиги	
	НВ ₁ ёки НВ ₂ < 350	НВ ₂ ва НВ ₁ > 350
Симметрик бўлганда	0,8—1,4	0,4—0,9
Носимметрик бўлганда	0,6—1,2	0,3—0,6
Консоль бўлганда	0,3—0,4	0,2—0,25

$K_{F\beta}$ ва $K_{F\alpha}$ коэффициентлар аниқлангач, (197) формула асосида
модуль қиймати топилади. Модулнинг формула воситасида аниқлан-
ган қиймати ГОСТда берилган қийматларига солиштирилиб, уларнинг
энг яқин келган каттаси танланади. Бундан ташқари, модулни тан-
лашда қуйидаги мулоҳазаларга эътибор бериш керак. Модули кичик,
тишлари сони эса катта бўлган ғилдираклар узатманинг раvon ишла-
шини таъминлайди ва арзонга тушади. Лекин модуль кичрайган сари
узатманинг пишиқлигига ва аниқлик даражасига қўйиладиган талаблар
ортади, чунки бундай ҳолларда тишларнинг синиш эҳтимоли кучаяди.
Шу сабабли маълум куч узатиш учун мўлжалланган узатмаларда мо-
дулнинг қийматини 1,5—2 мм дан кам қилиб олмаслик тавсия этилади.

Модуль катта бўлганда тишнинг ўлчамлари ҳам катта бўлади.
Бундай тишлар тез ейилиб кетмайди ва уваланиш процесси бошлан-
гандан кейин ҳам анча вақт ишлайди. Модулнинг тўғри танланганли-
гига тўла ишонч ҳосил қилиш учун тишнинг мустақамлиги эғувчи
кучланиш бўйича (195) формула асосида текшириб кўрилади. Агар
бунда қониқарсиз натижа чиқса, m ва z нинг қийматлари ўзгартири-
лади.

Шундай қилиб, модулнинг қиймати ҳақида бир қарорга келинган-
дан сўнг, тишларнинг сони маълум бўлгани ҳолда, узатманинг қол-
ган геометрик ўлчамларини ҳисоблаб топиш қийин эмас.

50-§. Қия ва шеврон тишли цилиндрик узатмаларни эғувчи кучланиш бўйича ҳисоблашнинг ўзига хос хусусиятлари

Умуман олганда, қия ва шеврон тишли узатмаларни ҳисоблаш
тўғри тишли узатмаларни ҳисоблаш кабидир. Аммо қия тишли ғил-
диракларда илашишда фақат битта тиш бўлади, деб қабул қилиб
бўлмайди, чунки қия тишли ғилдиракларнинг бир вақтда илашишда
бўладиган тишлари сони, қолаверса, контакт чизиғининг узунлиги
тўғри тишли ғилдиракларникига қараганда ортиқ бўлади, қия тишли

ғилдиракларнинг афзаллиги ҳам ана шунда. Шунинг учун ҳам бир хил ўлчамли, қия тишли ғилдиракка тўғри тишли ғилдиракникдан ортиқроқ нагрузка бериш мўмкин. Бундан ташқари, қия тишли ғилдиракларда тишлар илашишга бир четдан иккинчи четга томон аста-секин киришади. Натижада узатма шовқинсиз ишлайди.

Қия тишли ғилдиракларда ён қопланиш коэффициентини доимо бирдан катта бўлади. Бу деган сўз илашишда бўладиган тишлар сони ҳамма вақт биттадан ортиқ бўлади демакдир.

Қопланиш коэффициентини 1 га тенг деб олинган тақдирда ҳам контакт чизиги битта тиш узунлигидан катта бўлади.

$$l = \frac{b_w}{\cos \beta_b}, \quad (202)$$

агар қопланиш коэффициентини ϵ_α бўлса, контакт чизиги бундан ҳам катта, яъни

$$l_\Sigma = \frac{b_w}{\cos \beta_b} \cdot \epsilon_\alpha \quad (203)$$

бўлади. Лекин шуни назарда тутиш керакки, айтилган фикрлар ўқ бўйича қопланиш коэффициентини

$$\epsilon_\beta = \frac{b_w \operatorname{tg} \beta}{\rho_t} > 1$$

бўлган ҳолдагина асослидир, бу ерда b_w — ғилдиракнинг эни; ρ_t — ён қадам.

Тажриба шуни кўрсатадики, тишлар кўрсатилган контакт чизиги бўйича ҳамма вақт ҳам тўла тегиб туравермайди. Бу ҳол эътиборга олинганда контакт чизигининг узунлиги қуйидагича аниқланади:

$$l_\Sigma = K_\epsilon \epsilon_\alpha \frac{b_w}{\cos \beta_b} = (0,9 \quad 1,0) \epsilon_\alpha \cdot \frac{b_w}{\cos \beta_b}. \quad (204)$$

Шундай қилиб, қия тишли ғилдиракларда тўғри тишли ғилдираклардагидек нагрузка фақат битта тишга тушади деб қабул қилиб бўлмайди. Демак, қия тишли ғилдиракларда ҳар бир тиш тўғри тишли ғилдиракларникига қараганда ортиқ нагрузкага чидайд.

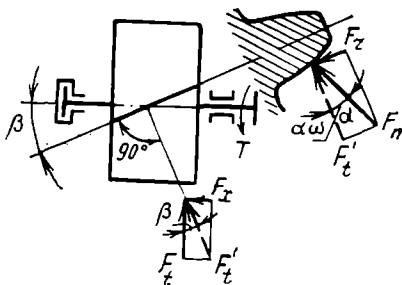
Қия тишли ғилдиракнинг тишига таъсир этувчи кучлар 100-шаклда кўрсатилган. Бунда тишга таъсир этувчи умумий F_n куч учта ташкил этувчи кучга ажралади: айлана куч $F_t = 2T_1' d_1$; ўқ бўйлаб йўналган куч $F_x = F_t \operatorname{tg} \beta$; ўққа тик ўйналган радиал куч

$$F_r = F_t' \operatorname{tg} \alpha_w = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta}.$$

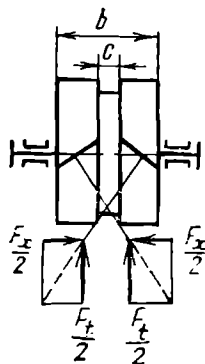
Умумий кучнинг ўзи:

$$F_n = \frac{F_t'}{\cos \alpha_w} = \frac{F_t}{\cos \alpha_w \cdot \cos \beta}. \quad (205)$$

Кўриниб турибдики, қиялик бурчаги β нинг ортиши билан ўқ бўйлаб йўналган куч F_x нинг қиймати ортади. Таянчга қўшимча таъсир кўрсатувчи бундай кучнинг мавжудлиги қия тишли узатмаларнинг асосий камчилиги ҳисобланади. Бу камчиликни шеврон тишли



100- шакл. Қия тишга таъсир этувчи кучлар.



101- шакл. Шеврон тишли ғилдиракка таъсир этувчи кучлар.

ғилдирак ишлатиш йўли билан йўқотиш мумкин (101-шакл), чунки бундай ғилдирак тишларида ўқ бўйлаб йўналган кучлар бир хил қийматли икки қисмдан иборат бўлиб, қарама-қарши йўналгани учун ғилдиракнинг ўзида мувозанатлашиб, таянчга қўшимча таъсир кўрсатмайди. Бироқ, шеврон тишли ғилдираклар тайёрлаш технологик жиҳатдан мураккаброқдир. Юқорида айтилганларни эътиборга олган ҳолда қия тишли ғилдиракларни эгувчи кучланиш бўйича ҳисоблаш учун қуйидаги кўринишдаги формула тавсия этилади:

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta Y_\epsilon \frac{\omega_{Ft}}{m} \leq \sigma_{Fp}. \quad (206)$$

Бу формуланинг тўғри тишли ғилдиракларни ҳисоблаш учун тавсия қилинган (195) формуладан фарқи Y_ϵ ва Y_β коэффициентларнинг мавжудлигидир. Бундан ташқари, формуладаги ω_{Ft} қуйидагича топилади:

$$\omega_{Ft} = F_{Ft} \frac{K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}}{b_w} \text{ Н/мм.}$$

$Y_\beta \approx \cos \beta$ — тишларнинг қиялигини эътиборга олувчи коэффициент; $Y_\epsilon = \frac{1}{K_{F\epsilon} \epsilon_\alpha}$ — тишларнинг қопланишини эътиборга олувчи коэффициент. $K_{F\epsilon}$ қопланиш коэффициенти ϵ_α ни қуйидагича аниқлаш тавсия этилади (ГОСТ 16532—70)

$$\epsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta. \quad (207)$$

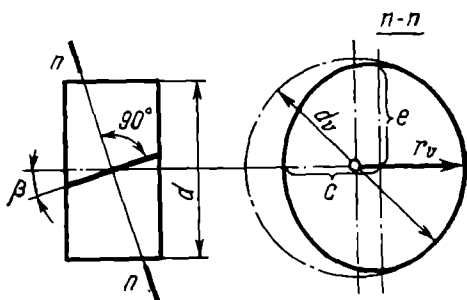
(+) ишораси ташқи тишли, (—) эса ички тишли илашмаларга тааллуқлидир. Одатда, $\epsilon_\alpha \geq 1$ ва $K_\beta = (0,9 \dots 1,0)$ бўлади. $K_{F\alpha}$ — ўқ бўйича қоп-

ланиш коэффициенти. Бу коэффициент $\epsilon_\beta \approx b_w \sin \beta' (\pi m) > 1$ бўлган қия тишли ғилдираклар учун қуйидагича топилади:

$$K_{F\alpha} = [4 + (\epsilon_\alpha - 1)(n' - 5)] / (4\epsilon_\alpha),$$

бу ерда n' — узатманинг аниқлик даражаси.

(206) формуланинг хусусиятларидан яна бири шуки, ундаги тиш шаклининг коэффициенти тишларнинг ҳақиқий сонига қараб эмас, балки келтирилган тўғри тишли ғилдирак тишларининг сонига қараб олинади. Қия тишнинг йўналишига тик ўтказилган текисликда ана шу келтирилган ғилдиракни ифодаловчи шакл ҳосил бўлади деб фараз қилинади. Қия тишга тик бўлган текислик ғилдиракнинг кўндаланг кесимида эллипс ҳосил қилади (102-шакл). Бу эллипснинг ўқлари



102-шакл. Қия тишли ғилдиракларда келтирилган тишларни топишга доир схема.

$$c = \frac{d}{2}; \quad e = \frac{d}{2 \cos \beta}$$

бўлади. Маълумки, бундай эллипсни эгрилик радиуси r_v бўлган айлана билан алмаштириш мумкин:

$$r_v = \frac{e^2}{c} = \frac{d}{2 \cos^2 \beta}.$$

Ана шу айлана келтирилган тўғри тишли ғилдиракнинг бошланғич айланаси бўлади. Демак,

$$d_v = 2r_v = \frac{d}{\cos^2 \beta},$$

бу ерда d — қия тишли ғилдиракнинг диаметри. У ҳолда келтирилган ғилдирак тишларининг сони

$$z_v = \frac{d_v}{m_n} = \frac{d}{m_n \cos^2 \beta} = \frac{m_t z}{m_t \cos^3 \beta} = \frac{z}{\cos^3 \beta} \quad (208)$$

бўлади.

Шундай қилиб, қия тишлари сони z бўлган ғилдиракни эгувчи кучланиш бўйича ҳисоблашда (206) формуладаги Y_F нинг қиймати z га эмас, балки z_v га қараб олинади. Бинобарин, қиялик бурчаги β ни катталаштириш йўли билан z_v ни кўпайтириш, бу билан эса ғилдиракнинг нагрукасини ошириш мумкин.

β нинг қийматини танлашда қуйидагиларга эътибор бериш керак. Умудан олганда, қия тишли ғилдираклар тўғри тишли ғилдираклардан қиммат туради. Шунинг учун қиялик бурчаги кичик бўлган ғилдираклар ишлатиш бефойда. Бироқ, β нини катталашуви ўқ бўйлаб йўналувчи кучнинг катталашуви, қолаверса, таянч ва узатманинг габа рит ўлчамларининг ортишига олиб келади. Шунинг учун ГОСТ

2185—66 га кўра, қия тишли ғилдираклар учун $\beta = 8^\circ - 25^\circ$, шеврон тишли ғилдираклар учун эса $\beta = 25^\circ - 40^\circ$ қилиб олиш тавсия этилади. Қия ва шеврон тишли ғилдиракларни эғувчи кучланиш бўйича лойиҳалаш зарурияти туғилганда модуль тўғри тишли узатмалар учун тавсия этилган (197) формула воситасида аниқланади. Фақат формудаги коэффициент $K_m = 11,2$ қилиб олинади.

Ҳисоблашнинг қолган тартиби тўғри тишли узатмаларни лойиҳалашдаги каби бўлади. Фақат геометрик ўлчамларни аниқлашда

$$a_w = 0,5 m_t (z_1 + z_2) = \frac{m_n}{2 \cos \beta} z_2 \quad (209)$$

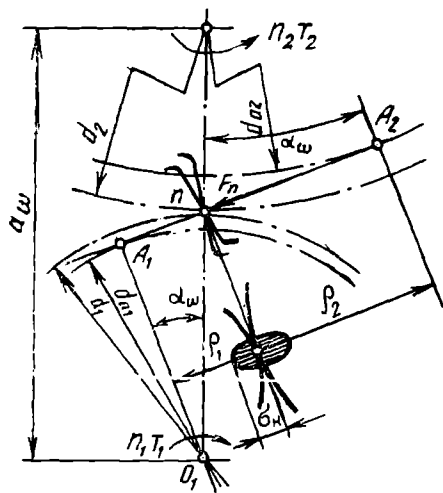
эканлигига эътибор бериш керак.

51-§. Тўғри тишли цилиндрик ғилдирак тишларини контакт кучланиш бўйича ҳисоблаш

Юқорида айтиб ўтилганидек, ғилдирак тишлари сиртининг уваланишига асосий сабаб контакт кучланишдир. Шунинг учун, кўпинча, тишли узатмаларни лойиҳалашда тишлар контакт кучланиш бўйича ҳисобланади. Бу кучланишни аниқлаш учун эвольвента, шартли равишда, радиуси тишнинг илашиш қутбидаги эгрилик радиусига тенг бўлган цилиндр билан алмаштирилади.

Икки цилиндр орасидаги контакт кучланишнинг қийматини аниқлаш масаласини биринчи бўлиб Г Герц ҳал қилди. Бу масалани ҳал қилишда: а) кучланиш ўзгармас цикл билан, яъни статик равишда таъсир этади; б) таъсир эғувчи куч сиртга тик йўналган бўлади ва уринма куч бўлмайди; в) сиртлар мойланмайди; г) деталлар идеал ҳолатдаги эластик материаллардан ясалган, деб қабул қилинади.

Табиийки, тишларнинг (айниқса, ёпиқ узатмалардаги ғилдирак тишларининг) ҳақиқий ишлаш шароити юқорида кўрсатилган шароитдан катта фарқ қилади. Шунинг учун сўнгги йилларда тишларни контакт кучланиш бўйича ҳисоблаш усулини такомиллаштириш соҳасида жуда кўп илмий-тадқиқот ишлари бажарилди. Жумладан Б. С. Ковальский ва М. М. Саверин каби олимлар тишлар сиртининг ўзаро туташ жойига бир вақтнинг ўзида ҳам нормал, ҳам уринма куч таъсир этаётган ҳолни текшириб, ишқаланиш кучининг мавжудлигини, буни эса ҳисоблашда эътиборга олиш зарурлигини кўрсатдилар. Ҳозирги замон



103- шакл. Тишларни контакт кучланиш бўйича ҳисоблашга доир схема.

нуқтаи назаридан қараганда бир-бирининг устида [сирпаниб ишлайди-ган деталларнинг ишлай олиш-олмаслиги фақат контакт кучланишга боғлиқ эмас. Бу борада бажарилган изланишлар сўнгги йилларда тўғри ва қия тишли узатмаларни ҳисоблаш тартибини стандартлашти-ришга (ГОСТ 21354—75) имкон берди. Қуйида стандартда кўрсатил-ган ҳисоблаш асослари билан танишамиз.

Стандартда кўрсатилган усул юқорида эслатиб ўтилган Г. Герц таклиф этган тахминий усул асосида яратилган. Бу усулга кўра тиш сиртлари илашиш қутбида радиуслари ρ_1 ва ρ_2 бўлган цилиндр деб қаралиб, у ердаги контакт кучланиш қуйидагича аниқланади (103-шакл):

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_V} \cdot \frac{E_V}{2\pi(1-\nu^2)}}, \quad (210)$$

бу ерда q — тиш сиртига тик бўлган солиштирма куч бўлиб, қуйи-дагича аниқланади:

$$q = \frac{\omega_{Ht}}{K_e \epsilon_\alpha \cos \alpha_w} H' \text{ мм}, \quad (211)$$

бу ерда K_e коэффиценти тахминан 0,95 га тенг қилиб олинади; ϵ_α — ён томон қопланиш коэффиценти; ω_{Ht} — солиштирма айлана куч-нинг ҳисобий қиймати бўлиб, қуйидагича топилади:

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b_w} K_{H\beta} K_{H\nu} K_{H\alpha}, \quad (212)$$

бу ердаги $K_{H\beta}$ ни 99-шаклдан, $K_{H\nu}$ ни амалий ҳисоблашларда тўғри тишли узатмалар учун 1,03 . 1,1; қия тишли узатмалар учун 1 . 1,1 оралиғида олинади ёки қуйидаги муносабатдан топилади:

$$K_{H\nu} = 1 + \omega_{H\nu} b_w / (F_t K_{H\alpha} K_{H\beta}), \quad (212, a)$$

бу тенгликда $K_{H\alpha}$ — нагруканинг тишлараро тақсимланишини эъти-борга олувчи коэффицент, тўғри тишли ғилдираклар учун $K_{H\alpha} = 1$; қия тишли ғилдираклар учун жадвалдан олинади ва 1,01 . 1,16 оралиғида бўлади; $\omega_{H\nu}$ — солиштирма айлана динамикавий куч бў-либ, қиймати қуйидагича аниқланади:

$$\omega_{H\nu} = \delta_H g_0 v \sqrt{a_w / u}, \quad (212, б)$$

бу ердаги g_0 коэффицент 31-жадвалдан, δ_H коэффицент эса 33-жадвалдан олинади.

33-жадвал

Тиш сиртининг қаттиқлиги	Тишнинг хили	δ_H
Ғилдираклардан бирининг қат-тиқлиги $HВ < 350$ бўлганда	Ўзгартирилмаган тўғри тиш	0,006
	Ўзгартирилган тўғри тиш	0,004
	Қия тиш	0,002
Ғилдиракларнинг қаттиқлиги $HВ > 350$ бўлганда	Ўзгартирилмаган тўғри тиш	0,014
	Ўзгартирилган тўғри тиш	0,010
	Қия тиш	0,004

ГОСТда келтирилган ҳисоблаш формуласи тўғри тишли ва қия тишли гилдираклар учун умумий бўлганлиги туфайли бундай формулага эга бўлиш учун (210) ифодадаги ρ_v ни топишда тўғри тишли эквивалент гилдиракка асосланамиз (208):

$$\rho_1 = \frac{d_{v1}}{2} \sin \alpha_w = \frac{d_{w1} \sin \alpha_w}{2 \cos^2 \beta},$$

$$\rho_2 = \frac{d_{v2}}{2} \sin \alpha_w = \frac{d_{w2} \sin \alpha_w}{2 \cos^2 \beta}.$$

Демак,

$$\begin{aligned} \frac{1}{\rho_v} &= \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2 \cos^2 \beta}{d_{w1} \sin \alpha_w} \pm \frac{2 \cos^2 \beta}{d_{w2} \sin \alpha_w} = \\ &= \frac{2 \cos^2 \beta}{d_{w1} \sin \alpha_w} \left(1 \pm \frac{1}{u} \right) = \frac{2(u \pm 1) \cos^2 \beta}{d_{w1} u \sin \alpha_w} \end{aligned}$$

бўлади, бу ерда (+) ишораси сиртқи тишли илашмага, (—) ишораси эса ички тишли илашмага тааллуқлидир. q ва ҳозиргина $1/\rho_v$ учун топилган ифодани (210) формулага қўйиб, $\cos \alpha_w \cdot \sin \alpha_w = \sin 2\alpha_w/2$ эканлиги эътиборга олинса, қўйидагига эга бўламиз:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{\omega_{Ht} \cdot 4(u \pm 1) \cos^2 \beta}{K_\varepsilon \varepsilon_\alpha d_{w1} u \sin 2\alpha_w} \cdot \frac{E_v}{2\pi (1 - \nu^2)}}.$$

Бу ерда

$$1/2 \cos^2 \beta \sin 2\alpha_w = Z_H;$$

$$1/\frac{E_v}{\pi (1 - \nu^2)} = Z_M;$$

$$1/(K_\varepsilon \varepsilon_\alpha) = Z_\varepsilon$$

деб белгилаб, қўйидаги ифодани ёзиш мумкин:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_{w1}} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \leq \sigma_{np}, \quad (213)$$

бу ерда Z_H — илашишда бўлган тиш сиртларининг шаклини эътиборга олувчи коэффициент (бу коэффициент 34-жадвалдан олинади).

34-жадвал

Илашишда бўлган тиш сиртининг шаклини инobatга олувчи коэффициент Z_H .

Тишларнинг қиялик бурчаги β	Силжитиш коэффициентининг нисбий қиймати ($x_1 + x_2$)/($z_1 + z_2$)						
	0,02	0,01	0,005	0	-0,005	-0,01	-0,015
0	1,62	1,68	1,71	1,76	1,83	1,93	2,14
10	1,60	1,66	1,69	1,74	1,80	1,90	2,07
15	1,58	1,63	1,67	1,71	1,77	1,86	2,00
20	1,55	1,60	1,63	1,67	1,72	1,80	1,91
25	1,52	1,57	1,59	1,62	1,67	1,73	1,81
30	1,48	1,52	1,54	1,56	1,60	1,65	1,70
35	1,42	1,46	1,48	1,50	1,53	1,56	1,60
40	1,37	1,39	1,41	1,42	1,45	1,47	1,50

Z_M = илашишда бўлган гилдирак материалларининг механикавий хос-саларини эътиборга олувчи коэффициент (бу коэффициент 35-жадвалдан олинади); Z_e = контакт чизигининг умумий узунлигини эътиборга олувчи коэффициент, тўғри тишли гилдираклар ҳамда қопланиш коэф-фициенти $\epsilon_\beta = 0,9$ бўлган қяя тишли гилдираклар учун $Z_e = \sqrt{(4 - \epsilon_\alpha)/3}$; $\epsilon_\beta \geq 0,9$ бўлганда эса $Z_e = \sqrt{1/\epsilon_\alpha}$ қилиб олинади; келтирилган ифодалардаги ён қопланиш коэффициенти ϵ_α (207) формула воситасида аниқланади.

(213) формула воситасида геометрик ўлчамлари маълум бўлган гилдиракларнинг мустақамлиги текширилади. Янги узатмаларни лойиҳалашда фойдаланиш учун (213) формула бошқа кўринишга келтирилади. Бунинг учун ундаги w_{Ht} ни F_t билан, F_t ни эса T_1 билан ифодалаб, $\psi_{bd} = b_w/d_w$ эканлигини эътиборга олган ҳолда келтирилган формула d_{w1} га нисбатан ечилади. Демак,

$$\frac{w_{Ht}}{d_{w1}} = \frac{F_t}{d_{w1} b_w} K_{H\beta} K_{H\nu} K_{H\alpha} = \frac{2T_1}{d_{w1}^3 \psi_{bd}} \cdot K_{H\beta} K_{H\nu} K_{H\alpha}.$$

Бу ифодани (201) формулага қўйсақ,

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_e \sqrt{\frac{2T_1}{d_{w1}^3 \psi_{bd}} K_{H\beta} K_{H\nu} K_{H\alpha} \frac{(u \pm 1)}{u}} \leq \sigma_{HP}$$

бўлади. Бу ерда $\sqrt{(Z_H Z_M Z_e)^2 2K_{H\nu} K_{H\alpha}} = K_d$ деб белгилаб, формулани d_{w1} га нисбатан ечсак, қуйидагича эга бўламиз:

$$d_{w1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} \cdot (u \pm 1)}{\psi_{bd} \sigma_{HP}^2 u}}. \quad (214)$$

Агар (213) формуладаги w_{Ht} ни F_t билан, F_t ни T_1 билан ифодалагач, T_1 ни T_2/u билан, d_{w1} ни $2a_w(u \pm 1)$ билан алмаштириб, $\psi_{ba} = b_w/a_w$ эканлигини эътиборга олган ҳолда $\sqrt[3]{(Z_H Z_M Z_e)^2 \cdot 0,5 K_{H\nu} K_{H\alpha}} = K_a$ деб белгилаб, асосий формулани a_w га нисбатан ечсак, қуйидагича эга бўламиз:

$$a_w = K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{u^2 \sigma_{HP}^2 \psi_{ba}}}. \quad (215)$$

Бу ердаги гилдирак энининг марказлараро масофа бўйича коэффициенти ψ_{ba} қуйидаги муносабатдан топилади:

$$\psi_{ba} = 2\psi_{bd}/(u + 1). \quad (216)$$

Нагрузканинг гилдирак эни (ёки тиш узунлиги) бўйлаб тақсимланишини эътиборга олувчи коэффициент $K_{H\beta}$ нинг қиймати 99-шаклдан белгиланади. Ёрдамчи коэффициентлар K_d ва K_a нинг қийматларини 35-жадвалдан олиш мумкин.

Коэффициент	Гилдирак тури	Шестерня ва гилдирак материалли						
		пўлат пўлат	пўлат чўян	пўлат бронза	чўян чўян	текис-толит пўлат	ДСП пўлат	Полиамид пўлат
$K_a, \text{МПа}^{1/3}$	Тўғри тишли	495	445	430	415	200	225	155
	Қия тишли	430	390	370	360	170	195	135
$K_d, \text{МПа}^{1/3}$	Тўғри тишли	770	700	680	645	310	360	240
	Қия тишли	675	610	600	565	270	310	210
$K_R, \text{МПа}^{1/3}$	Тўғри тишли	520	470	450	435	210	235	160
	Қия тишли	450	410	390	380	180	205	140
$Z_M, \text{МПа}^{1/2}$	—	274	234	225	209	69,5	35	47,5

Шундай қилиб, (214) ва (215) формулалардан янги узатмалар лойиҳалашда фойдаланиш мумкин. Бунинг учун узатиладиган қувват (ёки момент T , Нм), валлардан бирининг айланишлар частотаси n_1 ёки n_2 ҳамда узатиш сони u маълум бўлиши керак. Узатмани лойиҳалаш учун аввало гилдиракларга материаллар танланиб, улар учун рухсат этилган кучланишларнинг қиймати аниқланади, сўнгра (214) формула воситасида $d_{\omega 1}$ ёки (215) формула орқали a_{ω} топилади. Одатдаги редукторларнинг тишли узатмаларини лойиҳалашда (215) формуладан, тезликлар қутиси ва шу каби махсус редукторларни лойиҳалашда (214) формуладан фойдаланиш тавсия этилади. Формулалар воситасида $d_{\omega 1}$ ёки a_{ω} нинг қиймати топилгач, улардан фойдаланиб, гилдиракнинг тахминий эни аниқланади;

$$b_{\omega} = \psi_{ba} \cdot d_{\omega 1} \text{ ёки } b_{\omega} = \psi_{ba} \cdot a_{\omega}. \quad (217)$$

36-жадвалдан гилдирак энининг модулга нисбатан коэффициентини ψ_m танланади. Бу эса модулни аниқлашга имкон беради:

$$m = b_{\omega} / \psi_m. \quad (218)$$

Модулнинг топилган қиймати стандартдаги қиймати билан таққосланади ва стандартдаги энг яқин каттаси олинади. Сўнгра тишлар

36- ж а д в а л

Модулни танлашга доир

Гилдиракнинг ишлатилиш жойи	ψ_m b_{ω} / m
Катта нарузкали аниқ узатмаларда: вал ва таянчларнинг биқрлиги юқори даражада бўлганда	
HB 350	45...30
HB > 350	30...20
Редуктор типидagi узатмаларда	
HB 350	30...25
HB 350	20...15
Илашишдаги аниқлик даражасига алоҳида талаб қўйилмайдиган очиқ узатмалар (кранлар) ҳамда қуйма гилдираклар ишлатиладиган механизмларда	15...10

сони танлаб олиниб, узатманинг қолган геометрик ўлчамлари ҳисоблаб топилади. Лойиҳалаш тартиби шу бобнинг сўнгида келтирилган масалани ечишда батафсил баён қилинган.

Гилдирак ўлчамлари маълум бўлгач, тишларни эгувчи кучланиш бўйича мустақкамлиги (195) формула воситасида текшириб кўрилади. Модуль қийматини стандартдаги қиймати билан мослаштириш натижасида, a_w нинг дастлаб топилган қийматига тузатиш киритиш зарурати туғилиши мумкин. Бундай ҳолда a_w нинг қийматини стандартда тавсия этилган қийматига иложи борича тенглаштиришга ҳаракат қилиш лозим. Бироқ шуни унутмаслик керакки, a_w нинг қиймати қандай бўлишидан қатъи назар, қуйидаги тенгликнинг бажарилиши шарт:

$$a_w = 0.5 m (z_1 + z_2) \quad (219)$$

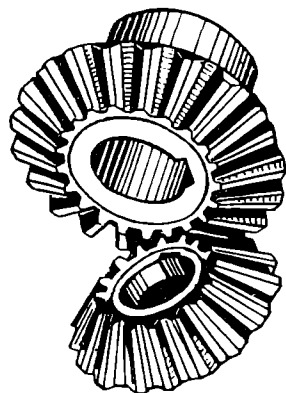
a_w ва m нинг қийматлари стандартдаги қийматларига мослаштирилганда берилган шароит учун келтирилган тенглик ҳамма вақт ҳам ўринли бўлавермайди, чунки a_w билан m нинг маълум қийматлари сақлангани ҳолда тенгликнинг ўринли бўлиши учун тишлар сонининг йигиндиси ўзгартирилиши лозим. Тишлар сонини эса ихтиёрий равишда ўзгартириб бўлмайди, чунки тишлар сонларининг нисбати талаб этилган узатиш сонини таъминлаши керак. Шунинг учун стандартдан формула билан топилган a_w га яқин сон танлаб олиниб, қуйидаги муносабатдан фойдаланилса, тишларнинг қўйилган талабни етарли даражада қаноатлантирувчи сони аниқланиши мумкин:

$$z_2 = z_1 + z_2 = \frac{2a_w}{m}, \quad z_1 = \frac{z_2}{u+1}; \quad z_2 = z_1 u. \quad (220)$$

Табиийки, тишлар сони бутун сон бўлиши лозим. Бунга узатиш сони u нинг маълум даражада ўзгариши эъвазига эришилади. Агар u нинг ўзгариши туфайли валларнинг айланиш тезлиги талаб қилинганидан 5% дан ортиқ фарқ қиладиган бўлса, бу ҳол a_w нинг қийматини стандарт билан мослаштиришнинг иложи бўлмаганлигидан далолат беради. Демак, бундай ҳолларда лойиҳаланаётган узатмага рейкани мусбат силжитиш ҳисобига ўзгартириш киритиш лозим. Бу ҳам кутилган натижани бермаса, у ҳолда марказлараро масофа учун қабул қилинган қиймат стандартда тавсия этилган қийматдан фарқ қилиши мумкин.

52-§. Конуссимон гилдиракли узатмалар

Валларнинг геометрик ўқлари ихтиёрий δ бурчак билан кесишган ҳолларда конуссимон гилдираклардан фойдаланилади. Кўпинча, валларнинг орасидаги бурчак $\delta = 90^\circ$ бўлган узатмалар ишлатилади (104-шакл).



104-шакл. Конуссимон гилдиракли узатма.

Конуссимон гилдираклар тайёрлаш цилиндрик гилдираклар тайёрлашга қараганда бирмунча мураккаб бўлиб, тишлар қирқиш учун махсус асбоб ва станоклардан фойдаланишга тўғри келади. Конуссимон гилдиракларни талаб этилган аниқлик билан йиғиш ҳам қийин.

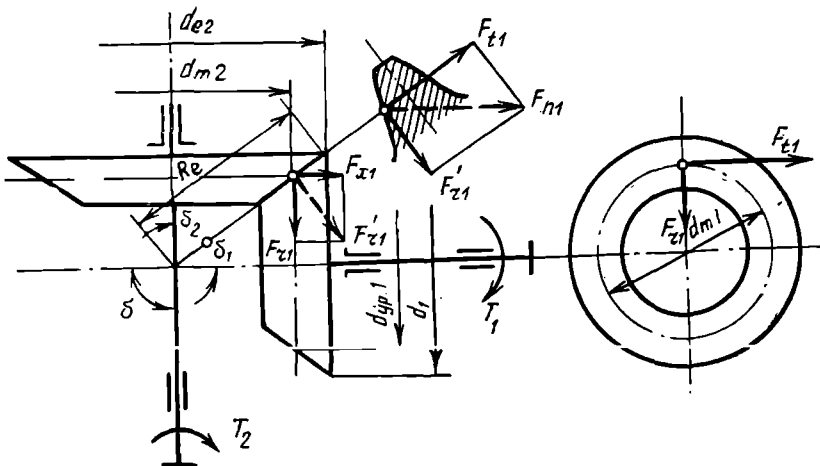
Вал ўқларининг ўзаро кесишуви уларнинг таянчларини жойлаштиришни қийинлаштиради ва гилдиракларнинг бири фақат бир томондан жойлашган таянчга ўрнатилади. Бу ҳол узатманинг ишлашида тишларга таъсир этувчи кучларнинг нотекис тақсимланишга, бу эса қўшимча динамикавий кучларнинг пайдо бўлишига сабаб бўлади. Бундан ташқари, конуссимон узатмаларда вал ўқи бўйлаб йўналган кучнинг қиймати катта бўлиб, бу ҳол таянчларнинг тузилишини мураккаблаштиришга олиб келади. Бироқ машиналарда кесишган валлар ишлатиш зарурати туғилади, шунинг учун юқорида кўрсатилган камчиликлар бўлишига қарамай, конуссимон гилдираклардан кенг кўламда фойдаланилади. Бу узатмаларнинг узатиш сони конус шаклидаги фриクション узатмаларники сингари топилади:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} \quad (221)$$

Валларнинг ўқлари орасидаги бурчак 90° бўлган ҳолларда бошланғич конус бурчаги орқали ифодаланган узатиш сони қуйидагича бўлади:

$$u = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1. \quad (222)$$

Илашишда бўлган конуссимон гилдиракли узатмаларнинг валларига айлана F_t куч, радиал (вал ўқига тик) F_r куч ҳамда вал ўқи бўйлаб йўналган F_x куч таъсир этади. Уларнинг қийматлари ва ўзаро боғлиқлиги ҳақидаги маълумотни 105-шаклдан тушуниб олиш қийин эмас.



105-шакл. Конуссимон гилдиракли узатмадаги кучлар.

Умумий F_n куч тиш йўналишига тик таъсир этади. Бу куч ташкил этувчиларга ажратилса, бири айлана куч F_t ни, иккинчиси F_x ва F_r нинг умумий таъсир этувчиси F'_r ни ҳосил қилади. Демак, F'_r куч ташкил этувчиларга ажратилса, F_r ва F_x ҳосил бўлади. Бинобарин, қуйидагиларни ёзиш мумкин;

$$F_1 = \frac{2T_1}{d_{m1}}; F_{n1} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha}; F'_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha.$$

$$F_{r1} = F'_{r1} \cos \delta_1 = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1,$$

$$F_{x1} = F'_{r1} \sin \delta_1 = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1.$$
(223)

Валларнинг геометрик ўқлари 90° бурчак ҳосил қиладиган конуссимон гилдиракли узатмалардаги кучлар ҳақида гап борганда шестерня валига тик йўналган кучнинг гилдирак валининг ўқи бўйлаб, шестерня валининг ўқи бўйлаб йўналган кучнинг эса гилдирак валига тик йўналишни назарда тутиш лозим.

Умуман олганда конуссимон тўғри тишли узатмаларда ўқ бўйлаб йўналган кучлар ҳамма вақт конусларнинг учидан унинг асоси томон йўналган бўлади. Бу узатмаларда ҳам, цилиндрик узатмалардагидек, асосий геометрик ўлчамлар бошланғич ёки бўлувчи конус ўлчамлари орқали ифодаланади (106-шакл):

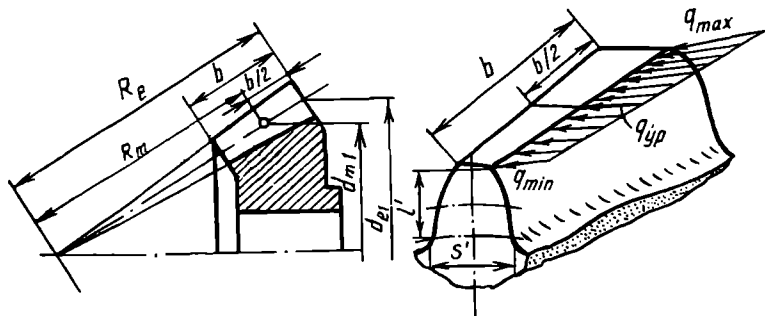
$$d_{e1} = m_{te} z_1; d_{e2} = m_{te} z_2;$$

$$m_{te} = m_{tm} \cdot \frac{R_e}{R_e - 0,5 b_w};$$

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2}; d_{m1} = \frac{R_e - 0,5 b_w}{R_e} d_{e1};$$
(224)

бу ерда R_e —конус ясовчисининг узунлиги; d_{e1} ва d_{e2} —шестерня ва гилдирак бўлиш айланаларининг диаметрлари; m_{te} —тишнинг сиртқи (кенг) томонидан аниқланган модуль; m_m —ўрта диаметр бўйлаб аниқланган модуль.

Геометрик ўлчамларни аниқлашда ҳисобий модуль сифатида ташкил этувчиси бошланғич конуснинг ташкил этувчисига тик бўлган ташқи конус бўйича аниқланган m_{te} дан фойдаланилади.



1 шакл. Конуссимон гилдиракларни ҳисоблашга доир схема.

53-§. Тўғри тишли конуссимон ғилдиракли узатмаларни эғувчи кучланиш бўйича ҳисоблаш

Конуссимон ғилдиракларнинг кўндаланг кесими конус учидан асоси томон пропорционал ўзгариб боради. Шунинг учун тишнинг ҳамма нуқталаридан олинган кўндаланг кесими ўзаро ўхшаш бўлади. Конус учидан асосига томон кўндаланг кесим юзи катталашиб боради. Будеган сўз, тишнинг бикрлиги ҳар хил кесимларда турлича бўлади, демакдир. Шунинг учун тиш бўйича узунлик бирлигига тўғри келадиган солиштирма куч ҳар хил бўлади (106-шакл).

Текширишлар шуни кўрсатадики, тишга таъсир этувчи солиштирма куч ҳам, тишнинг кўндаланг кесими ҳам тиш бўйича ўзгарганлигидан эғувчи кучланиш тишнинг узунлиги бўйлаб ҳамма ерда бир хил бўлади. Шунинг учун, эғувчи кучланишга тишнинг исталган кесими бўйича ҳисоблаш мумкин. Тажрибадан маълум бўлишича, бунинг учун тишнинг ўртасидан ўтадиган кесимдан фойдаланиш қулай. Шундай қилиб, тўғри тишли конуссимон ғилдиракнинг тиши эғувчи кучланиш бўйича қуйидаги формулалар асосида ҳисобланиши мумкин:

$$\sigma_F = Y_F \frac{\omega_{Ft}}{0,85 m_{tm}} \leq \sigma_{FP} \quad (225)$$

$$m_{tm} = K_m^3 \sqrt{T_1 K_{F\beta} Y_{F_1} / (z_1^2 \psi_{bd} \sigma_{FP})}, \quad (226)$$

бу ерда 0,85 — конуссимон ғилдиракларнинг юкланиш қобиляти цилиндрик ғилдиракларникига қараганда қамлигини эътиборга олувчи коэффициент; m_{tm} — тишнинг ўрта кесими бўйича аниқланган модуль; ω_{Ft} — ҳисобий солиштирма айлана куч:

$$\omega_{Ft} = \frac{F_{t1} K_{F\beta} K_{F\psi} K_{F\alpha}}{b_w}; F_{t1} = 2T_1 / d_{m1}$$

K_m — ёрдамчи коэффициент, тўғри тишли конуссимон ғилдиракли узатмалар учун $K_m = 14,5$; формуладаги қолган ҳарфларнинг маъноси ва уларни аниқлаш тартиби (Y_F дан ташқари) цилиндрик ғилдиракли узатмалардаги кабидир.

Гарчи (225) ва (226) формулаларда Y_F тиш шаклининг коэффициенти бўлса ҳам, унинг қиймати цилиндрик ғилдирак учун олинганидан фарқ қилади. У мавжуд тишларнинг ҳақиқий сони z га қараб эмас, балки ташқи конус ёйилмасидаги (107-шакл) айлананинг ҳамма жойи тишлар билан тўла деб фараз қилинганда ҳосил бўладиган эквивалент ғилдиракнинг тишлар сонига қараб олинади. Шундай қилиб, қуйидагиларни ёза оламиз:

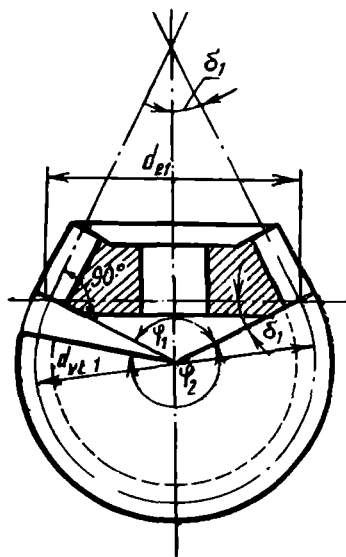
$$\left. \begin{aligned} a_{v1} &= \frac{d_{e1}}{\cos \delta_1} \\ \text{ёки} \\ z_{v1} m_{te} &= \frac{z_1 m_{te}}{\cos \delta_1} \end{aligned} \right\} (227) \quad \left. \begin{aligned} z_{v1} &= \frac{z_1}{\cos \delta_1} \\ z_{v2} &= \frac{z_2}{\cos \delta_2} \end{aligned} \right\} (228)$$

Агар иккала ғилдирак бир хил материалдан тайёрланган бўлса, ҳисоблаш иши шестерняга нисбатан бажарилади, яъни юқорида келтирил-

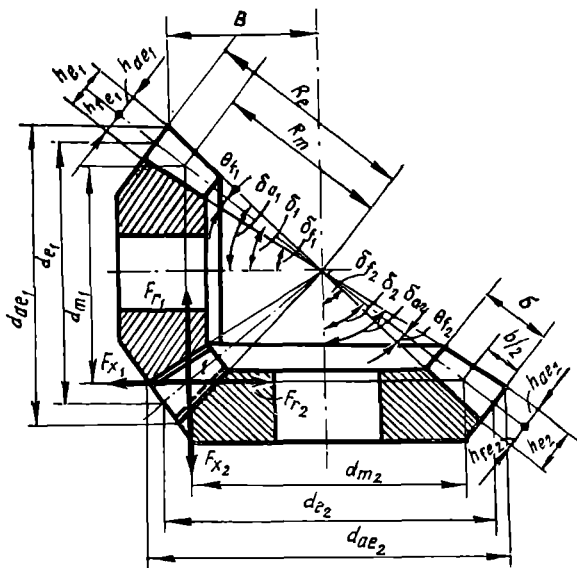
ган формулалардаги z ва Y_F ўрнига z_1 ва Y_{F1} қўйилади. Агар σ_{FP} гилдираклар ҳар хил материалдан тайёрланган бўлса, уларнинг қайси бири учун σ_{FP}/Y_F ифода кичик бўлса, ҳисоблаш ўша гилдиракка нисбатан бажарилади. Эгувчи кучланиш узатма лойиҳалаш учун асосий кучланиш бўлган ҳолларда (очиқ узатмаларда) формула ёрдамида топилган m_{im} дан фойдаланилиб, m_{ie} аниқланади:

$$\begin{aligned} m_{ie} &= m_{im} \frac{1}{1 - 0,5\psi_{be}}, \\ d_{e1} &= m_{ie}z; \quad d_{e2} = m_{ie}z_2. \end{aligned} \quad (229)$$

Одатда, топилган m_{ie} қиймати энг яқин стандарт қийматга тенглаштирилади. m_{ie} аниқлангач, узатманинг қолган ҳамма геометрик ўлчамлари аниқланади. Буни 108-шакл ва 37-жадвалдаги формулалар асосида бажариш мумкин.



107-шакл. Конуссимон гилдиракларда келтирилган тишлар сонини аниқлашга доир схема.



108-шакл. Конуссимон гилдиракли узатманинг асосий геометрик ўлчамлари.

Тўғри тишли конуссимон гилдиракли узатмаларнинг асосий геометрик параметрлари

Параметрнинг номи	Формулалар
Ташқи конуслик масофаси	$R_e = m_{te}z/2 \sin \delta$.
Гилдирак тишли қисмининг эни	$b = bw = \psi_{be} R_e; \psi_{be} < 0,3$
Ўртача конуслик масофаси	$R_m = R_e - 0,5b$
Ташқи бўлиш айланаси диаметри	$d_e = m_{te}z$
Тишнинг ташқи баландлиги	$h_e = 2m_{te} + c; c = 0,2m_{te}$
Тиш каллагининг ташқи баландлиги	$h_{ae} = m_{te}$
Тиш оёғининг ташқи баландлиги	$h_{fe} = h_e - h_{ae}$
Тиш оёғи бурчаги	$\text{tg } \theta_{f1} = h_{fe1}/R_e; \text{tg } \theta_{f2} = h_{fe2}/R_e$.
Бошланғич қолус бурчаги	$\text{tg } \delta_1 = z_1/z_2; \delta_2 = 90^\circ - \delta_1$.
Тиш учи конусининг бурчаги	$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{f2}; \delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{f1}$.
Тиш туби конусининг бурчаги	$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}; \delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}$

54-§. Тўғри тишли конуссимон гилдиракли узатмаларни контакт кучланиш бўйича ҳисоблаш

Конуссимон гилдираклар ҳам контакт кучланиш бўйича Герц формуласи асосида ҳисобланади. Бунинг учун (210) формуладаги келтирилган радиус тишнинг ўрта кесимига нисбатан қуйидагича топилади:

$$\begin{aligned} \frac{1}{\rho_V} &= \frac{1}{\rho_{v1}} + \frac{1}{\rho_{v2}} = \frac{2 \cos \delta_1}{d_{m1} \sin \alpha_w} + \frac{2 \cos \delta_2}{d_{m2} \sin \alpha_w} = \\ &= \frac{2}{d_{m1} \sin \alpha_w} (\cos \delta_1 + \frac{\cos \delta_2}{u}). \end{aligned}$$

Тригонометрик функцияларнинг ўзаро муносабатини ва $u = \text{tg } \delta_2 = \text{ctg } \delta_1$ эканлигини эътиборга олиб, қуйидагиларни ёзиш мумкин:

$$\begin{aligned} \cos \delta_2 &= \frac{1}{\sqrt{1 + \text{tg}^2 \delta_2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + u^2}}; \\ \cos \delta_1 &= \frac{1}{\sqrt{1 + \text{tg}^2 \delta_1}} = \frac{u}{\sqrt{1 + u^2}}. \end{aligned}$$

Демак:

$$\frac{1}{\rho_V} = \frac{2 \sqrt{u^2 + 1}}{d_{m1} u \sin \alpha_w}. \quad (230)$$

Текширишлар шуни кўрсатадики, тиш сиртининг эгрилик радиуси ҳам, унга тушадиган куч ҳам конус учидан узоқлашган сари пропорционал равишда ўзгариб боради. Шунинг учун тишнинг узунлиги бўйича ҳамма нуқталардаги контакт кучланиш бир хилда бўлади. Демак, бу ҳисоблашни ҳам ўрта диаметрга нисбатан бажариш мумкин. Бу ҳолда солиштирма юкланиш қуйидагича ифодаланиши мумкин (106-шакл):

$$q_{\text{ўр}} = \frac{q_{\text{max}} + q_{\text{min}}}{2} = \frac{F_t K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{H\alpha}}{b_w \cos \alpha_w}. \quad (231)$$

Агар (230) ва (231) формулаларни тўғри тишли цилиндрлик гилдиракларни ҳисоблашдаги шунга ўхшаш формулалар билан таққосласак,

$(u + 1)$ ўрнига $\sqrt{u^2 + 1}$ ҳосил бўлганини кўрамиз. Шунинг учун, цилиндрик ғилдиракли узатмаларни контакт кучланиш бўйича ҳисоблаш учун қўлланиладиган (213) формулани конуссимон ғилдиракли узатмаларни ҳисоблаш учун қуйидаги кўринишда ифодалаш мумкин:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\epsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 d_{m1} u}} \leq \sigma_{HP}; \quad (232)$$

бу ердаги Z_H , Z_M ва Z_ϵ ларнинг маъноси ва қиймати (213) формуладаги каби дир.

Илгари қайд қилинганидек, келтирилган кўринишдаги формуладан мавжуд тузатмаларнинг контакт кучланиш бўйича мустақкамлигини текширишда фойдаланилади. Янги узатмаларни лойиҳалаш учун қўлланиладиган формулани (232) ифодадан келтириб чиқариш мумкин. Бунинг учун ω_{Ht} ни F_t орқали ифодалаб, $\psi_{bd} = b_w / d_{m1}$ эканлигини эътиборга олган ҳолда (232) тенглик d_{m1} га нисбатан ечилади:

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b_w} K_{H\beta} K_{H\nu} K_{H\alpha} = \frac{2T_1}{\psi_{bd} \cdot d_{m1}^2} K_{H\beta} K_{H\nu} K_{H\alpha};$$

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\epsilon \sqrt{\frac{2T_1}{0,85 d_{m1}^3 \psi_{bd}} K_{H\beta} K_{H\nu} K_{H\alpha} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}},$$

агар $\sqrt[3]{(Z_H Z_M Z_\epsilon)^2 \cdot 2K_{H\nu} K_{H\alpha}} = K_d$ десак, қуйидагини ёзишимиз мумкин:

$$d_{m1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 \psi_{bd} \sigma_{HP}^2 u}} \text{ мм.} \quad (233)$$

Агар $d_{m1} = 2R_m / \sqrt{u^2 + 1}$; $R_m = R_e - 0,5 b_w$ ва $\psi_{be} = b_w / R_e$ ҳамда $K_R = \sqrt[3]{(Z_H Z_M Z_\epsilon)^2 \cdot 0,5 K_{H\nu} K_{H\alpha} / 0,85}$ эканлигини эътиборга олган ҳолда (232) тенгликни ташқи конуслик масофаси R_e га нисбатан ечсак, қуйидагига эга бўламиз:

$$R_e = K_R \sqrt{u^2 + 1} \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{[(1 - 0,5 \psi_{be}) \sigma_{HP}]^2 \psi_{be} u}} \text{ мм.} \quad (234)$$

(233) ва (234) формулаларда ψ_{bd} — шестерня энининг ўрта диаметрга нисбатини ифодаловчи коэффициент, 0,3...0,6 ораллигида олинади; ψ_{be} — ғилдирак энининг конуслик масофасига нисбатини ифодаловчи коэффициент, $\psi_{be} \leq 0,3$ қилиб олиш тавсия этилади; K_R ва K_d ёрдамчи коэффициентлар бўлиб, 35-жадвалдан олинади; $K_{H\beta}$ конуссимон ғилдирак эни бўйлаб юкланишнинг тақсимланишини эътиборга олувчи коэффициент, 99-шаклдан олинади.

Маълум диаметр ёки конуслик масофаси асосида модуль қийматини қуйидаги тартибда аниқлаш мумкин:

$$b_w = \psi_{bd} \cdot d_{m1}; \quad \text{tg} \delta_2 = u; \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2;$$

$$d_{e1} = d_{m1} + b \sin \delta_1; \quad m_{te} = d_{e1} / z_1$$

ёки

$$d_{e1} = 2R_e \sin \delta_1; \quad m_{te} = d_{e1}/z_1 \text{ ва х.к.}$$

Модуль m_{te} топилгач, стандартдаги қиймат билан мослаштириб, узатманинг қолган ўлчамлари аниқланади.

Шуни назарда тутиш керакки, d_{e1} ва d_{e2} нинг аниқ миқдори белгилаб олингандан сўнг, R_e нинг қиймати текшириб кўрилиши лозим. Бунда

$$R_e = \sqrt{\left(\frac{d_{e1}}{2}\right)^2 + \left(\frac{d_{e2}}{2}\right)^2} \quad (235)$$

бўлиши керак.

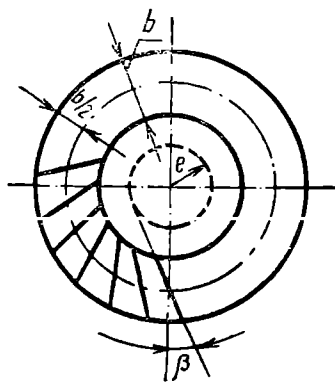
Қия тишли конуссимон филдиракли узатма алар. Одатда, узатмадаги айлана тезлик $v > 3$ м/с бўлса, тўғри тишли конуссимон филдираклардан фойдаланиш маъқул эмас деб ҳисобланади, чунки оддий усуллар билан тайёрланган конуссимон филдиракнинг сифати етарли даражада юқори бўлмай, камроқ нагрузкага чидайди. Шунинг учун амалда тишлари қия ва доиравий шаклда бўлган филдираклардан кўпроқ фойдаланилади. Қия тишлар филдирак марказида жойлашган ва радиуси e га тенг бўлган (109-шакл) бирор айланага уринма бўйича йўналган бўлиб, конус ясовчиси билан β бурчак ҳосил қилади. Бундай тишларни мавжуд станокларда қирқиш бирмунча ноқулай ва кўп вақт олади. Шунинг учун тишлари доиравий бўлган филдираклардан кўпроқ фойдаланилади (110-шакл). Бундай филдиракларнинг заготовкларига тишлар айланма ҳаракат қилиб турадиган кескичли мослама воситасида қирқилади, шунинг учун кўп вақт кетмайди. Бундан ташқари, доиравий тишли узатмаларнинг тезлиги конуссимон филдиракли бошқа хил узатмаларникига қараганда катта бўлиб, кўп нагрузкага чидайди ва равон ҳамда шовқинсиз ишлайди.

Бундай филдираклар тишларининг қиялик бурчаги ўзгарувчи бўлади, ҳисоблаш учун эса унинг ўртача қийматидан фойдаланилади. Одатда, β бурчак (110-шакл) $35 \dots 40^\circ$ бўлади.

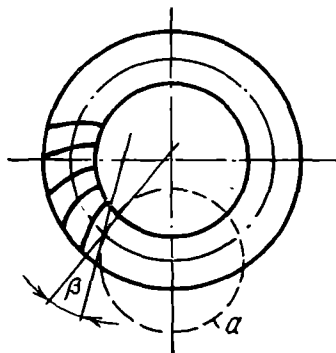
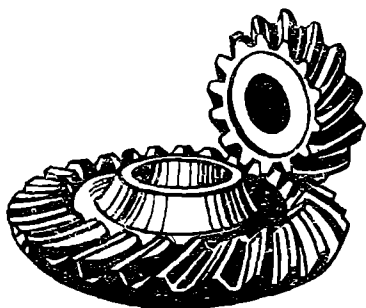
Тиши тўғри бўлмаган конуссимон филдиракларни ҳисоблашда фойдаланиладиган формулалар қия тишли цилиндрик филдиракларни ҳисоблаш формуллари каби хусусиятларга эга. Масалан, эгувчи кучланиш бўйича қуйидаги формула асосида ҳисобланади:

$$\sigma_F = \frac{V_F V_e V_p}{e^2} \frac{w_{Ft}}{0,85 m_{nm}} \leq \sigma_{FP} \quad (236)$$

бунда Y_F ни графикдан олишда тишларнинг ҳақиқий сонига эмас, балки биэквивалент филдирак тишларининг сонига қаралади. Биэквивалент (икки марта келтирилган)—конуссимон филдирак цилиндрик филдиракка, сўнгра қия тишли филдирак тўғри тишликка кел-



109-шакл. Қия тишли конуссимон филдиракнинг схемаси.



110- шакл. Доиравий қия тишли конуссимон ғилдиракли узатма.

тирилган — ғилдирак тишларининг сони

$$z_{v_n} = z'(\cos \delta \cdot \cos^3 \beta) \quad (237)$$

бўлади.

Y_e ва Y_β ни аниқлаш илгари баён эгилганидек бажарилади; формуладаги m_{nm} ўрта кесимдаги нормал модуль. Ўрта кесимдаги ғилдирак ўқига тик юза бўйича ўлчанган модуль $m_{tm} = m_{nm}' \cos \beta$; m_{tm} га биноан ғилдирак геометрик ўлчамларини белгилайдиган ташқи модуль m_{te} ни аниқлаш учун қуйидаги муносабатлардан фойдаланилади:

$$d_m = m_{tm} z; d_e = d_m \frac{R_e}{R_e - 0,5 b}; m_{te} = d_e / z \quad (238)$$

Мавжуд қия тишли конусавий ғилдиракли узатмаларнинг контакт кучланиш бўйича мустаҳкамлиги ҳам (232) формула воситасида текширилади. Янги узатмалар эса (233) ёки (234) формулалар асосида лойиҳаланади. Фақат бундай ҳолларда қия тишли узатмалар учун Z_H , Z_e , K_d ва K_R коэффициентларнинг қиймати тўғри тишли узатмалардагидан фарқ қилишини назарда тутиш керак. Кўрсатилган коэффициентларни тегишли жадваллардан танлашда ёки формула билан аниқлашда қия тишли ғилдиракларга тааллуқли ифодалардан фойдаланиш лозим.

Илашиш нуқтасига таъсир этувчи кучлар қуйидагича аниқланади:

$$F_n = 2T_1/d_{m1} — \text{айлана куч}; \quad (239)$$

$$F_{r1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta} (\operatorname{tg} \alpha_w \cdot \cos \delta_1 \pm \sin \beta \cdot \sin \delta_1) — \text{радиал куч}; \quad (240)$$

$$F_{x1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta} (\operatorname{tg} \alpha_w \cdot \sin \delta_1 \pm \sin \beta \cdot \cos \delta_1) — \text{ўқ бўйлаб йўналган куч} \quad (241)$$

Охирги икки формулада қавс ичидаги ишоранинг қандай бўлиши қия тишнинг ҳамда айланма ҳаракатнинг йўналишига боғлиқ. Агар ғил-

диракнинг катта ён томонидан кузатилганда айланма ҳаракат йўналиши билан тишнинг қиялиги бир хил бўлса, (240) формулага (—) ишораси, акс ҳолда (+) ишораси қўйилади. Айланма ҳаракат йўналиши билан тишнинг қиялиги ҳар хил бўлса, (241) формулада (—) ишораси, акс ҳолда эса (+) ишораси ишлатилади.

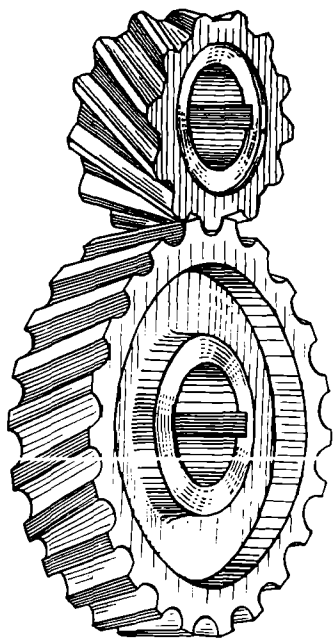
55-§. Нуқтавий илашиш билан ишлайдиган узатма (М. Л. Новиков узатмаси) ҳақида қисқача маълумот.

Ҳозирги вақтда тишли ғилдираклар учун, асосан, 1760 йилда рус олими Л. Эйлер таклиф этган эвольвентавий илашиш системаси қўлланилади. Бундай илашиш бир қатор афзалликларга эга бўлиш билан бирга, айрим камчиликлардан ҳам холи эмас. Жумладан:

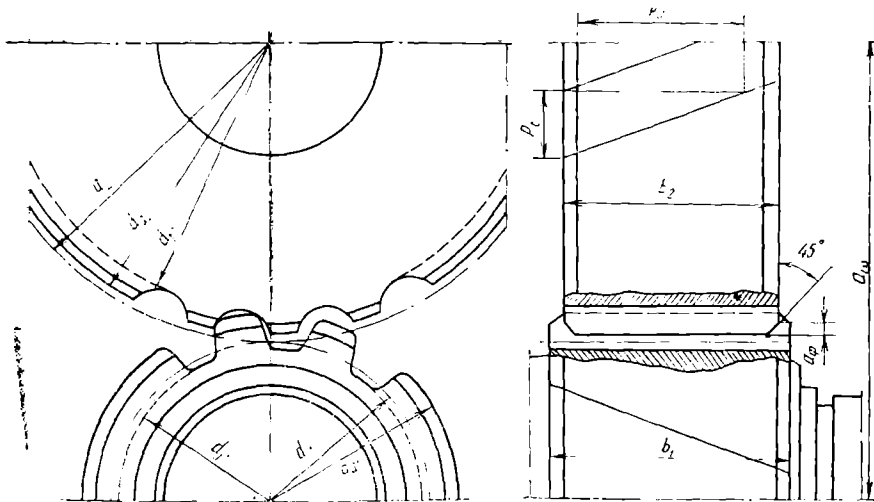
а) тиш сиртининг эгрилик радиуси катта бўлмаганлигидан қўйиладиган нагрузка чекланган; б) ишқаланишга сарфланадиган қувват нисбатан катта; в) илашиш чизиқли бўлганлиги учун турли ноаниқликларнинг узатма ишига кўрсатадиган салбий таъсири нисбатан юқори.

Қўрсатилган камчиликларни бартараф қилиш мақсадида ҳар хил изланишлар ўтказилди. Бу изланишлар натижасида таклиф этилган янгиликлардан энг муҳими нуқтавий илашиш билан ишлайдиган узатма М. Л. Новиков узатмасидир. Нуқтавий илашма эвольвентавий илашмадан тубдан фарқ қилади. Маълумки, эвольвентавий илашмада ҳамма илашиш нуқтаси бирлаштирилса, илашиш текислиги ҳосил бўлади. Агар бу текислик ғилдиракнинг ён томони текислиги билан кесиштирилса, илашиш чизиғи ҳосил бўлади. Нуқтавий илашмада эса илашиш текислиги бўлмай, фақат илашиш чизиғи бўлади. У ҳам вал ўқига параллел жойлашган бўлиб, ён текислик билан кесишганда нуқта ҳосил қилади. Илашишда бўлган икки тиш сиртлари шу нуқталардан ўтаётганда бир-бирига тегади. Демак, бундай узатмалар фақат қия тишли бўлиши мумкин. Акс ҳолда илашиш нуқтавий бўлмайди. Шунинг учун ҳозирги вақтда ишлатилаётган Новиков узатмаларида ғилдирак тишларининг йўналиши винтсимон бўлиб, тиш сиртининг шакли маркази илашиш нуқталарига тўғри келадиган айлана еи-дан иборат.

Ҳозирги вақтда Новиков узатмасининг икки хили мавжуд: бир илашиш чизиғили (нормал МН 4229 — 63) ва икки илашиш чизиғили (ГОСТ 15023—69). Бир илашиш чизиғили узатмалардаги ғилдираклардан бирининг (аксарият



111- шакл. Новиков узатмаси.



112-шакл. Новиков узатмасининг тузилиши.

шестернянинг) тиши қабарик, иккинчисиники эса ана шу қабарик тиш ўрнашадиган ботиқликдан иборат бўлади (111-шакл).

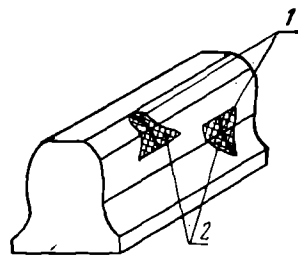
Одатда, қабарик тиш бошланғич айлананинг бутунлай ташқари-сида, ботиқ тиш эса ичкарасида жойлашган бўлади. Бошқача қилиб айтганда, шестернянинг тиши фақат тиш каллагидан, филдиракнинг тиши эса унинг оёғидан иборат (112-шакл).

Икки илашиш чизигили Новиков узатмасидаги (113-шакл) шестерня ва филдирак тишларининг каллаги бўртиқ, оёғи эса ботиқликдан иборат (113-шакл).

Узатманинг геометрик ўлчамларини 38-жадвалда келтирилган муносабатлар воситасида аниқлаш мумкин.

Сўнги йилларда ўтказилган кузатишлар Новиков узатмасидан қуйидаги ҳолларда: а) габарит ўлчамлари катта ва деталларининг бикрлиги етарли даражада юқори бўлган узатмаларда; б) марказлар-аро масофаси ўзгармас қийматга эга бўлган узатмаларда; в) тиш сиртининг қаттиқлиги НВ-350 гача бўлган ҳолларда фойдаланиш маъқул эканлигини кўрсатди.

Гарчи бу узатмаларда бир қатор афзалликлар бўлса-да, улардан кенг кўламда фойдаланиш мумкин бўлмаётганлигининг асосий сабаби шуки, бундай узатма тайёрлашда ва деталларини йиғишда аниқлик даражасига ҳаддан ташқари юқори талаблар қўйилади. Новиков узатмалари ҳам, асосан, тишларининг синиши ҳамда тиш сиртининг уваланиши натижа-сида ишлаш қобилиятини йўқотади. Шу-



1 - контакт чизиги
2 - контакт юзаси

113-шакл. Икки илашиш чизигили филдирак.

Новиков узатмасининг асосий геометрик ўлчамлари

Номи ва белгиси	Бир ялашимч чизмига	Икки ялашим чизмига
Бўлиш айлачаси	d_1	$m_t z_1$
Марказлараро масофа	d_2	$m_t z_2$
Ен модуль	a_w	$0,5m_t(z_1 + z_2)$
Фаска баландлиги	m_t	$m_n / \cos \beta$
Ўқ бўйлаб ўлчанган қадам	a_ϕ	$0,7m_n$
Ғилдирак эни	p_x	$m_n / \sin \beta$
Шестерня эни	b_{w2}	$\varepsilon_\beta p_x$
Қопланиш коэффициенти	b_{w1}	$b_{w2} + (0,4 \dots 1,5)m_n$
Шестерня тиши учидан ўтган айлана диаметри	e_β	$b_{w2} \sin \beta / (\pi m_n) \approx 2b_{w2} \sin \beta / \pi m_n$
Ғилдирак тиши учидан ўтган айлана диаметри	d_{a1}	$d_1 + 2,3m_n$
Шестерня тиши тубидан ўтган айлана диаметри	d_{a2}	$d_2 + 1,8m_n$
Ғилдирак тиши тубидан ўтган айлана диаметри	d_{f1}	$d_1 - 0,5m_n$
Шестерня тиши тубидан ўтган айлана диаметри	d_{f2}	$d_2 - 2,1m_n$
		$d_2 - 2,1m_n$

нинг учун бундай узатмалар тишларини эгувчи ва контакт кучланишга ҳисоблаш асосида лойиҳаланади. Амалда Новиков узатмаси, В. Н. Кудрявцев ва М. Н. Иванов тавсиясига биноан, қуйидаги тартибда лойиҳаланиши мумкин.

1. Даставвал ғилдираклар учун материал танлаб, σ_{HP} нинг қиймати аниқланади.

Сўнгра 39-жадвалдан ғилдирак энининг диаметр бўйича коэффициенти ψ_{bd} аниқланади.

39-жадвал

Нагрузка характери	Ғилдиракларнинг таянчга нисбатан жойлашуви		
	симметрик	носимметрик	консоль
Деярли ўзгармас	$\leq 1,7$	$\leq 1,4$	$\leq 0,8$
Кескин ўзгарувчан	$\leq 1,4$	$\leq 1,5$	$\leq 0,6$

Берилган T_1 , u ва аниқланган σ_{HP} ва ψ_{bd} ларнинг қийматидан фойдаланиб, шестерня диаметри d_1 ва эни b_{w1} топилади:

$$d_1 \approx 580 \sqrt[3]{\frac{(u+1)T_1}{u\psi_{bd}\sigma_{HP}^2}} \text{ мм}, \quad (242)$$

бу ерда T_1 —буровчи момент, Нм; u —узатиш сони; σ_{HP} —рухсат этилган кучланиш, МПа.

$$b_{w1} = d_1 \psi_{bd} \text{ мм.}$$

2. Шестерня тишларининг сони z_1 танланади. Бунда $z_1 = 13 \dots 20$ бўлиши тавсия этилади. Танланган z_1 ва аниқланган d_1 қийматидан фойдаланиб, модулнинг тахминий қиймати топилади:

$$m_n = d_1/z_1 \text{ мм.}$$

Топилган m_n қиймати ГОСТ 14186 – 69 да берилган қийматга мослаштирилади.

3. Қопланиш коэффициенти ϵ_β нинг қиймати танланади. Уни 1,1; 2,1 ёки 3,1 қилиб олиш тавсия этилади. Аниқланган ϵ_β , m_n ва b_{w1} дан фойдаланиб қиялик бурчаги β топилади:

$$\sin \beta = (\epsilon_\beta \pi m_n) / b_{w1}$$

4. Нормал модуль ва қиялик бурчагининг қийматидан фойдаланиб, геометрик ўлчамларни аниқлаш учун зарур бўлган ён модуль топилади:

$$m_t = m_n / \cos \beta$$

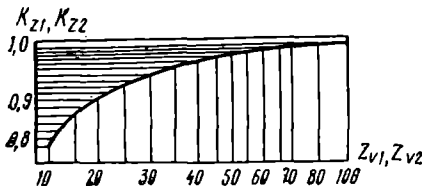
m_t маълум бўлгач, узатманинг қолган геометрик ўлчамлари 38-жадвалда келтирилган муносабатлар асосида ҳисоблаб чиқарилади.

5. Узатманинг геометрик ўлчамлари аниқлангач унинг мустаҳкамлиги контакт ва эгувчи кучланишлар бўйича текширилади. Бунинг учун қуйидаги формулалардан фойдаланилади:

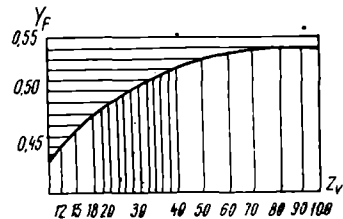
$$[T_1] = 4,16 \frac{z_1 m_n^{2,4} K_z \epsilon'_\beta c}{K_{H\beta} K_{H\nu} \sin \beta} \left(\frac{\sigma_{HP}}{100} \right)^2 \sqrt{\frac{d_1 u}{u+1}} \geq T_1 \quad (243)$$

$$[T_1] = 0,55 \frac{z_1 m_n^3 Y_F \epsilon'_\beta c K_P}{K_{F\beta} K_{F\nu} K_m} \sigma_{FP} \geq T_1, \quad (244)$$

бу ерда $[T_1]$ — лойиҳаланган узатмадаги шестернянинг узата олиши мумкин бўлган буровчи момент, Нм; T_1 — шу моментнинг ҳисобий қиймати, Нм; σ_{HP} ва σ_{FP} — контакт ва эгувчи кучланиш бўйича рухсат этилган кучланишлар, МПа; m_n — нормал модуль, см (40-жадвал); $K_z = 0,5 \cdot (K_{z1} + K_{z2})$ — тишлар сонининг коэффициенти, бунда K_{z1} ва K_{z2} ларнинг қиймати эквивалент тишлар сони z_{v1} ва z_{v2} га боғлиқ равишда 114-шаклда келтирилган график асосида белгиланади; ϵ'_β — танлаб олинган ϵ_β га энг яқин бўлган бутун сон (масалан, $\epsilon_\beta = 2,1$ бўлса, $\epsilon'_\beta = 2$ бўлади); c — илашиш чизигининг сони; Y_F — тиш шаклининг коэффициенти, 115-шаклдан олинади; d_1 шестерня диаметри, м;



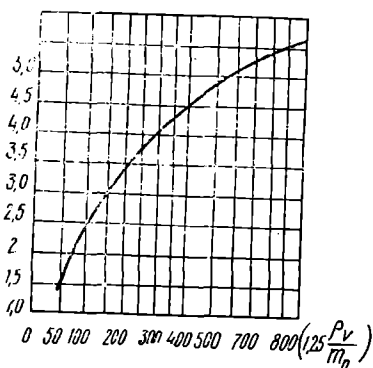
114-шакл.



115-шакл.

Новинков узатмаси учун m_n , $m_n^{2,4}$ ва K_m ларнинг қиймати
(ГОСТ 14186—69 дан)

m_n , мм		$m_n^{2,4}$ (m_n , см)	K_m
1- қатор	2- қатор		
2,5	2,8	0,0359	0,91
3,15		0,0471	0,93
4	3,55	0,0625	0,95
	4,5	0,0833	0,975
5		5,6	0,111
	6,3	7,1	0,147
8		9	0,190
	0,249		1,075
10	63 гача давом этади	0,333	1,1
		0,440	1,125
		0,585	1,15
		0,776	1,175
		1,0	1,2



116- шакл.

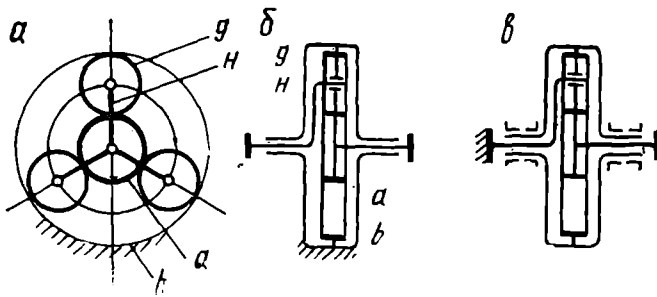
$H_{нв}$ ва $K_{Fв}$ — нотекистик коэффициентлари, 99- шаклдан олинади; $K_{нв} \approx K_{Fв}$ — динамикавий коэффициентлар, 1... 1,2 қилиб олиш мумкин; K_m — масштаб коэффициенти, 40- жадвалдан олинади; K_p — тишнинг ҳисобий узунлигини эътиборга олувчи коэффициент, келтирилган эгрилик радиусига боғлиқ, 116- шаклдан олинади, бу ерда:

$$\frac{p_V}{m_n} = \frac{2,36 z_1 u}{(u + 1) \sin 2\beta \sin \beta} \cdot (245)$$

56- §. Планетар узатмаларнинг ўзига хос хусусиятлари

Таркибида қўзғалувчан ўққа ўрнатилган тишли ғилдираклари бўлган узатма *планетар узатма* дейилади. Одатда, бундай узатма марказий ғилдирак a , унинг атрофида волида H воситасида ўз ўқи билан бирга ҳаракатланадиган ғилдирак — сателлит g ҳамда асосий ғилдирак b дан тузилган бўлади (117- шакл).

Сателлитларнинг марказий ғилдирак атрофидаги ҳаракати планеталар ҳаракатига ўхшаш бўлганлигидан, бундай узатмалар планетар узатмалар деб аталади. Узатмадаги ғилдираклардан b қўзғал-



117-шакл. Планетар узатманинг схемаси.

мас бўлганда ҳаракатни a дан H га ёки H дан a га; H қўзғалмас бўлганда эса a дан b га ёки b дан a га узатиш мумкин.

Агар узатмадаги ҳамма ғилдираклар қўзғалувчан бўлса, b нинг ҳаракатини a ва H га ёки a ва H нинг ҳаракатини b га узатиш мумкин, яъни планетар узатмаларда икки вал ҳаракатини битта валга ва, аксинча, бир вал ҳаракатини икки валга тақсимлаб узатиш имконияти мавжуд. Планетар узатмаларнинг бундай хили *дифференциал* узатма дейлади. Бу ҳол планетар узатмаларнинг асосий афзалликларидан биридир. Бундай узатмаларнинг яна бир афзаллиги шундаки, уларнинг оғирлиги нисбатан кам бўлиб, анча ихчамдир. Бунинг сабаблари қуйидагилардир:

а) сателлитлар сони 1 дан 72 тагача бўлиб, узатилаётган қувват улар орасида тақсимланади; натижада ҳар бир тишга тушадиган нагрузка бир неча марта камаяди;

б) узатиш сонининг катта бўлганлиги кўп поғонали узатмалар ишлатишдан воз кечишга имкон беради;

в) узатманинг таркибида, кўпинча, ички тишли ғилдирак бўлганлигидан, узатма нагрузкасини янада ошириш имконияти туғилади;

г) кўпинча сателлитлар марказий ғилдиракка нисбатан симметрик жойлашганликлари учун уларда пайдо бўладиган кучларнинг айримлари ўзаро мувозанатлашади, натижада таянчга тушадиган нагрузка камаяди. Бу ҳол бекорга сарфланадиган қувватни камайтириб, таянчларнинг тузилишини соддалаштиришга имкон беради.

Юқорида айтилганлардан ташқари, планетар узатмалар равон ва кам шовқин билан ишлайди. Узатма таркибида анчагина деталлар бўлиши ва уларни тайёрлаш ҳамда йиғишда юқори аниқлик даражаси талаб этилганлиги планетар узатмаларнинг асосий камчилиги ҳисобланади. Бироқ бу узатмаларнинг мавжуд афзалликлари туфайли, улардан машинасозлик, станоксозлик ва асбобсозликда кенг қўламда фойдаланилмоқда.

Узатманинг кинематикаси. Планетар узатманинг кинематикасини аниқлаш учун Виллие усулидан фойдаланилади. Бу усул водилонинг хаёлан тўхтатилишига асосланган. Агар 117-шаклда келтирилган планетар узатмада водило тўхтатиб қўйилган деб фараз қилинса, ҳаракат a ғилдиракдан паразит шестернялар орқали b га узатиладиган оддий

механизм ҳосил бўлади. Бу механизм тишли гилдиракларининг айланишлар частотаси водило тўхтатилмаган ҳолатдаги айланишлар частотаси билан тўхтатилган ҳолатдаги айланишлар частотаси айирмаси орқали ифодаланади. Агар b қўзғалмас бўлиб, ҳаракат a дан H га узатилаётгандаги узатиш сонини u_{aH}^b билан белгиласак, у ҳолда, ҳосил бўлган механизм учун:

$$u_{ab}^k = \frac{n_a - n_k}{n_b - n_k} = - \frac{z_b}{z_a} \quad (246)$$

бўлади, чунки сателлитлар бу ерда паразит шестернялар вазифасини ўтайди.

(246) ифодадаги манфий ишора етакчи звено a билан етакланувчи b қарама-қарши томонга айланишини ($u < 0$ эканлигини) кўрсатади. Агар бу звенолар бир томонга қараб айланса, бу ишора мусбат ($u > 0$) бўлади. Энди (246) муносабатдан ҳақиқий механизм учун фойдалансак,

$$\frac{n_b - n_H}{-n_H} = - \frac{z_b}{z_a}; \quad - \frac{n_a}{n_H} + 1 = - \frac{z_b}{z_a}$$

ёки

$$u_{aH}^b = \frac{n_a}{n_H} = 1 + \frac{z_b}{z_a} \quad (247)$$

ва шунга ўхшаш

$$u_{Ha}^b = \frac{n_H}{n_a} = \frac{1}{u_{aH}^b} = \frac{z_a}{z_a + z_b} \quad (248)$$

бўлади; бу ерда u_{aH}^b — b қўзғалмас бўлиб, ҳаракатнинг a дан H га, u_{Ha}^b — b қўзғалмас бўлиб, ҳаракатнинг H дан a га узатилишини ифодаловчи узатиш сонлари.

Сателлитларнинг айланишлар сони қуйидаги муносабатдан аниқланади:

$$\frac{n_a - n_H}{n_g - n_H} = u_{aH}^g = - \frac{z_g}{z_a} \quad (249)$$

Бу ифодадан n_g ни топиш учун n_a ва a_H берилган бўлиши лозим. Борди-ю a қўзғалмас ($n_a = 0$) бўлса, у ҳолда

$$\left. \begin{aligned} u_{bH}^a &= \frac{n_b}{n_H} = 1 + \frac{z_a}{z_b} \\ u_{Hb}^a &= \frac{n_H}{n_b} = \frac{z_b}{z_b + z_a} \end{aligned} \right\} \quad (250)$$

булади.

Сателлитларнинг мувозанат шарти асосида, гилдиракларга таъсир этувчи кучларни аниқлаш мумкин (118- шакл):

$$\begin{aligned} F_a &= F_b \text{ ва } F_H = -2F_a \\ F_a &= \frac{2 T_a K_H}{d C}, \end{aligned} \quad (251)$$

бу ерда C — сателлитлар сони; K_H — нагруканинг сателлитлараро нотекис тақсимланишини ҳисобга олувчи коэффициент. Бу коэффициентнинг қиймати сателлитларнинг тайёрланишидаги аннқлик даражаси ва сонига боғлиқ. Масалан, $C = 3$ бўлса, $K_H = 1,1$ 1,2 деб қабул қилинади.

Планетар узатмаларнинг турлари жуда кўп. Шулардан энг кўп ишлатиладигани юқорида кўриб чиқилган 3 сателлитли планетар узатмадир. Бундай узатмалар узатиш сони $u = 1,3$ 8 ораллигида қилиб лойиҳалангани маъқул. У ҳолда $\eta = 0,97$ 0,99 бўлади.

Планетар узатмаларда цилиндрик гилдираклардан ташқари, конуссимон гилдираклар ҳам ишлатилади. Шу билан бирга улар тўғри ва қия тишли бўлиши мумкин.

УЗАТМАНИНГ ҲИСОБИ

Планетар узатмаларни ҳисоблаш учун оддий тишли узатмаларни ҳисоблашда ишлатиладиган формулалардан фойдаланилади. Бунинг учун илашишда бўлган икки гилдирак бир поғона узатма сифатида кўрилади. Одатда бир хил материалдан тайёрланган ички илашиш билан ишлайдиган узатмаларнинг мустаҳкамлиги доимо ташқи илашиш билан ишлайдиган узатмаларникидан ортиқ бўлади чунки илашишда бир эмас, бир нечта тиш бўлади. Шунинг учун планетар узатмаларнинг ҳамма гилдираги бир хил материалдан тайёрланган бўлса, уларнинг марказий гилдираги a ва сателлити g дан тузилган узатма ҳисобланса кифоя. Бу гилдираклар учун белгиланган модуль ташқи гилдирак b учун ҳам қабул қилинади. Планетар узатмаларни эгувчи кучланиш бўйича ҳисоблашда тиш шаклининг коэффициенти Y_F (196) формула воситасида ҳисобланади. Контакт кучланиш асосида лойиҳалашда сателлитларнинг сони ва K_H коэффициентни инobatга олиш керак, яъни

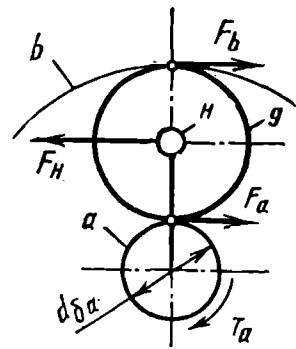
$$d_1 = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{Hb} K_H}{\psi_{bd} \sigma_{HP}^2 C} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \text{ мм}, \quad (252)$$

бу ерда $\psi_{bd} = b_w/d_1 \leq 0,75$ қилиб олинади. Планетар узатмалардаги гилдирак тишларини, сателлитлар сонини ва қолган ўлчамларини белгилашда қуйидаги муносабатларнинг бажарилишини таъминлаш лозим:

$$d_a/2 + d_g = \frac{d_b}{2}; \quad z_g = (z_b - z_a)/2. \quad (253)$$

Бундан ташқари, $(z_a + z_b)/C$ бутун сон бўлиши керак. Ёндош сателлитлар орасида зарур ораллиқ бўлиши учун қуйидаги шартлар бажарилиши лозим:

$$2\left(\frac{d_a}{2} + \frac{d_g}{2}\right) \sin \frac{\pi}{C} > 2\left(\frac{d_g}{2} + m\right)$$



118-шакл. Планетар узатмалардаги кучлар.

Тўлқинсимон узатмаларда ишлатиладиган тишларнинг оптимал шакли ҳақидаги масала ҳали тўла ўрганилган эмас. Ҳозирги вақтда асосан учбурчаклик шаклидаги тишлардан фойдаланилади. Ғилдиракнинг ҳар хил нуқтасида тишлар ҳар хил фазада илашади. Агар тишларнинг баландлигини δ деб белгиласак, у ҳолда 1- нуқтада (120- шакл) тишлар бутун баландлиги бўйича, 2- нуқтада ярим баландлиги бўйича илашишда бўлади. 3- нуқтада эса улар илашишдан бутунлай чиқиб, 4- нуқтада яна ярим баландлиги бўйича, лекин тиш ёнининг бошқа томони билан илашишга киришади. Шундай қилиб, биринчи нуқтада эластик a ғилдирак тишининг учи сиртқи b ғилдирак тишининг тубида бўлади, 3-нуқтада тишларнинг учи бир-бирига тўғри келади. Демак, водило айлананинг чорагини ўтганда тишлар ўз ўрнини ярим тишга, ярмини ўтганда бир тишга, бир айланганда эса икки тишга ўзгартиради. Шунинг учун сиртқи ғилдирак тишларининг сони эластик ғилдирак тишларининг сонидан 2 та ортиқ қилиб тайёрланади. Демак, водило тўла бир айланганда ички ғилдирак икки тишга, яъни икки қадамга силжийди. Одатда, узатмадаги тўлқинлар сони водило учига ўрнатилган роликлар сонига, бу эса, ўз навбатида, ғилдирак тишлари сонининг айирмасига тенг қилиб олинади:

$$z_b - z_a = i,$$

бу ерда i — тўлқинлар сони. Умумий ҳолда

$$z_b - z_a = K_z i \quad (256)$$

бўлади, бу ерда K_z — бутун сон.

Одатда, ғилдираклардан бири қўзғалмас бўлади. Агар ички ғилдирак қўзғалмас бўлса, у ҳолда водило бир айланганда сиртқи b ғилдирак $K_z i$ тишга силжийди. Бошқача қилиб айтганда, ғилдиракни бир марта айлантириш учун, водило $z_b / K_z i$ та айланиши керак.

Шундай қилиб, планетар ва тўлқинсимон узатмалар ҳақида юқорида айтилганларга биноан, a қўзғалмас бўлиб, ҳаракат H дан b га узатилаётган бўлса, узатиш сони қуйидагича ифодаланиши мумкин:

$$u_{Hb}^a = \frac{n_H}{n_b} = \frac{z_b}{K_z i} = \frac{z_b}{z_b - z_a} = \frac{d_b}{d_b - d_a} = \frac{d_b}{\delta};$$

b қўзғалмас бўлганда эса:

$$u_{Ha}^b = - \frac{n_H}{n_a} = - \frac{z_a}{K_z i} = - \frac{d_a}{d_b - d_a} = - \frac{d_a}{\delta} \quad (257)$$

бўлади. Демак, d_b маълум бўлса, узатиш сони, асосан δ га боғлиқ бўлар экан. Умумий ҳолда, узатма ғилдиракларининг тишлари сони исталганча бўлиши мумкин. Агар $K_z \rightarrow \infty$ бўлса, $\delta \rightarrow 0$ бўлади ва узатма фриクション узатмага айланади.

δ нинг қийматини кичрайтириш ҳисобига узатиш сонини жуда катта қийматларга (бир поғонадан 1000 гача) етказиш мумкин. Бу тўлқинсимон узатмаларнинг афзалликларидан биридир. Бундан ташқари, тўлқинсимон узатмаларда бир вақтнинг ўзида бир неча тиш илашишда бўлиб, улар бир-бирига чизиқ бўйича эмас, балки тиш сиртининг юзаси бўйича тегиб туради (уринади). Бу ҳол кичик ўлчамли

узатма воситасида катта нагрукаларни узатишга имкон беради. Бироқ тўлқинсимон узатма учун деталлар тайёрлаш анча мураккаб. Айниқса, эластик ғилдирак учун материал танлаш қийин. Бундан ташқари, тўлқинсимон узатмаларнинг фойдали иш коэффициентини нисбатан кичик (0,75 ... 0,85).

58- §. Винтавий ҳамда гипоид узатмалар ҳақида қисқача маълумот

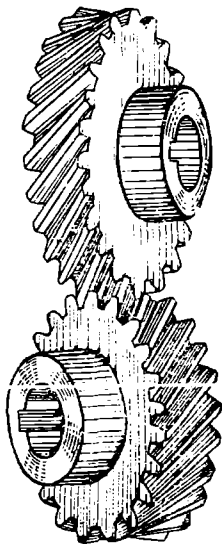
Бундай узатмалар ўқлари айқаш валлар орасида ишлатилади. Бу узатмаларнинг валлари ўзаро кесишмайди ҳамда бир-бирдан маълум масофада жойлашган бўлади. Шунинг учун, валларнинг исталган томонга узайтирилиши ва таянчлар сони исталганча бўлиши мумкин, яъни уларда ҳаракатни бир валдан бир неча валга узатиш имконияти мавжуд.

Винтавий ҳамда гипоид узатмалар нисбатан кам ишлатилади. Шунинг учун қуйида улар ҳақида қисқача маълумот бериш билан чегараланамиз.

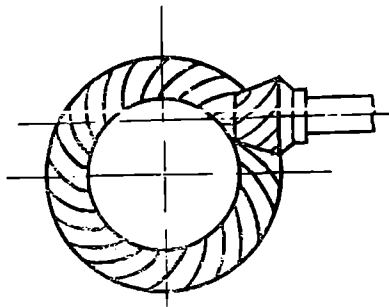
Винтавий узатмалар қия тишли ғилдираклардан тузилган бўлади (121- шакл). Тишларнинг қиялиги винт чизиғи йўналишида, уларнинг илашиши эса нуқтавий бўлади. Бу ҳол ҳамда тишлар сиртида ҳосил бўладиган ишқаланиш кучининг катта бўлиши тишларнинг нисбатан тез ейилишига олиб келади. Демак, бу узатмаларнинг катта нагрукка билан ишлаши маъқул эмас. Шунинг учун улардан, асосан кинематик нуқтаи назардан зарур бўлган ҳоллардагина фойдаланилади.

Гипоид узатмалар қия тишли конуссимон ғилдираклардан тузилган бўлади (122- шакл). Лекин конусларнинг учлари бир жойга тўғри келмайди. Валлар ўқларининг айқашини бурчаги кўпинча 90° бўлади.

Гипоид узатмаларнинг винтавий узатмалардан асосий фарқи шуки, гипоид узатмалар чизиқли илашиш билан ишлайдиган қилиб тайёрланиши мумкин. Бундан ташқари, гипоид узатмаларда ҳосил бўладиган сирпаниш тезлиги винтавий узатмалардагига қараганда



121- шакл. Винтавий узатма.



122- шакл. Гипоид узатма.

кичиж. Шунинг учун уларга винтавий узатмаларникидан кўра ортиқ нагрузка бериш мумкин. Гипонд узатмалардан автомобилларда ва баъзи йигирув машиналарида фойдаланилади. Бу узатмаларда тиш сирти емирилишининг олдини олиш учун махсус мойдан (гипонд мойидан) фойдаланиш тавсия этилади. Бундай ҳолларда гипонд узатмалар одатдаги конуссимон ғилдиракли узатмаларникидан ҳам катта нагрузка билан ишлаши мумкин. Бу узатмаларнинг асосий камчилиги шундаки, улар учун деталлар тайёрлаш ва деталларни йиғишда аниқлик даражасига юқори талаблар қўйилади. Гипонд узатмаларни мустаҳкамликка ҳисоблаш, шартли равишда, конуссимон ғилдиракли узатмаларни мустаҳкамликка ҳисоблаш кабидир.

59- §. Тишли узатмалар учун рухсат этилган кучланишларни аниқлаш

Рухсат этилган кучланишларни аниқлаш ҳақидаги умумий маълумотлар мазкур дарсликнинг бошланиш қисмида келтирилган эди. Бу ерда тишли узатмалар учунгина тааллуқли бўлган айрим маълумотлар келтирилади. Тишли узатмаларни эғувчи кучланиш бўйича ҳисоблашда рухсат этилган кучланишни қуйидагича аниқлаш мумкин:

$$\sigma_{FP} = \sigma'_{FP} K_{FL} \quad (258)^*$$

бу ерда σ'_{FP} — асос сифатида товсия этилган цикллар сони N_{FO} ни таъминлайдиган рухсат этилган эғувчи кучланиш, МПа, 41-жадвалдан σ_{FP} нинг тавсия этилган қийматини танлаб олиш мумкин; K_{FL} — чидамлилик коэффициент, ҳисоблаш эғувчи кучланиш бўйича бажариланда қуйидагича аниқланади:

$$K_{FL} = \sqrt[m_F]{N_{FO}/N_{FE}} \quad (259)$$

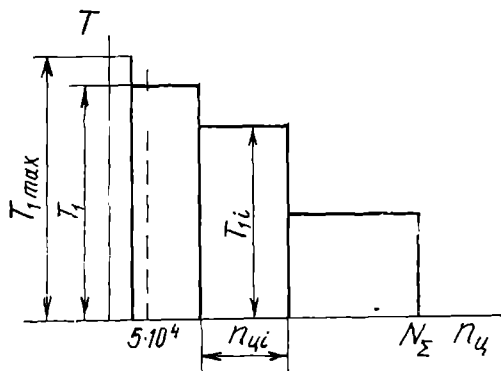
бу ерда N_{FO} — одатдаги чидамлиликка рухсат этилган кучланишни аниқлашда асос қилиб олинган цикллар сони (аксарият $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ қилиб олинади), уни 41-жадвалдан олиш мумкин; N_{FE} — кучланиш ўзгариш циклининг эквивалент миқдори; агар нагрузка ўзгармас цикл билан таъсир этса:

$$N_{FE} = N_{\Sigma} = 60 t_C n, \quad (260)$$

бу ерда t_C — узатманинг соат ҳисобида ифодаланган хизмат муддати. Агар нагрузка 123-шаклда кўрсатилганидек, вақт ўтиши билан поғонали ўзгариб турса,

$$N_{FE} = N_{\Sigma} \sum_i [(T_{1i}/T_1)^{m_F} \cdot n_{ui}/N_{\Sigma}] \quad (261)$$

* Бу формула ГОСТ—21355—75 да тавсия этилган формулани соддалаштириб ҳосил қилинган. Оддий узатмаларни ҳисоблашда бу соддалаштиришларнинг таъсири деярли сезилмайди.



123- шакл.

бўлади, бу ерда T_{1i} — наг-
рузка графигининг i поғо-
насида таъсир этувчи бу-
ровчи момент. Нагрузка цик-
лининг йиғиндиси $N_{\Sigma} =$
 Σn_{ci} бунда n_{ci} — T_{1i} момент
таъсир этган вақт ичидаги
цикллар сони:

$$n_{ci} = 60 t_{ci} n_i.$$

Илдиз кўрсаткичи m_F
тиш сиртининг қаттиқлиги
 $H_B \leq 350$ бўлган пўлат ғил-
дираклар учун 6 га, $H_B >$
350 бўлган пўлат ва чўян

ғилдираклар учун 9 га тенг қилиб олинади. $N_{FE} \geq N_{FO}$ бўлган ҳол-
ларда $K_{FL} = 1$ деб қабул қилинади. Шунинг назарда тутиш керакки,
 $m_F = 6$ бўлганда $K_{FL} \leq 2,08$ ва $m_F = 9$ бўлганда $K_{FL} \leq 1,63$ бўлиши
керак.

Тишли узатмаларни контакт кучланиш бўйича ҳисоблашда рухсат
этилган кучланиш қуйидагича топилади:

$$\sigma_{HP} = \sigma'_{HP} K_{HL}, \quad (262)$$

бу ерда σ'_{HP} — асос сифатида тавсия этилган цикллар сонини таъмин-
лайдиган рухсат этилган контакт кучланиш, 41- жадвалдан олинади,
 K_{HL} чидамлилиқ коэффициенти:

$$K_{HL} = \sqrt{N_{HO} / N_{HE}}, \quad (263)$$

N_{HO} ва N_{HE} нинг маъноси N_{FO} ва N_{FE} га ўхшаш.

Агар нагрузка поғонали ўзгарса:

$$N_{HE} = N_{\Sigma} \sum_i [(T_{1i} / T_1)^3 \cdot (n_{ci} / N_{\Sigma})] \quad (264)$$

Бу ердаги ҳарфларнинг маъноси (261) формуладаги ҳарфларникига
ўхшашдир. $N_{HE} / N_{HO} > 1$ бўлганда $K_{HL} = 1$ қилиб олинади. Ҳажм
бўйича тобланган пўлат ғилдираклар учун $K_{HL} \leq 2,6$, фақат сирти
тобланган ғилдираклар учун $K_{HL} \leq 1,8$ бўлиши керак. Аксарият $N_{HE} =$
 $= 60 t_c n > N_{HO} = 6 \cdot 10^7$ бўлади. Шунинг учун кўпинча $\sigma_{HP} = \sigma'_{HP}$
қилиб олинади.

**Тишли ғилдираклар учун ишлатиладиган баъзи материаллар учун
рухсат этилган кучланишлар**

Пўлатнинг маркаси	Термик ишланиши	Қаттиқлиги HB ёки HRC	Рухсат этилган кучланишлар		
			σ_{FR} , МПа		σ'_{HP} , МПа
			ғилдираклар фақат бир томонга айланади	ғилдираклар икки томонга айланади	
45 пўлати	Яхшиланган	HB-240...280	195	130	600
40X пўлати	Нормалланган	HB-210...230	200	130	550
	Яхшиланган	HB-240...280	230	180	650
40XH пўлати	Яхшиланган	HB-260...300	270	200	1000
20X пўлати	Тобланиб жилоланган	HRC-52... 62	280	210	1100
12XH3 пўлати	Тобланиб жилоланган	HRC-56... 62	330	250	1150
Чўян СЧ 15-32	—	HRC-160...229	60	50	500
Чўян СЧ 32-52	—	HB-187...255	115	80	550
Текстолит	—	HB-30 50	40	40	45
ДСП	—	HB-30 50	50	50	50
Полиамид	—	HB-14 15	30	30	42

Эслатма: Эгувчи кучланишларнинг рухсат этилган қийматини аниқлашда асос қилиб олинган циклар сони $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$; контакт кучланишлар учун эса $N_{HO} = 6 \cdot 10^7 \dots 10 \cdot 10^7$ қилиб олинган.

**60- §. Пластмассаларнинг тишли узатмаларда ишлатилиши
ва бундай узатмаларни ҳисоблашнинг ўзига хос хусусиятлари**

Сўнги йилларда саноатнинг кўпгина тармоқларида пластмассадан тайёрланган тишли ғилдираклар кўплаб ишлатила бошлади. Айрим ҳолларда асбобсозлик ва машинасозликда пластмассалар тишли ғилдираклар учун қўл келадиган бирдан-бир материал ҳисобланмоқда. Пластмассадан тайёрланган тишли ғилдиракларнинг кенг кўламда ишлатилиши уларнинг қуйидаги афзалликларига асосланган: 1) раван ва шовқинсиз ишлайди; 2) ейилишга чидамлилиги юқори; 3) абразив заррачаларнинг таъсирига унча сезгир эмас; 4) зарб билан таъсир этадиган динамик кучларни сўндириш хусусиятига эга; 5) узатма учун деталлар тайёрлашда йўл қўйилган айрим ноаниқликларнинг механизм ишига салбий таъсири кам бўлади; 6) электр токини ўтказмайди; 7) солиштирама оғирлиги кичик; 8) кўплаб тайёрланган ҳолларда арзон тушади; 9) мойсиз шароитда ҳам яхши ишлайди; 10) нам ва зах жойларда ҳам ишлайверади, чунки зангламайди.

Пластмассалардан тишли ғилдираклар учун материал сифатида фойдаланишнинг янада ривожланишига уларнинг қуйидаги камчиликлари тўсқинлик қилмоқда: 1) иссиқлик ўтказувчанлиги ва иссиққа чидамлилиги паст; 2) ҳозирги вақтда тишли ғилдираклар учун иш-

латилаётган пластмассаларнинг мустаҳкамлиги қўйилган талабга тўла жавоб бермайди.

Металлмас материаллардан тишли ғилдирак тайёрлаш жуда қадимдан маълум. Масалан, ёғочдан тайёрланган тишли ғилдираклар ўрта асрлардаёқ ишлатилган эди.

Химия саноатининг ривожланиши натижасида XX асрнинг бошларида тезлиги катта бўлиб, шовқинсиз ишлаши зарур бўлган узатмаларда текстолитдан тайёрланган тишли ғилдираклар ишлатила бошладди. Лекин текстолитнинг таннархи нисбатан юқори бўлганлигидан тишли ғилдираклар учун ёғочдан фойдаланиш масаласи ўрганила бошланди. Ҳозирги вақтда махсус ишлов берилган ёғочни пресслаш, сўнгра бир-бирига ёпиштириш йўли билан тайёрланган материаллардан ҳам тишли ғилдираклар ишланмоқда. Сўнгги йилларда тишли ғилдираклар тайёрлаш учун полиэтилен, полипропилен, полиформальдегид, поликарбонат полиуретан ва ҳар хил полиамид (капрон, капралон, капролактан) ва шу кабилардан фойдаланилмоқда.

Полиэтилен, полиформальдегид ва полипропилендан кам нагрузкали кичик ўлчамли ғилдираклар тайёрланади. Янги материаллардан тишли ғилдираклар учун энг кўп ишлатиладигани ҳар хил полиамидлардир, чунки улардан тайёрланган деталларда қуйидаги афзалликлар бор: мустаҳкамлиги нисбатан яхши (найлон учун $\sigma_B = 100$ МПа), ейилишга чидамлилиги юқори (бронзаникидан 2—3 марта ортиқ), эластиклиги меъёрида, мой ва керосин таъсиридан айнамайди. Бундан ташқари, полиамидлардан ғилдираклар қуйиш анча осон. Кўрсатилган полиамидлардан тишли ғилдираклар учун энг кўп ишлатиладигани капрондир. Бу материал турли мамлакатларда ҳар хил ном билан ишлаб чиқарилади. Масалан, у ГДР да — перлон, Польшада — стирон, Чехословакияда — силон, Голландияда — энкалон, Швейцарияда — грилон ва АҚШ да — найлон⁶ деб юритилади.

Полиамиддан тайёрланган тишли ғилдираклардан фойдаланилганда тишларнинг қизиб кетмаслигини таъминлаш зарур. Шу мақсадда жуфтдаги ғилдиракларнинг фақат биттаси полиамиддан тайёрланади. Ғилдиракларнинг нагрузкасини ошириш учун қовушоқлиги паст бўлган мойлардан фойдаланиш тавсия этилади. Бундан ташқари, тишли ғилдираклар молибден дисульфид қўшилган полиамидлардан тайёрланса, уларнинг ейилишга чидамлилиги янада ортади.

Умуман полиамидлардан тайёрланган ғилдиракларнинг мустаҳкамлиги нисбатан юқори ва улардан тузилган узатмаларнинг илашиши равон ва шовқинсиз бўлади.

Полиформальдегиддан тайёрланган тишли ғилдираклар бошқа синтетик материаллардан тайёрланган ғилдиракларга қараганда ортиқ нагрузкага чидайди. Бундай ғилдиракларни нисбатан катта нагрузка тушадиган ва ишлаётганда зарба билан таъсир этувчи динамиквий кучлар пайдо бўладиган узатмаларда пўлат ғилдираклар билан биргаликда ишлатиш тавсия этилади, чунки уларнинг эластиклиги ва қаттиқлиги етарли даражада юқоридир.

Тишли ғилдираклар учун ишлатиладиган термопластик материаллардан яна бири поликарбонатдир. Унинг мустаҳкамлиги нисбатан юқори ($\sigma_B = 89$ МПа) бўлиб, 135° дан 140° С гача температураларда

ишлай олади. Температура ўзгарганда деталнинг шакли деярли ўзгармайди. Шунинг назарда тутиш керакки, поликарбонатдан тайёрланган тишли филдиракларни ўзгарувчан цикл билан таъсир этувчи нагрузкали узатмаларда ишлатиш тавсия этилмайди.

Ҳозирги вақтда совуқ ҳолатда қотадиган синтетик материаллардан — акрилопластлардан тайёрланган тишли филдираклар ишлатиш масаласи тадқиқ қилинмоқда. Бундай материаллар (АСТ—Т стиракрил ва бошқалар) кукун ҳолида бўлади ва деталь тайёрлаш олди-дан улар суюқликда қорилиб, тегишли қолипларга қуйилади. Одатдаги муҳит шароитида қотгандан сўнг уларга ҳеч қандай нам таъсир этмайди, агар зарур бўлса, уларга кесиш усули билан қўшимча ишлов берилади.

Пўлат филдираклар қандай ҳисобланса, пластмассадан тайёрланган тишли филдираклар ҳам худди шундай ҳисобланади. Фақат (213), (215) формулалардаги соний коэффициентлар ишлатилган пластмассанинг эластиклик модули эътиборга олинган ҳолда аниқланиши керак.

Маълумки, пластмассадан тайёрланган филдиракларнинг ишига ҳосил бўладиган иссиқликнинг, атрофидаги намликнинг ва шунга ўхшаш бир қатор факторларнинг таъсири кучли. Шунинг учун бундай филдираклар лойиҳалашда бу факторларни эътиборга олиш зарур. Бунинг учун рухсат этилган кучланишни аниқлашда, қўшимча коэффициентлар киритилади. Масалан, эгувчи кучланиш бўйича ҳисоблашда:

$$\sigma_{FP} = \sigma_{OK} K_f K_{tex} K_n K_s \quad (265)$$

қилиб, контакт кучланиш бўйича ҳисоблашда эса

$$\sigma_{HP} = \sigma_{OK} K_f K_{tex} K_M \quad (266)$$

қилиб олинади; бу ифодаларда σ_{OK} — оқувчанлик чегараси (унинг қийматини айрим материаллар учун 42- жадвалдан олиш мумкин); K_f — узатманинг иссиқлик режимини ҳисобга олувчи коэффициент (унинг қийматини 43- жадвалдан олиш мумкин); K_{tex} — тишли филдираклар

42- ж а д в а л

Айрим пластмассалар учун σ_{OK} нинг қиймати

Материалнинг номи	σ_{OK} МПа
Полиамидлар	35—45
Полиформальдегид	40—50
Поликарбонат	50—60
Текстолит, ДСП-Г	40—50

тайёрлаш технологиясини ҳисобга олувчи коэффициент (филдираклар механикавий ишлов бериш йўли билан тайёрланса, $K_{tex} = 0,9$, филдираклар қўйма бўлса, $K_{tex} = 1$ бўлади); K_n — нагрузка частотасини ифодаловчи коэффициент, унинг қиймати пластмасса тишнинг илашишда бўлиш сонига боғлиқ; илашишда иккита тишли филдирак бўлган ҳолларда,

Айрим пластмассалар учун K_t нинг қиймати

Материалнинг номи	Ишлаш шароитидаги температура, С°				
	20	40	60	80	100
Полиамидлар . . .	1,0	0,80	0,65	0,55	0,50
Полиформальдегид . . .	1,0	0,80	0,65	0,55	0,50
Поликарбонат . . .	1,0	0,85	0,75	0,70	0,65
Текстолит, ДСП-Г . . .	1,0	0,90	0,80	0,70	0,65

ғилдирак бир марта айланганда ҳар бир тиш бир марта илашишда бўлади деб ҳисобланади ва бундай ҳолларда K_n нинг қиймати 44-жадвалдан оли-

44- жадвал

Тишлашнинг бир минут давомида илашишда бўлиш сони	0—300	300—500	500—1000	1000—2000	2000 дан кўп
K_n	1,0	0,9	0,85	0,8	0,75

нади; K_s —тишларнинг тубида ҳосил бўладиган кучланишлар концентрациясини ҳисобга олувчи коэффициент (полиформальдегид, полипропилендан тайёрланган ғилдираклар учун $K_s = 0,8—0,9$; поликарбонат ғилдирак учун $K_s = 0,9—0,95$; ДСП-Г ва текстолит ғилдираклар учун $K_s = 0,9—0,95$. K_M —мой қовушоқлигининг материалдаги кучланишга таъсирини эътиборга олувчи коэффициент, унинг тақрибий қийматини қуйидаги муносабатдан аниқлаш мумкин:

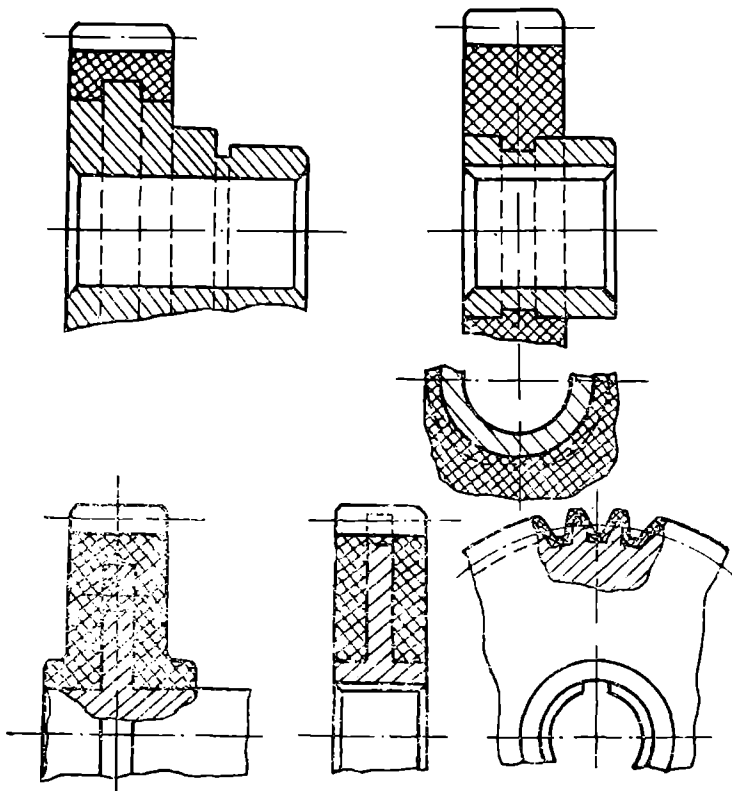
$$K_M = \sqrt[12]{\frac{E_t}{13,5}}, \quad (267)$$

бу ерда E_t —ишлаш шароитидаги температурада мойнинг қовушоқлиги.

Узатма ишлаётганда ҳосил бўладиган иссиқликнинг пластмасса ғилдиракларга салбий таъсири кучли бўлганлигидан, маълум усул билан (бу усул мазкур китобнинг бошларида келтирилган) иссиқликнинг меъёрида бўлишини текшириш ва лозим бўлган тақдирда бунинг учун зарур чораларни кўриш керак.

Пластмасса ғилдиракларнинг тузилиши

Пластмасса ғилдиракларнинг амалда ишлатилиши шунни кўрсатдики, уларнинг тузилишини металл ғилдиракларнинг тузилишига айнан ўхшаш қилиб бўлмайди. Пластмасса ғилдираклар конструкциялашда асосан қуйидагиларни эътиборга олиш лозим.



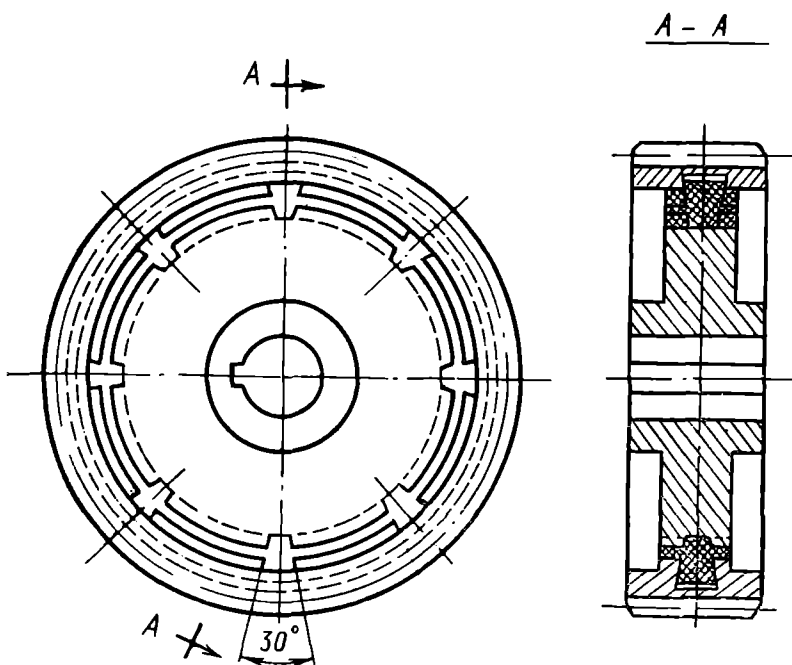
124- шакл. Арматурали пластмасса гилдиракларнинг тузилиши.

1. Пластмасса деталнинг қалинлиги ҳамма жойда иложи борича бир хил бўлишига ҳаракат қилиш керак, чунки деталнинг пресс қолипда совиш вақти унинг энг қалин жойига боғлиқ бўлади. Деталнинг ҳар хил қалинликдаги жойларининг бўлиши қуйиш сифатига салбий таъсир кўрсатади. Шунинг учун қалинликлар фарқи, жойига қараб, 30 % дан ортмаслиги керак.

2. Ҳар хил текисликдаги икки сиртнинг бир-бири билан кесишув жойи албатта ёй шаклида бўлиши лозим. Агар конструкцияда қиррали томонларининг бўлиши шарт бўлса, бу қирраларни ҳам маълум радиус билан силлиқлаб қўйишга ҳаракат қилиш зарур.

3. Гилдиракни конструкциялашда унинг қуйиш йўли билан тайёрланишини назарда тутиш лозим. Бунинг учун гилдирак қуймаларини қолипдан ажратиш олишни осонлаштирадиган тадбирлар белгилаб қўйилади.

4. Гилдиракнинг мустаҳкамлигини ошириш мақсадида турли арматуралардан фойдаланиш зарур бўлиб қолса, уларни жойлаштириш масалаларини атрофлича ўйлаб кўрган маъқул; чунки арматуралардан



125- шакл. Айрим бўлақлардан иборат ғилдиракнинг тузилиши.

Фойдаланиш деталнинг таннариhini ошириш билан бирга, зарарли ички кучланишларнинг пайдо бўлишига олиб келади.

Пластмассалардан тайёрланадиган тишли ғилдираклар тузилиши жиҳатидан уч хил бўлиши мумкин: бутунлай пластмассада ясаладиган ғилдираклар; арматураланган пластмассада ясаладиган ғилдираклар; ҳар хил материалдан тайёрланиб, айрим бўлақлардан йиғиладиган ғилдираклар. Одатда, сиртқи ўлчамлари айтарли даражада катта бўлмаган ғилдираклар бир хилдаги термопластик ёки термоактив материалдан тайёрланади. Бундай ҳолларда термопластик материаллардан тайёрланган тишли ғилдиракни валларга шлицлар воситасида ўрнатиш тавсия этилади. Маълумки, бутунлай полимер материалдан тайёрланган ғилдиракларнинг нарузкаси унча юқори бўлмайди. Шу сабабли улардан маълум нарузка таъсирида ишлайдиган узатмалар учун фойдаланиш мақсадида полимер таркибига пўлат арматура киритилади. Бундай ҳолларда ғилдиракларнинг фақат вал билан бириктириладиган қисми пўлатдан тайёрланиб, қолгани полимер материалдан бўлиши (124-шакл) ёки пўлатдан тайёрланган ғилдиракнинг фақат тиш сиртлари маълум қалинликдаги полимер материал билан қопланиши мумкин.

Сиртқи ўлчамлари катта бўлган ғилдиракларнинг полимер материалдан бир бутун қилиб тайёрланиши қийин. Бундай ҳолларда ғилдираклар айрим бўлақлардан тузилган бўлади. Айрим бўлақлардан тузилган ғилдираклар устида гап борар экан, бу борада Тошкент

политехника институтининг «Машина деталлари» кафедрасида яратилган, тишли қисми пўлатдан, гупчаги чўяндан тайёрланиб, ўзаро термопластик полимер материал воситасида бириктирилган ғилдиракни алоҳида таъкидлаб ўтиш керак (125-шакл). Бундай ғилдираклар, айниқса, ишлаш шароити оғир бўлган узатмаларда қўл келади. Масалан, ун тортиш станокларидаги тишли узатмалар ана шундай шароитда ишлайди. Бунда ғилдиракларнинг бир-бирига нисбатан эгаллаган вазияти доимо бир хилда бўлмай, таянчларнинг бири қўзғалувчан қилиб ўрнатилганлиги сабабли, иш давомида ўзгариб туради. Шунинг учун ғилдираклар фақат айланма ҳаракат қилибгина қолмай, марказлараро масофанинг ўзгариб туриши туфайли, мураккаб ҳаракатда бўлади. Натижада уларнинг тиши тез ейилиб, узатма шовқин билан ишлай бошлайди. Текширишларнинг кўрсатишича, марказлараро масофанинг 0,5% ўзгариши тиш сиртига тушадиган солиштирма босимни 35...40% оширади. Бунинг оқибатида ғилдиракнинг чидамлилиги кескин пасаяди ва уларни тез-тез алмаштириш зарурати туғилади. Бундай ҳолларда ғилдиракларнинг чидамлилигини ошириш учун улар юқори сифатли пўлатлардан тайёрланиши мумкин. Бироқ бундай қилинганда ғилдиракларнинг таннархи ортиб кетади. Шунинг учун улар, юқорида айтилгандек, айрим бўлақлардан тузиладиган қилиб лойиҳалангани маъқул. Бунда ғилдиракларнинг фақат тишли гардиши юқори сифатли пўлатдан, кўп материал сарфланадиган қисми эса одатдаги чўяндан тайёрланади. Бу икки қисмнинг полимер материал воситасида уланиши узатма ишлаётганда пайдо бўладиган шовқинни кескин равишда пасайтиради ҳамда мураккаб ҳаракат натижасида ҳосил бўлган динамик кучларнинг салбий таъсирини камайтиради. Бундай ғилдирак тишларининг ейилиши рухсат этилган чегарадан ортгандан сўнг, унинг пўлатдан ясалган тишли қисми янгисига алмаштирилиши мумкин. Бунинг учун ғилдирак 250°—300° С гача қиздирилиб, қўйилган полимер материал суюқлантириб туширилади ва тишли гардишнинг янгиси қўйилгач, худди илгаригидек, полимер материал воситасида уланади. Бундай ғилдиракли узатмалар мавжуд усуллар билан лойиҳаланиши мумкин. Лекин эластик элемент мустаҳкамлигининг етарли даражада бўлишини таъминлаш зарур.

Бунинг учун унинг қалинлиги радиал йўналишда камида 6—8 мм қилинади ва қисмларнинг ўзаро буралиб кетмаслигини таъминлаш учун стержень шаклидаги чиқиқлар кесилишга ҳисоблаб кўрилади:

$$\tau = \frac{F}{i \cdot S} \leq [\tau], \quad (268)$$

бу ерда F — эластик элементга таъсир этадиган айлана куч; S — эластик элементнинг тишли гардишга ўрнашиб турадиган чиқиғи асосининг кўндаланг кесим юзи; i — чиқиқлар сони; $[\tau]$ — рухсат этилган кучланиш. Рухсат этилган кучланиш қуйидагича бўлади:

$$[\tau] = \sigma_B K_f K_{\text{тех}} K_{\sigma}, \quad (269)$$

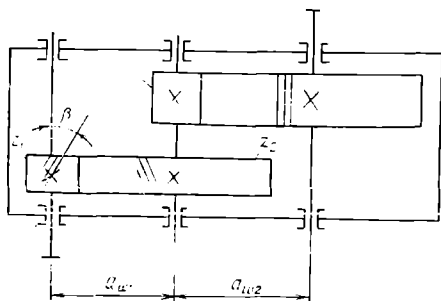
бу ерда σ_B — чўзилишдаги мустаҳкамлик чегараси; K_f , K_{σ} , $K_{\text{тех}}$ — коэффициентлар (бу коэффициентларнинг номи ва қийматлари юқорида айтилганларга ўхшаш).

Айрим бўлақлардан тузилган ғилдиракларнинг кўриб чиқилган туридан ташқари, тишли гардишини гупчагига резина воситасида, пайвандлаш ва елимлаш йўли билан уланадиган турлари ҳам бор. Ҳозирги вақтда олиб борилаётган тадқиқот ишлари келгусида юқоридагига ўхшаш айрим бўлақлардан тузилган тишли ғилдираклар ишлатиш маъқул эканлигини кўрсатади. Шундай қилинган тақдирда ғилдиракларнинг тишли гардиши ихтисослаштирилган корхонада ишлаб чиқариладиган қилиниши мумкин. Бу эса тишли ғилдиракларни ҳам стандартлаштирилган ўлчамларда кўплаб ишлаб чиқариш имкониятини туғдиради.

61- §. Масалалар

9- масала. Етакловчи валдаги қувват $N_1 = 6,5$ кВт, айланишлар частотаси $n_1 = 1440$ мин⁻¹ ва умумий узатиш сони $u_{ум} = 20$ бўлган редуктор (126- шакл) ҳисоблансин. Редуктор 24000 соат ишлашга мўлжалланган.

Е ч и ш: 1. Ғилдирак ва шестернялар учун материал танланиб, улар учун рухсат этилган кучланишлар аниқланади.



126- шакл. Редукторнинг схемаси.

Ғилдирак ва шестернялар учун материал сифатида легирланган, лекин нисбатан арзон 40Х маркали пўлатни танлаймиз. Унинг қаттиқлигини ва рухсат этилган кучланишни аниқлашга зарур бўлган асосий маълумотларни 41- жадвалдан оламиз. Танланган материал термик ишланганда биринчи поғонадаги ғилдирак тишлари учун НВ = 240, шестерня тишлари учун НВ = 280 бўлишига эришилади деб қабул қиламиз.

Иккинчи поғонадаги ғилдирак учун ҳам НВ = 240, шестерня тишлари учун эса НВ = 270 бўлади деб қабул қиламиз.

Шундай қилиб, редуктордаги ғилдираклар учун:

$$\sigma_{MP2} = \sigma_{HP4} = 550 K_{HL} \text{ МПа}; \sigma_{FP2} = \sigma_{FP4} = 200 K_{FL} \text{ МПа.}$$

Қия тишли жуфтдаги шестерня учун:

$$\sigma_{HP1} = 650 \cdot K_{HL} \text{ МПа}; \sigma_{FP1} = 230 \cdot K_{FL} \text{ МПа.}$$

Тўғри тишли жуфтдаги шестерня учун:

$$\sigma_{HP3} = 650 K_{HL} \text{ МПа}; \sigma_{FP3} = 230 K_{FL} \text{ МПа.}$$

Нагрузка циклограммаси кўрсатилмаганлиги туфайли нагрузка поғонасиз ўзгаради деб қаралади ва ўзгариш циклининг эквивалент миқдори (260) формула асосида топилади:

$$N_{FE} = N_{\Sigma} = 60 t_c n_1 = 60 \cdot 24000 \cdot 1440 = 2 \cdot 10^8.$$

Демак, $N_{FE} = 2 \cdot 10^8 > 4 \cdot 10^6$
 $= N_{FO}$, маълумки бундай ҳолларда $K_{FL} = 1$; $K_{HL} = 1$ бўлади. Шундай қилиб, филдираклар учун:

$$\sigma_{HP} = 550 \text{ МПа}; \sigma_{FP} = 200 \text{ МПа.}$$

Қия тишли жуфтдаги шестерня учун:

$$\sigma_{HP1} = 650 \text{ МПа}; \sigma_{FP1} = 230 \text{ МПа.}$$

Тўғри тишли жуфтдаги шестерня учун:

$$\sigma_{HP3} = 650 \text{ МПа}; \sigma_{FP3} = 230 \text{ МПа.}$$

2. Берилган $u_{ум}$ ҳамда 127-шаклда келтирилган графикдан фойдаланиб, ҳар бир погонанинг узатиш сони аниқланади. Графикдан $u_1 = 5$; у ҳолда $u_2 = u_{ум}/u_1 = 20/5 = 4$; $n_2 = 1440/5 = 288 \text{ мин}^{-1}$.

3. Ҳар бир филдиракдаги буровчи момент қийматларини аниқлаймиз: биринчи поғонадаги шестерня учун (биринчи вал учун):

$$T_1 = 9550 \frac{N_1}{n_1} = 9550 \frac{6,5}{1440} = 43,1 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Иккинчи поғонадаги шестерня учун (иккинчи вал учун):

$$T_2 = T_1 u_1 \eta = 43,1 \cdot 5 \cdot 0,97 = 208 \text{ Нм,}$$

Филдирак учун:

$$T_3 = T_2 u_2 \eta = 208 \cdot 4 \cdot 0,97 = 807 \text{ Нм.}$$

Бу ердаги η қиймати 45-жадвалдан олинган.

45- ж а д в а л

Бир поғонали тишли узатмалар учун ФИК нинг тахминий қийматлари

Узатмадаги филдирак тури	Ф.И.К η			
	Ёпиқ узатмалар		8 ва 9 аниқлик даражаси билан тайёрланган	Очиқ узатмалар
	6 ва 7 аниқлик даражаси билан тайёрланган	7 ва 8 аниқлик даражаси билан тайёрланган		
Цилиндрик	0,99	0,98	0,975—0,97	0,96..0,95
Конуссимон	0,98	0,96	0,96 —0,95	0,95..0,94

4. Иккинчи поғонадаги буровчи моментнинг қиймати катта бўлганлигидан ўлчамлари ҳам катта бўлиши керак. Шунинг учун ҳисоблашни шу поғонадан бошлаймиз. Лойиҳаланаётган узатма ёпиқ узатма бўлганлигидан улар асосан контакт кучланиш асосида лойиҳаланади. Шундай қилиб, (215) формула воситасида иккинчи поғона учун, марказлараро масофанинг тахминий қиймати топилади:

$$a_{\omega 2} = K_a (u_2 + 1) \sqrt[3]{T_3 K_{H\beta} / (u_2^2 \psi_{ba} \sigma_{HP}^2)} =$$

$$= 495 (4 + 1) \sqrt[3]{807 \cdot 1,08 / (4^2 \cdot 0,4 \cdot 550^2)} \approx 185 \text{ мм.}$$

Бу ерда 99-шаклдан $K_{H\beta} = 1,08$; 32-жадвалдан $\psi_{bd} = 1$ ва (216) тенгликдан $\psi_{ba} = \frac{2\psi_{bd}}{(u_2 + 1)} = \frac{2 \cdot 1}{4 + 1} = 0,4$ ҳамда 35-жадвалдан $K_a = 495$ эканлиги эътиборга олинган.

Демак,

$$b_{\omega 3} = \psi_{ba} \cdot a_{\omega 2} = 0,4 \cdot 185 = 74 \text{ мм } (b_{\omega 4} = b_{\omega 3})$$

36-жадвалдан $\psi_m = 30$ қилиб оламиз, у ҳолда $m = 74/30 = 2,46$ мм. Топилган m нинг қийматини стандарт қиймат билан мослаштирамиз (46-жадвал).

46-жадвал

Амалда кўпроқ ишлатиладиган модулар қиймати (СТ СЭВ 310—76)

Қаторлар	Модуль m , мм
1	1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25.
2	1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22.

Эслатма: иложи борича, биринчи қатордаги қийматлардан фойдаланиш тавсия этилади.

46-жадвалдан $m = 2,5$ мм қилиб оламиз.

5. Шестерня ва филдирак тишларининг тахминий сонини (220) формуладан аниқлаймиз:

$$z_2 = \frac{2a_{\omega 2}}{m} = \frac{2 \cdot 185}{2,5} = 148; \quad z_3 = \frac{z_2}{u_2 + 1} = \frac{148}{4 + 1} \approx 29.$$

Шестерня тишларининг сонини $z_3 = 28$ қилиб танлаймиз. У ҳолда

$$z_4 = u_2 z_3 = 4 \cdot 28 = 112.$$

Филдиракларнинг геометрик ўлчамларини аниқлаймиз.

$$b_{\omega 3} = 2,5 \cdot 30 = 75 \text{ мм } (b_{\omega 4} = b_{\omega 3}).$$

$$d_3 = d_{\omega 3} = m z_3 = 2,5 \cdot 28 = 70 \text{ мм}; \quad d_4 = d_{\omega 4} = m z_4 = 2,5 \cdot 112 = 280 \text{ мм};$$

$$d_{a3} = d_3 + 2m = 70 + 5 = 75 \text{ мм}; \quad d_{a4} = d_4 + 2m = 280 + 5 = 285 \text{ мм};$$

$$d_{f3} = d_3 - 2,5m = 70 - 6,25 = 63,75 \text{ мм}; \quad d_{f4} = d_4 - 2,5m = 280 - 6,25 = 273,75 \text{ мм}.$$

Демак,

$$a_{\omega 2} = \frac{d_3 + d_4}{2} = \frac{70 + 280}{2} = 175 \text{ мм бўлади.}$$

6. Ўлчамлари аниқланган узатманинг мустаҳкамлигини контакт кучланиш бўйича текшираемиз:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_e \sqrt{\omega_{Ht} (u_2 + 1) (d_{w3} u_2)} \leq \sigma_{HP}$$

Формула таркибидаги параметрларни топамиз. 34-жадвалдан $Z_H = 1,76$; 35-жадвалдан $Z_M = 274$. Тавсия бўйича $Z_e = 1$; айлана куч $F_{t3} = 2T_2 / d_{w3} = 2 \cdot 208 / 0,07 = 5942$ Н; айлана тезлик $v = \pi d_{w3} \cdot n_2 / 60 = 3,14 \cdot 0,07 \cdot 288 / 60 = 1,05$ м/с; солиштирма айлана динамик куч (212б) формулага кўра $\omega_{Hv} = \delta_H g_0 v \sqrt{a_w / u_2} = 0,006 \cdot 56 \cdot 1,05 \sqrt{175/4} = 2,33$ Н/мм бўлади, бу ерда 31-жадвалдан $g_0 = 56$; 33-жадвалдан $\delta_H = 0,006$ қилиб олинган. (212 а) тенгликка биноан, динамикавий коэффициент: $K_{Hv} = 1 + \omega_{Hv} \cdot b_{w3} / (F_{t3} K_{H\alpha} K_{H\beta}) = 1 + 2,33 \cdot 75 / (5942 \cdot 1 \cdot 1,08) = 1,027$, бу ерда юқорида баён қилинган тавсияларга биноан тўғри тишли филдираклар учун $K_{H\alpha} = 1$ ва 99-шаклдан $K_{H\beta} = 1,08$ эканлиги эътиборга олинган. Умуман, амалий ҳисоблашларда K_{Hv} коэффициентни тўғри тишли филдираклар учун 1,03 .1,1 оралиғида олиш мумкин. Шундай қилиб, (212) формуладан солиштирма айлана кучнинг ҳисобий қиймати топилади:

$$\omega_{Ht} = \frac{F_{t3}}{b_{w3}} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} = \frac{5942}{75} \cdot 1,08 \cdot 1,027 = 87,87 \text{ Н/мм.}$$

Шундай қилиб,

$$\sigma_H = 1,76 \cdot 274 \cdot 1 \sqrt{87,87 \cdot (4 + 1) / (70 \cdot 4)} = 604,07 < \sigma_{HP} = 650 \text{ МПа.}$$

7. Тишларнинг мустаҳкамлигини эгувчи кучланиш бўйича текшираемиз.

97-шаклдан $x = 0$ бўлган ҳол учун

$$Y_{F3} = 3,82$$

$$Y_{F4} = 3,6$$

σ_{FP} / Y_P нисбатларини аниқлаймиз:

$$\sigma_{FP3} / Y_{F3} = 230 / 3,82 = 60,2;$$

$$\sigma_{FP4} / Y_{F4} = 200 / 3,6 = 55,6.$$

Ҳисоблашни филдиракка нисбатан бажарамиз. 99-шаклдан $K_{F\beta} = 1,15$ ва мавжуд тавсияга биноан $\delta_P = 0,016$; $K_{F\alpha} = 1$, g_0 , v , a_w ларнинг қиймати юқорида аниқлангани каби бўлади.

$$\omega_{Fv} = 0,016 \cdot 56 \cdot 1,05 \cdot \sqrt{175/4} = 6,2 \text{ Н/мм.}$$

Филдиракдаги айлана куч:

$$F_{t4} = \frac{2T_3}{d_4} = \frac{2 \cdot 807}{0,28} = 5764 \text{ Н;}$$

(200) формуладан (ёки 30- жадвалдан):

$$K_{Fv} = 1 + \frac{w_{Fv} b_{w4}}{F_{t4} K_{F\alpha} K_{F\beta}} = 1 + 6,2 \cdot 75 / (5764 \cdot 11,15) = 1,065;$$

(195) формуладаги

$$w_{Ft} = (5764/75) \cdot 1,15 \cdot 1,065 = 100,8 \text{ Н/мм.}$$

Демак,

$$\sigma_F = Y_F \frac{w_{Ft}}{m} = 3,6 \frac{100,8}{2,5} = 145 \text{ МПа} < \sigma_{FP} = 200 \text{ МПа}$$

8. Биринчи поғонадаги қия тишли жуфтни ҳисоблаймиз (215) формуладан a_{w1} ни аниқлаймиз. Бунинг учун аввало $\psi_{bd} = 1$ қилиб олиб, (216) тенгликдан ψ_{ba} ни топамиз;

$$\psi_{ba} = \frac{2\psi_{bd}}{u_1 + 1} = \frac{2 \cdot 1}{5 + 1} \approx 0,3.$$

99- шаклдан $K_{H\beta} = 1,08$ ва 35- жадвалдан $K_a = 430$ эканлигини аниқлаймиз. Демак: $a_{w1} = K_a (u_1 + 1) \sqrt[3]{T_2 K_{H\beta} / (u_1^2 \psi_{ba} \sigma_{HP}^2)} =$

$$= 430(5 + 1) \sqrt[3]{\frac{208 \cdot 1,08}{5^2 \cdot 0,3 \cdot 600^2}} = 113,5 \text{ мм,}$$

бу ерда узатма қия тишли бўлганлиги учун $\sigma_{HP} = 0,5(\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}) = 0,5(550 + 650) = 600 \text{ МПа}$ қилиб олиш тавсия этилади.

$a_{w1} = 120 \text{ мм}$ қилиб оламиз:

Шестернянинг тахминий эни:

$$b_{w1} = a_{w1} \cdot \psi_{ba} = 120 \cdot 0,3 = 36 \text{ мм.}$$

36- жадвалдан $\psi_m = 30$ қилиб олиб, m_n ни топамиз:

$$m_n = \frac{36}{30} = 1,2 \text{ мм; 46- жадвалдан}$$

$m_n = 1,5$ қилиб танлаймиз.

9. Тишлар сонини аниқлаймиз. Бунинг учун тахминан $\beta = 20^\circ$ деб қабул қиламиз ($\beta = 8^\circ$ — 25° қилиб олиш мумкин):

$$z_\Sigma = \frac{2a_{w1}}{m_t} = \frac{2a_{w1} \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 120 \cdot 0,9397}{1,5} = 150$$

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u_1 + 1} = \frac{150}{5 + 1} = 25$$

Демак, $z_1 = 25$ бўлганда $z_2 = 25 \cdot 5 = 125$ эканини топамиз. Кабул қилинган қиялик бурчагига аниқлик киритамиз:

$$\cos \beta = \frac{z_\Sigma m_n}{2a_{w1}} = \frac{150 \cdot 1,5}{2 \cdot 120} = 0,9375,$$

бу ердан $\beta = 20^\circ 22'$

Филдиракларнинг геометрик ўлчамларини топамиз:

$$d_{w1} = d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{1,5 \cdot 25}{0,9375} = 40 \text{ мм, } d_{w2} = d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{1,5 \cdot 125}{0,9375} = 200 \text{ мм,}$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 40 + 2 \cdot 1,5 = 43 \text{ мм}, \quad d_{a2} = 200 + 2 \cdot 1,5 = 203 \text{ мм},$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n = 40 - 2,5 \cdot 1,5 = 36,25 \text{ мм}, \quad d_{f2} = 200 - 2,5 \cdot 1,5 = 196,25 \text{ мм}.$$

Марказлараро масофа a_{w1} нинг ҳақиқий қиймати $a_{w1} = \frac{40 + 200}{2} = 120 \text{ мм}$. Филдирак эни $b_{w2} = \psi_{ba} \cdot a_{w1} = 0,3 \cdot 120 = 36 \text{ мм}$.

Шестерня эни $b_{w1} = 36 + 4 = 40 \text{ мм}$.

10. Ўлчамлари аниқланган узатманинг мустаҳкамлигини контакт кучланиш бўйича текшираемиз. Юқоридагига ўхшаш, бунинг учун зарур параметрларни аниқлаймиз. 34- жадвалдан $Z_H = 1,67$; 35- жадвалдан $Z_M = 274$; $Z_e = \sqrt{1/\epsilon_\alpha} = \sqrt{1/1,612} = 0,787$, бу ерда $\epsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(1/z_1 + 1/z_2)] \cos \beta = [1,88 - 3,2(1/25 + 1/125)] \cdot 0,9375 = 1,612$. $\epsilon_\beta = b_{w2} \cdot \sin \beta / (\pi m_n) = 36 \cdot 0,3477 / (3,14 \cdot 1,5) = 2,66$; айлана куч $F_t = 2T_1/d_1 = 2 \cdot 43,1/0,04 = 2150 \text{ Н}$;

$$\text{айлана тезлик, } v = \frac{\pi d_1 n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,041440}{60} = 3,01 \text{ м/с}.$$

Айлана динамикавий куч:

$$\dot{w}_{Hv} = \delta_H g_0 v \sqrt{a_{w1} u_1} = 0,002 \cdot 56 \cdot 3,01 \sqrt{120/5} = 1,65 \text{ Н/мм}.$$

тавсияларга асосан $K_{H\alpha} = 1,08$ қилиб олиб K_{Hv} ни топамиз.

$$K_{Hv} = 1 + w_{Hv} b_{w2} / (F_t K_{H\alpha} K_{H\beta}) = 1 + 1,65 \cdot 36 / (2150 \cdot 1,08 \cdot 1,08) = 1,023,$$

(212) формуладан айлана кучнинг ҳисобий қиймати;

$$w_{Ht} = \frac{F_t}{b_{w2}} K_{H\beta} K_{Hv} = \frac{2150}{36} \cdot 1,08 \cdot 1,023 = 66 \text{ Н/мм}$$

Шундай қилиб,

$$\sigma_H = 1,67 \cdot 274 \cdot 0,787 \cdot \sqrt{66(5+1)(40 \cdot 4)} = 566,5 \text{ МПа} < \sigma_{Hpr} = 650 \text{ МПа}.$$

11. Тишларнинг мустаҳкамлигини эгувчи кучланиш бўйича текшираемиз. 97- шаклдан $x = 0$ бўлганда:

$$Y_{F1} = 3,9; \frac{\sigma_{FP1}}{Y_{F1}} = 230/3,9 \approx 59,$$

$$Y_{F2} = 3,6; \frac{\sigma_{FP2}}{Y_{F2}} = 200/3,6 = 55,5.$$

Ҳисоблаш филдиракка нисбатан бажарилади. 99- шаклдан $K_{F\beta} = 1,15$; g_0 , v , a_{w1} ларнинг қиймати юқоридагича бўлади;

$$w_{Fv} = 0,006 \cdot 56 \cdot 3,01 \cdot \sqrt{120/5} = 4,95 \text{ Н/мм}.$$

Филдиракдаги айлана куч:

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 208}{0,2} = 2080 \text{ Н}.$$

$$(200) \text{ формуладан } K_{Fv} = 1 + w_{Fv} b_w / (F_{t2} K_{F\alpha} K_{F\beta}) =$$

$$= 1 + 4,95 \cdot 36 / (2080 \cdot 0,906 \cdot 1,15) = 1 + 0,094 = 1,094;$$

$$K_{F\alpha} = [4 + (\epsilon_{\alpha} - 1)(n' - 5)] / 4\epsilon_{\alpha} = [4 + (1,6 - 1)(8 - 5)] / (4 \cdot 1,6) = 0,906;$$

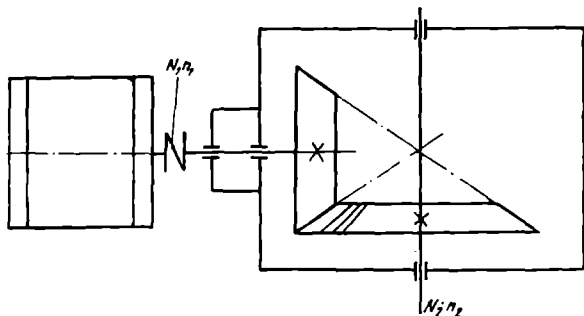
бунда δ — тозалик даражаси ва $\epsilon_{\alpha} \approx 1,6$ қилиб олинган.

$$\omega_{Ft} = \frac{F_{t2}}{b_{w_2}} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} = \frac{2080}{36} \cdot 0,906 \cdot 1,15 \cdot 1,094 = 65,85 \text{ Н/мм}$$

Демак, $Y_e = 1$ ва $Y_{\beta} \approx \cos \beta$ қилиб олингани ҳолда:

$$\sigma_F = Y_F Y_e Y_{\beta} \frac{\omega_{Ft}}{m} = 3,6 \cdot 1 \cdot \frac{65,85}{1,5} \cos \beta = 3,6 \cdot \frac{65,85}{1,5} \cdot 0,9378 = 148 \text{ МПа} < \sigma_{FP} = 230 \text{ МПа}$$

10-масала. Қуйида берилган маълумотлар асосида конуссимон филдиракли узатма (128-шакл) ҳисоблансин: етакчи валдаги қувват $N_1 = 10$ кВт, валларнинг айланишлар частотаси $n_1 = 640$ мин⁻¹; $n_2 = 200$ мин⁻¹, Ф. И. К. $\eta = 0,96$; ишлаш муддати 5000 соат; филдираклар фақат бир томонга айланади; нагрузка бир меъёрда таъсир этади. Вал ўқларининг кесишув бурчаги $\delta = 90^\circ$; филдирак энининг коэффициенти $\psi_{be} = b_w / R_e = 0,25$.



128-шакл. Конуссимон филдиракли редукторнинг схемаси.

Е ч и ш: 1. Филдирак ва шестерня учун олдинги масаладаги сингари 40Х маркали пўлатни танлаб, рухсат этилган кучланишларни топамиз.

Филдирак учун $\sigma_{HP} = 550$ МПа; $\sigma_{FP} = 200$ МПа; шестерня учун $\sigma_{HP} = 650$ МПа; $\sigma_{FP} = 230$ МПа.

2. Берилганлар асосида узатиш сонини аниқлаймиз:

$$u = \frac{640}{200} = 3,2,$$

3. Узатиш сонидан фойдаланиб, бошланғич конус бурчакларини аниқлаймиз.

$$\operatorname{tg} \delta_2 = 3,2; \delta_2 = 72^\circ 40'; \delta_1 = 90^\circ - 72^\circ 40' = 17^\circ 20'$$

4. Валлардаги буровчи момент қийматларини аниқлаймиз:

$$T_1 = 9550 \frac{N_1}{n_1} = 9550 \cdot \frac{10}{640} = 149,2 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_2 = T_1 u \eta = 149,2 \cdot 3,2 \cdot 0,96 = 458,3 \text{ Нм.}$$

5. (234) формула асосида конуслик масофаси топилади; 35- жадвалдан $K_R = 520$. 99- шаклдан $K_{HP} = 1,16$ эканлигини аниқлаймиз.

$$\text{Шундай қилиб, } R_e = K_R \sqrt[3]{\frac{u^2 + 1}{T_1 K_{HP} [(1 - 0,5 \psi_{be})^2 \sigma_{np}^2 \psi_{be} u]}} = \\ = 520 \cdot \sqrt[3]{\frac{3,2^2 + 1}{149,2 \cdot 1,16 [(1 - 0,125)^2 \cdot 550^2 \cdot 3,2 \cdot 0,25]}} = 170,3 \text{ мм,}$$

$R_e = 170$ мм қилиб оламиз.

6. Ташқи диаметр ва модулни аниқлаймиз:

$$d_{e1} = 2R_e \sin \delta_1 = 2 \cdot 170 \cdot 0,2979 = 101,28 \text{ мм;}$$

$$d_{e2} = 2R_e \sin \delta_2 = 2 \cdot 170 \cdot 0,9546 = 324,56 \text{ мм.}$$

Тиш узунлиги $b_w \approx 0,25 \cdot 170 = 42,5$ мм; Одатда, $b_w \geq 10 m_{te}$ Демак,

$$m_{te} = \frac{b_w}{12} = \frac{42,5}{12} = 3,54 \text{ мм.}$$

7 46- жадвалдан $m_{te} = 4$ мм қилиб оламиз. у ҳолда $d_{e1} = m_{te} z_1$ дан $z_1 = \frac{d_{e1}}{m_{te}} = \frac{101,28}{4} \approx 25$; $z_2 = z_1 u = 25 \cdot 3,2 \approx 80$ бўлади.

8. Модуль ҳамда тишлар сони яхлитланганлиги сабабли конуслик масофасининг ва d_{e1} , d_{e2} , d_{m1} ларнинг ҳақиқий қийматини топамиз: $d_{e1} = m_{te} z_1 = 4 \cdot 25 = 100$ мм, $d_{e2} = m_{te} z_2 = 4 \cdot 80 = 320$ мм;

$$d_{m1} = d_{e1} - b_w \sin \delta_1 = 100 - 42,5 \cdot 0,2979 = 87,34 \text{ мм;}$$

$$d_{m2} = d_{m1} \cdot u = 87,34 \cdot 3,2 = 279,48 \text{ мм.}$$

$$R_e = \sqrt{\left(\frac{d_{e1}}{2}\right)^2 + \left(\frac{d_{e2}}{2}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{100}{2}\right)^2 + \left(\frac{320}{2}\right)^2} = 167,63 \text{ мм;}$$

9. Узатманинг контакт кучланиш бўйича мустақамлигини текшираемиз:

$$\sigma_H = Z_H Z_m Z_\epsilon \sqrt{\frac{\omega H V u^2 + 1}{0,85 \cdot d_{m1} u}} \leq \sigma_{np}$$

34- жадвалдан $Z_H = 1,76$; 35- жадвалдан $Z_m = 274$; тавсияга биноан $Z_\epsilon = \sqrt{(4 - \epsilon_\alpha) \cdot 3}$;

$$\epsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(1/z_{v1} + 1/z_{v2})] \cos \beta;$$

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{25}{0,9546} = 26;$$

$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{80}{0,2979} = 268$. Демак, $\epsilon_\alpha = [1,88 - 3,2 \cdot (1/26 + 1/268)] = 1,75$; $Z_\epsilon = \sqrt{(4 - 1,75) \cdot 3} = 0,866$. Айлана қучни топамиз: $F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 149,2}{0,0873} = 3418 \text{ Н.}$

Солиштирма ҳисобий айлана куч:

$$\omega_{H1} = \frac{F_{11} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}}{b_w} = \frac{3418 \cdot 1 \cdot 1,16 \cdot 1,7}{42,4} = 99,8 \text{ Н/мм},$$

бу ерда тўғри тишли ғилдираклар учун қилинган тавсияларга биноан $K_{H\alpha} = 1$; 99-шаклдан $K_{H\beta} = 1,16$; $K_{H\nu} = 1,07$ қилиб олинган, чунки тўғри тишли узатмалар учун $K_{H\nu} = 1,05 - 1,1$ оралиғида олиниши мумкин. Шундай қилиб,

$$\sigma_H = 1,76 \cdot 274 \cdot 0,866 \sqrt{99,8 \sqrt{3,2^2 + 1} (0,85 \cdot 87,34 \cdot 3,2)} = 495,6 \text{ МПа} < \sigma_{HP} = 550 \text{ МПа. (225) формула асосида узатманинг эғувчи кучланиш бўйича мустақкамлигини текшираемиз:}$$

$$\sigma_F = Y_F \frac{\omega F_l}{0,85 m_{tm}} = Y_F \frac{F_{11} K_{F\beta} K_{F\nu}}{0,85 b_w m_{tm}} \leq \sigma_{FP}.$$

97-шаклдан $z_{v1} = 26$ ва $z_{v2} = 268$ бўлган ҳоллар учун $Y_{F1} = 3,97$ ва $Y_{F2} = 3,77$ эканлигини топамиз. Ҳар бир ғилдирак учун σ_{FP}/Y_F нисбатни аниқлаймиз:

$$\sigma_{FP1}/Y_{F1} = 230/3,97 = 57,93;$$

$$\sigma_{FP2}/Y_{F2} = 200/3,77 = 53,05.$$

Демак, ҳисоблаш ғилдиракка нисбатан бажарилиши керак.

99-шаклдан ғилдиракка тааллуқли қиймат сифатида $K_{F\beta} = 1,31$ эканлигини аниқлаймиз. Бунинг учун $\psi_{bd} = 0,6$ қилиб танлаймиз. 30-жадвалдан $K_{F\nu} = 1,2$ қилиб белгилаймиз.

$$m_{tm} = m_{te} - \frac{b_w \sin \delta_2}{z_2} = 4 - \frac{42,5 \cdot 0,9546}{80} = 3,493 \text{ мм}.$$

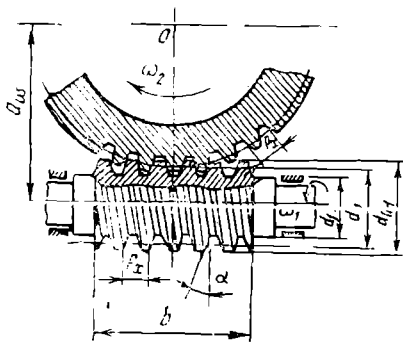
Шундай қилиб,

$$\sigma_F = 3,77 \cdot 3418 \cdot 1,31 \cdot 1,2 / (0,85 \cdot 42,5 \cdot 3,493) = 160,5 \text{ МПа} < \sigma_{FP} = 200 \text{ МПа}.$$

Х БОБ. ЧЕРВЯКЛИ УЗАТМАЛАР

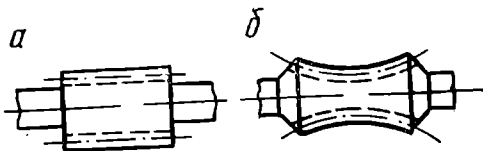
26-§. Умумий маълумотлар

Червякли узатмалар валларнинг ўқлари айқаш бўлган ҳолларда ишлатилади. Айқашлик бурчагининг қиймати ҳар хил бўлиши мумкин. Бироқ амалда, у асосан, 90° бўлади. Бундай узатма алоҳида шакли червяк ғилдираги билан резьбали вал червякдан тузилади (129-шакл). Червякли узатманинг ишлаш принципи винтли жуфтнинг ишлаш принципи кабилар Бундай узатманинг афзалликлари



129-шакл. Червякли узатма.

жумласига қўйидагилар киради: а) тузилиши оддий, ўзи эса ихчам бўлиб, бир погонанинг ўзида узатиш сони катта бўлади; б) равон ва шовқинсиз ишлайди; в) ўзи тормозланувчи қилиб тайёрланиши мумкин; г) ишончли ишлайди. Камчиликлари жумласига:



130-шакл. Цилиндрик ва глобoid червяк.

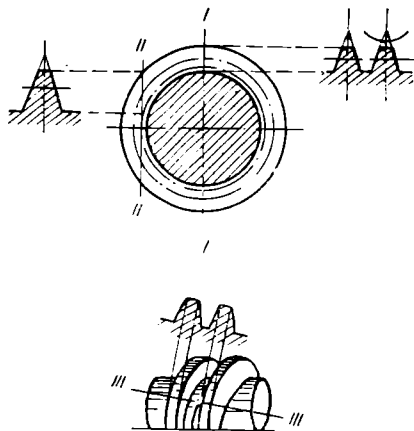
а) фойдали иш коэффициентининг нисбатан кичиклиги; б) филдирак тишларининг тез ейилиши; в) филдирак учун қимматбаҳо металл (бронза) ишлатиш зарурлиги киради.

Червякли узатмалар, червяк танасининг тузилишига қараб, цилиндрлик ва глобoid (130-шакл); червяк ўрамларининг шаклига қараб, архимед, эвольвента, конволюта шаклли; червякнинг филдиракка нисбатан эгаллаган ўрнига қараб, червяги пастда, ёнида, тепада жойлашган; ўраб турадиган корпуси бор-йўқлигига қараб, очиқ ва ёпиқ; вазифасига қараб эса куч ва момент узатадиган ёки кинематик жиҳатдан фойдаланиладиган турларга бўлинади.

Агар червяк ўз ўқиға тик текислик билан кесилганда ҳосил бўлган шаклнинг изи Архимед спиралига ўхшаш бўлса, бу червяк Архимед червяги деб, агар ҳосил бўлган из эвольвентага ўхшаш бўлса, эвольвентавий червяк деб аталади. Ҳосил бўлган шаклнинг изи қисқартирилган ёки чўзилган эвольвентага ўхшаш бўлса, бундай червяк конволютавий червяк дейилади. Архимед червяги ўз ўқи бўйлаб ўтадиган текислик билан кесилса, ҳосил бўлган ўрам профили (кўндаланг кесими) тенг ёнли трапеция шаклида бўлади. Ўрам профили учун худди шу хилдаги трапеция эвольвентавий червяк унинг асосий айланасига ўринма текислик билан кесилганда ва конволютавий червяк ўрам йўналишига тик текислик билан кесилганда ҳосил бўлади (131-шакл). Сўнгги йилларда думалаб ишқаланиш принципида ишлайдиган червякли узатмалар ҳам пайдо бўлди. Бундай узатма червягининг ўрамлари орасида думалайдиган шариклар жойлашган бўлиб, филдирак тишлари шу шарикларга мослаштирилган ўйиқча тарзида тайёрланади (132-шакл).

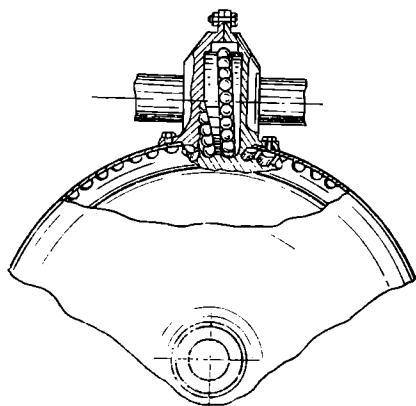
Ҳозирги вақтда машинасозликда, асосан, архимед червякларидан фойдаланилади, чунки бундай червяклар одатдаги токарлик станокларида тайёрланиши мумкин. Червяк филдираги, кўпинча, червяк шаклидаги фреза билан тайёрланади. Айрим ҳолларда бу мақсадда кескичлардан ҳам фойдаланиш мумкин. Червяк шаклидаги фреза худди червякнинг ўзига ўхшаш бўлиб, фақат сиртқи диаметри ҳақиқий червяк диаметридан икки радиал оралиқча катта бўлади.

Филдирак заготовкасига тишлар қирқиш жараёнида кесувчи асбоб билан заготовканинг ҳаракати узатмадаги червяк ва филдиракнинг ўзаро ҳаракати каби бўлади. Қирқишнинг бундай усули червякнинг асосий геометрик ўлчамларини стандартлаштириш имконини беради (ГОСТ 2144—76) ГОСТ 3675—56 га кўра червякли узатмалар тайёрлаш учун 12 та аниқлик даражаси белгиланган. Кинематика нуқтаи назаридан юқори аниқлик билан ишлаши талаб қилинган узатмаларни



131-шакл Червяк турлари:

I — Архимед червяги; II — эвольвентавий червяк; III — конволютавий червяк.



132-шакл. Думалаб ишқаланиш асосида ишлайдиган червякли узатма.

3, 4, 5 ва 6-аниқлик даражаси билан, куч-ва момент узатиш учун мулжалланган узатмаларни эса 5,6,7,8 ва 9-аниқлик даражаси билан тайёрлаш тавсия этилади.

УЗАТМАНИНГ ГЕОМЕТРИЯСИ ВА КИНЕМАТИКАСИ

Червякли узатмаларда ҳам, тишли узатмалардагидек, бошланғич, бўлиш, ички ва сиртқи диаметрлар узатманинг асосий геометрик параметрларидир. Бу узатмаларнинг тишли узатмалардан фарқи шуки, улардаги айлана-тезликларнинг йўналиши тишли узатмалардагидек бир-бирига мос бўлмай, айқашлик бурчаги остида кесишади. Илашманинг қадами сифатида рейканинг червяк ўқи бўйлаб ўтган текислик билан кесилганда ҳосил бўлган қадами p_x (129-шакл), модуль сифатида эса шу қадамнинг (p_x нинг) π га нисбати олинади.

Червякнинг умумий тузилиши ҳамда ишлаши трапецияodal профилли винтаникага ўхшайди. Унинг резъбаси ҳам бир киримли ёки кўп киримли бўлиши мумкин. Киримлар сони z_1 билан белгиланади ва уни 1 4 оралиғида қилиб олиш тавсия этилади. Архимед червяги учун геометрик параметрлар ва уларнинг қийматлари қуйидагича топилади; $\alpha = 20^\circ$ — ўқ бўйлаб ўтказилган кесимдаги профил бурчаги; $m = p_x/\pi$ ўқ бўйича аниқланган модуль;

$q = d_1/m$ — червякнинг нисбий диаметри, унинг қиймати, m га қараб, 47-жадвалдан олинади.

47-жадвал

m ва q нинг тавсия этиладиган қийматлари (ГОСТ 2144—76)

m	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8	10	12,5	16	20
q	10	10	10	10	10	8	8	8	8	8	8
	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	10	10	10	10	10
	16	16	16	16	16	16	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5

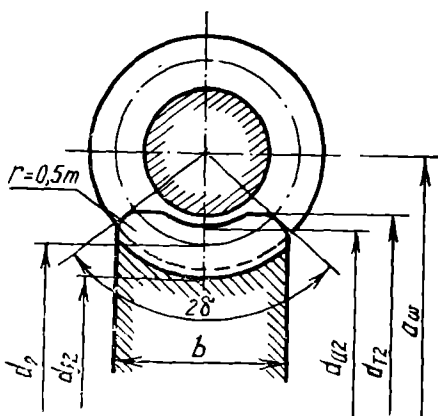
$d_1 = qm$ — бўлиш диаметри (129-шакл);
 $d_{a1} = d_1 + 2m$ — сиртқи диаметри;
 $d_{f1} = d_1 - 2,4m$ — ички диаметри; b_1 — червякнинг ўрамлар қирқилган қисми узунлиги; b_1 нинг қиймати 48-жадвалдаги ифодалар ёрдамида аниқланади.

48-жадвал

Силжитиш коэффициенти	Червякнинг киримлари сони, z_1	
	1—2	3—4
0	$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m$
-0,5	$b_1 \geq (8 + 0,06z_2)m$	$b_1 \geq (9,5 + 0,09z_2)m$
-1,0	$b_1 \geq (10,5 + z_1)m$	$b_1 \geq (10,5 + z_1)m$
0,5	$b_1 \geq (11 + 0,1z_2)m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,1z_2)m$
1,0	$b_1 \geq (12 + 0,1z_2)m$	$b_1 \geq (13 + 0,1z_2)m$

Червяк филдирагининг ўлчамлари (133-шакл) қуйидагича аниқланади: $d_2 = mz_2$ — бўлиш диаметри; $d_{a2} = d_2 + 2m$ — тиш учи диаметри; $d_{f2} = d_2 - 2,4m$ — тиш туби диаметри.

Филдиракнинг эни b_2 ва сиртқи диаметри d_{T2} қийматлари 49-жадвал асосида белгиланади.



133-шакл. Червяк филдирагининг геометрик ўлчамлари.

49-жадвал

z_1	1	2...3	4
d_{T2}	$d_{a2} + 2m$	$\leq d_{a2} + 1,5m$	$\leq d_{a2} + m$
b_2	$\leq 0,75 d_{a1}$		$0,67 d_{a1}$

Червяк филдирагининг тиши червяк танасини ёй бўйлаб $2\delta = 100^\circ$ бурчак остида қамраб туради. Тишлар сонини $z_2 \geq 28$ қилиб олиш тавсия этилади.

Марказлараро масофа:

$$a_w = 0,5m(q + z_2). \quad (270)$$

Узатмага ўзгартириш киритиш ғилдирак тишларини ўзгартиришдан иборат бўлади, червяк эса тузатилмайди. Шунинг учун червякнинг ўлчамлари деярли ўзгармайди. Фақат бошланғич диаметри катталашиб $d_{w1} = (q + 2x)m$ бўлади. Агар a_w маълум бўлса, силжитиш коэффициенти қуйидагича аниқланади:

$$\left. \begin{aligned} x &= \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2), \\ a_w &= 0,5m(q + z_2 + 2x). \end{aligned} \right\} \quad (271)$$

ёки

Ўзгартириш натижасида червяк ғилдирагининг диаметрлари қуйидагича ўзгаради:

$$\left. \begin{aligned} d_{a2} &= m(z_2 + 2 + 2x), \\ d_{f2} &= m(z_2 - 2,4 + 2x). \end{aligned} \right\} \quad (272)$$

Ғилдиракнинг қолган ўлчамлари ўзгармайди. Одатда, ўзгартириш коэффициенти $x = \mp 1$ қилиб олинади.

Червяк ғилдирагининг ҳамда червяк бошланғич айланасининг айлана тезликлари ҳар хил бўлиб, бир-бири билан 90° бурчақ ҳосил қилади. Шунинг учун червякли узатмаларда узатиш сонини бошланғич айланаларнинг диаметрлари орқали ифодалаб бўлмайди:

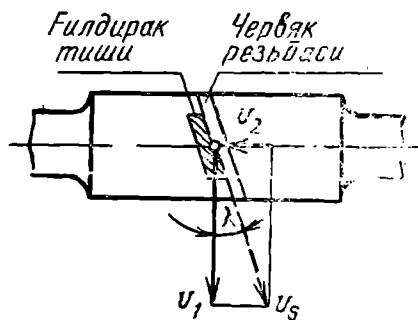
$$u \neq \frac{d_2}{d_1}$$

Агар червяк бир киримли қилиб тайёрланган бўлса, у бир марта айланганда, ғилдирак ўз ўқи атрофида битта тишга мос бурчакка бурилади. Демак, ғилдиракнинг бир марта тўла айланиши учун червяк ғилдирак тишларининг сони қанча бўлса, шунча айланиши керак. Бошқача қилиб айтганда, бир киримли червяк билан ишлайдиган узатманинг узатиш сони ғилдирак тишларининг сонига тенг. Икки киримли червяк билан ишлаганда эса узатиш сони ғилдирак тишларининг сонидан икки марта кичик бўлади.

Шундай қилиб, червякли узатмаларда узатиш сони қуйидагича бўлади:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (273)$$

Қиримлар сони z_1 кўпинча, бир ёки иккига тенг бўлганлиги учун бир понаали червякли узатманинг узатиш сони жуда катта қийматга эга бўлиши мумкин. Одатда, кучга момент узатиш учун мўлжалланган узатмаларда $u = 10 \dots 60$; асбоб ҳамда механизмларнинг кинематик схемаларида $u = 300$ ва ундан ҳам ортиқ бўлиши мумкин. Ҳаракатда бўлган червякнинг ўрамлари ғилдирак тишларининг ён сиртида сир-



134-шакл. Червякли узатмада сирпаниш тезлигини топишга доир схема.

панади. Сирпаниш тезлиги v_s червякнинг винт чизигига уринма равишда йўналган бўлади. Унинг қийматини червяк ва ғилдирак айлана тезликларининг қийматларидан фойдаланиб аниқлаш мумкин (134-шакл):

$$v_s = \sqrt{v_1^2 + v_2^2} = \frac{v_1}{\cos \gamma}$$

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000}; \quad v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 1000}; \quad \frac{v_2}{v_1} = \operatorname{tg} \gamma, \quad (274)$$

бу ерда γ — червяк винтавий чизигининг кўтарилиш бурчаги. Одатда, $\gamma < 30^\circ$ бўлганлиги учун v_2 доимо v_1 дан, v_1 эса v_s дан кичик бўлади. Шу сабабли, тишлар тез ейилади ва узатманинг фойдали иш коэффициентини нисбатан кичик бўлади. γ нинг қийматини ҳуйидаги тенгликдан ҳам аниқлаш мумкин:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{p_x z_1}{\pi d_1} = \frac{\pi m z_1}{\pi d_1} = \frac{m z_1}{m q} = \frac{z_1}{q}. \quad (275)$$

Узатманинг фойдали иш коэффициенти. Червякли узатманинг фойдали иш коэффициенти винтли жуфтнинг фойдали иш коэффициенти аниқлангани каби аниқланади:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)} \quad (276)$$

Демак, червякли узатманинг коэффициентини винтавий чизикнинг кўтарилиш бурчаги γ ни ошириш (киримлар сонини кўпайтириш) ёки ишқаланиш бурчаги ρ ни (яъни ишқаланиш коэффициенти f ни) камайтириш ҳисобига ошириш мумкин.

Тажрибадан маълум бўлишича, ўз вақтида яхши мойлаб турилган шароитда ишқаланиш коэффициенти асосан сирпаниш тезлиги v_s га боғлиқ бўлади (50-жадвал).

50-жадвал

Ишқаланиш коэффициенти f ва ишқаланиш бурчаги ρ нинг сирпаниш тезлиги v_s га боғлиқлиги (червяк пўлатдан, ғилдирак бронзадан)

v_s м/с	f		ρ	
0,1	0,08	0,09	4°34'	5°09'
0,25	0,065	0,075	3°43'	4°17'
0,5	0,055	0,065	3°09'	3°43'
1	0,045	0,055	2°35'	3°09'
1,5	0,04	0,05	2°17'	2°52'
2	0,035	0,045	2°00'	2°35'
2,5	0,03	0,04	1°43'	2°17'
3	0,028	0,035	1°36'	2°00'
4	0,023	0,03	1°26'	1°43'
7	0,018	0,026	1°02'	1°29'
10	0,016	0,024	0°55'	1°22'
15	0,014	0,020	0°48'	1°09'

Червякли узатмалар лойиҳалашда фойдаланиш учун зарур бўлган ФИК нинг ўртача қиймати 51-жа двалда келтирилган.

51-жа двал

z_1	1		2		3		4	
η	0,7	0,75	0,75	0,82	0,82	0,87	0,87	0,92

Узатманинг ўлчамлари белгилангандан сўнг ФИК нинг аниқ қиймати (276) формула ёрдамида топилади. Одатда, червяк етакчи бўлади, лекин ҳаракатни филдиракдан червякка узатиш ҳам мумкин. Бундай ҳолларда ф. и. к.

$$\eta' = \frac{\operatorname{tg}(\gamma - \rho)}{\operatorname{tg} \gamma} \quad (277)$$

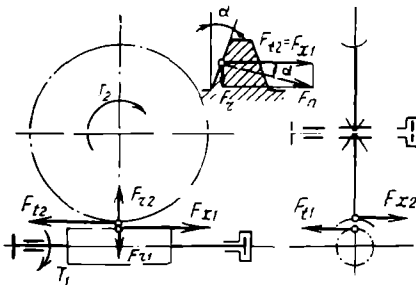
бўлади. Кўришиб турибдики, $\gamma \leq \rho$ қилиб олинса, $\eta' < 0$ бўлади. Демак, бундай ҳолларда ҳаракатни филдиракдан червякка узатиб бўлмайди, яъни узатма ўзи тормозланадиган жуфтга айланади. Червякли узатмаларнинг бу хусусиятларидан кўтариш машиналари ва шу каби механизмлардан фойдаланилади.

Табийки, ўзи тормозланадиган червякли узатмаларда $\gamma \leq \rho$ бўлганлиги учун (276) ифодага кўра, уларнинг ФИК ортиги билан 0,5 га тенг бўлиши мумкин.

Червякли узатмага ҳосил бўлаган кучлар. Ишлайётган узатманинг червяк ва филдирагида айлана, радиал ва ўқ бўйлаб йўналган кучлар пайдо бўлади. Червякдаги айлана куч миқдор жиҳатидан филдиракдаги ўқ бўйлаб йўналган кучга тенг бўлиб, қуйидаги ифодадан аниқланади (135-шакл):

$$F_{i1} = \frac{2T_1}{d_1} = F_{x_2} \quad (278)$$

Филдиракдаги айлана куч эса червякдаги ўқ бўйлаб йўналган кучга тенг:



$$F_{i2} = \frac{2T_2}{d_2} = F_{x_1} \quad (279)$$

Узатмадаги радиал куч қуйидагича бўлади:

$$F_r = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha. \quad (280)$$

Червяк ва филдиракдаги буровчи моментлар ўзаро қуйидагича боғланган:

$$T_2 = T_1 \eta. \quad (281)$$

135-шакл. Червякли узатмадаги кучлар.

63- §. Узатманинг мустақамлигини ҳисоблаш

Червякли узатмаларда тиш сиртининг ейилиш ва юлиниб чиқиш ҳоллари кўпроқ содир бўлади. Бунинг сабаби шуки, бундай узатмаларда сирпаниш тезлиги катта бўлади ва бу тезликнинг йўналиши ксн-такт чизигига нисбатан ноқулай жойлашади. Маълумки, сирпаниш тезлиги контакт чизигига тик йўналганда ишқаланишнинг олдини олиш энг қулай бўлади. Червякли узатмаларда эса бундай эмас. Шунинг учун филдирак тишлари тез ейилади ва червякка қараганда юмшоқ материалдан тайёрланганлиги учун ундаги тишларнинг сирти аста-секин юлиниб, червяк сиртига ёпиша боради. Бундай емирилишнинг олдини олиш учун узатмада антифрикцион материаллардан фойдаланилади ва ҳисоблаш асосан контакт кучланиш бўйича җолиб борилади. Эгувчи кучланиш бўйича ҳисоблаш червякли узатмалар учун ёрдамчи усулдир.

УЗАТМАНИ КОНТАКТ КУЧЛАНИШ БЎЙИЧА ҲИСОБЛАШ.

Тишли узатмаларни контакт кучланишга ҳисоблашда асосий формула сифатида фойдаланилган ифода

$$\sigma_n = \sqrt{\frac{q_u E_v}{\rho_v \cdot 2\pi(1 - \nu^2)}} \quad (282)$$

червякли узатмалар учун ҳам ўз кучини сақлайди. Архимед червяги учун ўқ бўйлаб ўтган текисликда ҳосил бўлган ўрам кесими тўғри чизиқ бўлгани учун унинг эгрилик радиуси чексизга тенг. Шунинг учун келтирилган эгрилик радиуси ρ_v ни аниқлашда червяк ўрамининг сирти эътиборга олинмайди, червяк филдирагини эса одатдаги қия тишли цилиндрик филдирак дейиш мумкин. Шунинг учун

$$\frac{1}{\rho_v} = \frac{2 \cos^2 \gamma}{d_2 \cdot \sin \alpha} \quad (283)$$

бўлади. Қия тишли узатмалардаги сингари, червякли узатмаларда ҳам узунлик бирлигига тўғри келадиган куч қуйидагича ифодаланади:

$$q_u = \frac{F_n}{l_\Sigma} = \frac{F_{t2}}{l_\Sigma \cos \alpha \cos \gamma} = \frac{2T_2 \cdot 360^\circ}{d_2 \pi d_1 2 \delta \epsilon_\alpha \xi' \cos \alpha} \quad (284)$$

бу ерда $l_\Sigma = \frac{\pi d_1 2\delta}{\cos \gamma \cdot 360^\circ} \cdot \epsilon_\alpha \xi'$ — контакт чизигининг минимал узунлиги (132-шакл); ϵ_α — ўқ бўйича олинган қопланиш коэффициенти; ξ' — филдирак тиши сиргининг червяк ўрами сиртига тегиб туриши тўла бўлмаслиги натижасида контакт чизиги узунлигининг кичрайишини ҳисобга олувчи коэффициент.

Эластиклик модулининг келтирилган қиймати қуйидагича бўлади:

$$E_v = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}, \quad (285)$$

бу ерда E_1 ва E_2 — червяк ва ғилдирак материалнинг эластиклик модули. Аниқланган қийматларни эътиборга олиб ҳамда $\alpha = 20^\circ$; $2\delta = 100^\circ$; $\varepsilon_\alpha = 1,82$; $\xi' = 0,75$; $E_1 = 2,15 \cdot 10^5$ МПа (пўлат учун) $E_2 = 0,9 \cdot 10^5$ МПа (бронза ва чўян учун) деб қабул қилиб, (282) формулани илгаригидек содалаштирсак, қуйидаги ифода келиб чиқади:

$$\sigma_H = \frac{170}{z_2/q} \sqrt{\left(\frac{z_2/q + 1}{a_w}\right)^3 T_2 K_H} \leq \sigma_{HP} \text{ МПа} \quad (286)$$

ёки

$$a_w = (z_2/q + 1) \sqrt[3]{\left[\frac{170}{(z_2/q)\sigma_{HP}}\right]^2 T_2 K_H} \text{ мм}, \quad (287)$$

бу ерда T_2 — ғилдиракдаги буровчи момент, Н·мм; $K_H = K_F = K_\sigma \cdot K_\beta$ — юкланиш коэффициенти (1,1 . 1,4) оралигида олинади. Бу ердаги юқори қийматлар ўзгарувчан юкланиш билан кқори тезликда ишлайдиган узатмалар учун олинади.

УЗАТМАНИ ЭГУВЧИ КУЧЛАНИШ БЎЙИЧА ҲИСОБЛАШ

Эгувчи кучланишга фақат ғилдирак тишларигина ҳисобланади, чунки червяк пўлатдан тайёрланганлигидан ўрамларнинг мустақамлиги доимо ғилдирак тишларининг мустақамлигидан юқори бўлади.

Червяк ғилдираги тиши асосининг кўндаланг кесими одатдаги қия тишли цилиндрик ғилдиракларникидан фарқ қилади. Тиш кесимининг шакли ғилдирак эни бўйича бир хил бўлмайди. Бундан ташқари, тиш асоси тўғри чизиқ бўйича эмас, балки айлана ёйи бўйича жойлашган бўлади. Бу ҳол эгувчи кучланишнинг аниқ қийматини топишни бирмунча қийинлаштиради. Шунинг учун ҳисоблаш ишларида червяк ғилдираги одатдаги қия тишли ғилдирак деб қаралади ва эгувчи кучланишни аниқлаш учун фойдаланиладиган (206) формулага қуйидаги тузатишлар киритилади.

1. Червяк ғилдираги тишининг эни унинг қоқ ўртасидан бошлаб, ғилдиракнинг икки четига томон кенгайиб боради. Шу сабабли ғилдирак тишларининг мустақамлиги одатдаги қия тишли ғилдирак тишлариникига қараганда тахминан 40 % юқори бўлади. Бу ҳолат эътиборга олинган тиш шаклининг коэффициенти Y_F нинг қиймати 52-жадвалда келтирилган.

52 - ж а д в а л .

Червяк ғилдираклари учун тиш шакли коэффициенти — Y_F нинг қийматлари

Z_V	20	24	26	28	30	33	35	37
Y_F	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61

z	40	45	50	60	80	100	150	300
Y_F	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

2. Червякли илашма учун:

$$Y_e = \frac{1}{\epsilon_\alpha \xi'} \approx \frac{1}{1,8 \cdot 0,75} = 0,74$$

бўлади.

3. Одатдаги узатмалар учун $\gamma \approx 10^\circ$ қилиб олинса, (206) формуладаги $Y_\beta \approx 0,93$ бўлади.

Айтилганларни эътиборга олган ҳолда червяк ғилдирагининг тишларини эгувчи кучланиш бўйича ҳисоблаш учун қуйидаги формула ёзилиши мумкин:

$$\sigma_F = 0,7 Y_F \frac{w_{Ft}}{m_n} \leq \sigma_{FP} \quad (288)$$

бу ерда $w_{Ft} = \frac{F_{t2}}{b_2} K_F$ — ғилдирак тишига таъсир этаётган солиштирма кучнинг ҳисобий қиймати; K_F — юкланиш коэффициенти, 1,1...1,4 оралиғида олинади; $m_n = m \cos \gamma$ — нормал модуль; Y_F — тиш шаклининг коэффициенти; Y_F — коэффициентнинг қиймати тишларнинг келтирилган сони

$$z_V = \frac{z_2}{\cos^2 \gamma}$$

га қараб, 52- жадвалдан олинади.

Зарурияг туғилганда червяк танасининг мустаҳкамлиги ҳам ҳисобланади. Бунинг учун червяк айлана куч F_{t1} , ўқ бўйлаб [йўналган куч F_{x1} ва радиал куч F_{r1} таъсирида бўлган вал деб қаралади.

64- §. Червякли узатмалар учун ишлатиладиган материаллар ва улар учун рухсат этилган кучланишлар

Узатмадаги сирпаниш тезлигининг қиймати нисбатан катта бўлганлиги учун червяк ва унинг ғилдираги учун ишлатиладиган материал антифрикцион жуфт ҳосил қилиши керак. Бу талабни етарли даражада қондириш учун червяк пўлатдан, унинг ғилдираги эса бронза ёки чўяндан тайёрланади.

Сирпаниш тезлиги 5 м/с дан ортиқ бўлган муҳим узатмаларда червяк ғилдираги учун антифрикцион хоссалари юқори бўлган БрОФ 10=1, БрОФ 10=0,5 ва БрОНФ маркали бронзалардан фойдаланиш тавсия этилади. Бу материалларнинг сифати яхши бўлгани билан анча қиммат туради. Шунинг учун сирпаниш тезлиги 5 м/с дан кичик бўлган узатмаларда червяк ғилдираги қалайсиз, БрАЖ-9, БрАЖН

10=4-4 маркали бронзалардан тайёрланган маъқул. Бу бронзалар нисбатан арзон бўлиб, етарли даражада мустаҳкамдир.

Сирпаниш тезлиги 2 м/с дан кичик бўлган ҳолларда червяк ғилдираги одатдаги чўянлардан тайёрланиши мумкин.

Текширишларнинг кўрсатишича, ғилдирак учун танланган материалнинг сифати қуйиш усулига ҳам боғлиқ. Шу сабабли, ғилдирак учун заготовкalar тайёрлашда иложи борича марказдан қочирма қуйиш усулидан фойдаланиш тавсия этилади, чунки бу усул билан тайёрланган заготовканинг ейилишга чидамлилиги бошқа усул билан тайёрланган заготовканикига қараганда юқори бўлади.

Ғилдиракларнинг қайси материалдан тайёрланганлигига қараб, улар учун рухсат этилган кучланишларнинг қийматлари 53-жадвалдан олинади.

Червяк учун ,15X, 15XA, 10X, 20XФ, 50, 40X ва 40XH маркали пўлатлар асосий материал ҳисобланади. Бу пўлатлардан тайёрланган червякларнинг мустаҳкамлигини ошириш учун улар термик ишланади ва, лозим бўлса, жилвирлаб, сўнгра жилоланади.

53- ж а д в а л

Червяк ғилдираклари тайёрлашда ишлатиладиган асосий материаллар ва улар учун рухсат этилган кучланишлар

Материал	Қуйиш усули	Механикавий хоссалари		σ _{нр} , МПа								σ _{тп} , МПа	
		σ _{оқ} МПа	σ _в МПа	сирпаниш тезлиги v _с м/с									
				0,5	1	2	3	4	6	8			
Бр0Ф10-1	Қум қолипга	140	200					130					50
	Металл қолипга	200	300					190					70
	Марказдан қочирма усулда	170	290					210					70
БрАЖ9-4 СЧ 15-32 СЧ 18-36 СЧ 12-28	Қум қолипга	200	400	250	230	210	180	160	120	90		80	
				130	115	86						38	
												43	
				115	100	72,5						34	

65- §. Пластмассаларнинг червякли узатмаларда ишлатилиши

Одатда, кинематикавий занжир сифатида фойдаланиладиган механизмларда ишлатиладиган червякли узатмаларда пластмассалар ишлатилади. Бундай ҳолларда червяк ва унинг ғилдираги текстолит ҳамда ҳар хил полиамиллардан тайёрланади ва геометрик ўлчамларини аниқлашга оид ҳисоблар қилинади. Баъзан, куч ва момент узатиш учун мўлжалланган узатмаларда ҳам пластмассадан тайёрланган ғилдираклар ишлатилиши мумкин. Бунинг учун, аввало, узатма ишлаётганда унда ҳосил бўладиган иссиқлик натижасида температура 90° С дан, сирпаниш тезлиги эса 3 м/с дан ошмаслиги ҳамда узатиладиган қувват миқдори катта бўлмаслиги лозим. Бундай ҳолларда чер-

вяк филдираги текстолитдан еки егоч қатламли пластик материалдан тайёрланиши мумкин. Бундай гилдиракларнинг мустаҳкамлигини ҳисоблаш пластмассадан тайёрланган қия тишли цилиндрик филдиракларнинг мустаҳкамлигини ҳисоблаш кабидир.

66- §. Узатманинг қизишини текшириш ва уни мойлаш

Кўпинча, узатманинг червяги айланиш тезлиги катта бўлган электрик двигателдан ҳаракатга келтирилади. Червякнинг тез айланиши ҳамда сирпаниш ҳодисасининг мавжудлиги узатмада кўп миқдор иссиқлик ҳосил бўлишига олиб келади. Узатманинг ҳаддан ташқари қизиб кетмаслигини таъминлаш учун зарур тадбирлар кўриш лозим. Бунинг учун, ҳосил бўладиган иссиқлик миқдори билан мавжуд шароитда олиб кетилиши мумкин бўлган иссиқлик миқдори аниқланиб, бир-бирига таққосланади ва лозим бўлган ҳолларда, олиб кетиладиган иссиқлик миқдорини ошириш чоралари белгиланади.

Узатмада ҳар секундда ҳосил бўладиган иссиқлик миқдори қуйидагича ифодаланади:

$$Q = (1 - \eta) N_1, \quad (289)$$

бу ерда N_1 — узатиладиган қувват, Вт; η — узатманинг ф. и. коэффиценти.

Табий ҳолда, узатмада ҳосил бўладиган иссиқликнинг бир қисми узатманинг (редукторнинг) корпусини ташқаридан ҳаво билан совитиш орқали олиб кетилади. Бундай ҳолда олиб кетиладиган иссиқлик миқдори қуйидагича бўлади:

$$Q_1 = K_T (t_1 - t_0) S, \quad (290)$$

бу ерда S — ҳаво билан совитиладиган юза, m^2 ; t_1 — редуктор ичининг ёки мойнинг температураси, $^{\circ}C$; t_0 — атрофдаги муҳитнинг (ҳавонинг) температураси, $^{\circ}C$; K_T — иссиқлик чиқариш коэффиценти $Вт/m^2$ град. Вентиляция қилинмайдиган ёпиқ хоналарда $K_T = 8 \dots 10$; шамоллатиб туриладиган хоналарда, $K_T = 13 \dots 18$ қилиб олинади.

Совитиладиган юза сифатида редуктор корпуси сиртининг ҳамма юзаси эмас, балки унинг ички томондан мой билан ювилиб, ташқи томондан эса ҳаво билан совитилиб турадиган қисми олинади. Шунинг учун редуктор ерга ўрнатилган бўлса, унинг таги совитилаётган юза ҳисобланмайди. Агар корпуснинг ёнлари ташқи томондан совитиладиган қобирғалар билан таъминланган бўлса, улар сирти юзасининг фақат ярми ҳисобга олинади.

Мойнинг температураси t_1 нинг қиймати фойдаланилаётган мойнинг турига боғлиқ. Редукторларга мўлжалланган одатдаги мойлар учун t_1 нинг $60^{\circ}—70^{\circ}C$ бўлишига русат этилади. Агар авиацион мойдан фойдаланилса, t_1 ни $100^{\circ}—120^{\circ}C$ қилиб олиш мумкин. Узатманинг қизиб кетмаслигини таъминлаш учун

$$Q \leq Q_1 \quad (291)$$

бўлиши керак. Акс ҳолда совитишнинг сунъий усулларида фойдаланиш даркор. Совитишнинг сунъий усуллари жумласига червяк ва

лига вентилятор ўрнатиш, ичида тўхтовсиз совуқ сув оқиб турадиган, бир неча бор букилган трубани мой ичига жойлаштириш ёки мойни махсус холодильникларда совитиб ҳайдаш усуллари киради.

Мойнинг турини танлаш учун, аввало, сирпаниш тезлигининг миқдорига қараб, 54-жадвалдан мой қовушоқлиги аниқланади. Мойнинг қовушоқлиги маълум бўлгач, унинг қийматиغا қараб махсус стандартларда келтирилган жадваллардан мой тури танланади.

Червякли узатмаларда ишлатиладиган мойлар учун белгиланган қовушоқликнинг тавсия этилган қийматлари Энглер градуси ҳисобида 54-жадвалда берилган.

54-жадвал

Сирпаниш тезлиги, м/с	<1	<2,5	> 5	5...10	10...15	15...25	>25
E_{50}^0	60	36	24	16	11	8	6 м
Мойлаш усули	ваннага ботириш					оқизиб қўйиш	босим остида

67-§. Глобoid узатмалар ҳақида қисқача маълумот

Глобoid узатмалар червякли узатмаларнинг бир туридир. Бундай узатмада червякнинг ўрамлари қирқилган қисми глобoid сиртли бўлиб (130-шакл) ғилдиракни ёй бўйлаб қамраб туради. Глобoid узатмалар червякли узатмаларга қараганда бирмунча ортиқ нагрузкада ишлай олади, чунки бу узатмаларда бир вақтда илашишда бўладиган тишларнинг сони червякли узатмалардагига нисбатан кўп бўлади. Бундан ташқари, глобoid узатмаларда сирпаниш тезлиги, контакт чизигига деярли тик йўналган. Маълумки, бу ҳол мойланиш процессини яхшилаб ишлаш учун қулай шароит яратади. Натижада сиртнинг юлиниб чиқиш ҳодисаси бўлмайди ва тишларнинг контакт кучланишга бўлган мустаҳкамлиги ортади.

Глобoid узатмалар нисбатан яқин йилларда пайдо бўлганлигига қарамай, автомобиль, троллейбус, лифт ва шу кабиларда кенг қўламда ишлатила бошлади. Бу узатма деталларини юқори даражадаги аниқлик билан йиғишга алоҳида эътибор бериш керак, чунки озгина ноаниқликнинг салбий таъсири ҳам дарров сезилади.

Тайёрлаш технологиясининг мураккаблиги узатманинг асосий камчилигидир. Ҳозирги вақтда глобoid узатмаларнинг нагрузкаси ва геометрик ўлчамлари ГОСТ 9369—66 да берилган махсус жадвал ва графиклар асосида аниқланади.

68-§. Масалалар

11-масала. Червякдаги қувват $N_1 = 7$ кВт айланиш частотаси $n_1 = 950$ мин⁻¹ ва узатиш сони $u = 25$ бўлган редуктор ҳисоблансин. Редуктор суткасига 8 соат, йилига 300 кун ишлайди. Нагрузка бир меъёрда бўлади.

Е̇чиш: 1. Червяк ва червяк гилдираги учун материал танлаймиз. Червяк учун 40ХН маркали пўлат, гилдирак гардиши учун эса Бр АЖ—9—4 маркали бронза оламиз.

Сирпаниш тезлиги $v_S = 3$ м/с атрофида бўлса керак деган тахмин билан 53-жадвалдан $\sigma_{HP} = 180$ МПа ва $\sigma_{FP} = 80$ МПа эканлигини аниқлаймиз,

2. Червяк ўрамини икки киримли қилиб оламиз. У ҳолда

$$z_2 = z_1 u = 2 \cdot 25 = 50 > 28 = z_{\min}$$

бўлади.

3. Гилдиракка таъсир этувчи моментни топамиз. Бунинг учун 51-жадвалдан $\eta = 0,8$ қилиб оламиз. У ҳолда:

$$T_2 = T_1 u \eta = 9550 \frac{N_1 u \eta}{n_1} = \frac{9550 \cdot 7 \cdot 25 \cdot 0,8}{950} = 1407 \text{ Нм} = 1407 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

бўлади.

4. Келтирилган тавсияга биноан $K_H = 1,1$ ва q ни тахминан 10 деб танлаб олиб, (287) формуладан марказлараро масофа топилади:

$$\begin{aligned} a_w &= (z_2' q + 1) \sqrt[3]{\left[\frac{170}{(z_2/q) \sigma_{HP}} \right]^2 T_2 K_H} = \\ &= (50 \cdot 10 + 1) \sqrt[3]{\left[\frac{170}{(50/10)180} \right]^2 \cdot 1407 \cdot 10^3 \cdot 1,1} \approx 230 \text{ мм.} \end{aligned}$$

(270) формуладан

$$m = \frac{a_w}{0,5 \cdot (q + z_2)} = \frac{230}{0,5(10 + 50)} = 7,6 \text{ мм}$$

бўлади. 47-жадвалдан $m = 8$ мм қилиб танлаймиз. Жадвалдан маълум бўлишича, $q = 10$ қилиб олиш мумкин. Демак, юқорида чамалаб топилган q ни ўзгартиришсиз қолдираемиз.

5. Червяк ва червяк гилдирагининг геометрик ўлчамларини аниқлаймиз:

$$d_1 = m q = 8 \cdot 10 = 80 \text{ мм;}$$

$$d_{a_1} = m (q + 2) = 8 (10 + 2) = 96 \text{ мм;}$$

$$d_{f_1} = m (q - 2,4) = 8 \cdot (10 - 2,4) = 60,8 \text{ мм;}$$

$$b_1 = (11 + 0,06 z_2) m + 25 = (11 + 0,06 \cdot 50) \cdot 8 + 25 = 137 \text{ мм;}$$

(бу ерда сирпаниш сиртларини жилвирлаш мўлжалланганлиги учун червякнинг ўрамлари бор қисми 25 мм узайтирилиши назарда тутилган).

$$d_2 = m z_2 = 8 \cdot 50 = 400 \text{ мм;}$$

$$d_{a_2} = m (z_2 + 2) = 8 \cdot (50 + 2) = 416 \text{ мм;}$$

$$d_{f_2} = m (z_2 - 2,4) = 8 \cdot (50 - 2,4) = 380,8 \text{ мм;}$$

$$d_{r_2} = d_{a_2} + 1,5 m = 416 + 1,5 \cdot 8 = 428 \text{ мм;}$$

$$b_2 = 0,75 \cdot d_{a_1} = 0,75 \cdot 96 = 72 \text{ мм.}$$

6. Марказлараро масофанинг ҳақиқий қийматини топамиз:

$$a_w = 0,5 m (q + z_2) = 0,5 \cdot 8(10 + 50) = 240 \text{ мм.}$$

7. Чамалаб олинган сирпаниш тезлигининг қиймати қанчалик тўғри танланганлигини (274) ифода ёрдамида текшириб кўрамиз:

$$v_1 = \frac{\pi 80 \cdot 950^1}{60 \cdot 1000} \approx 3,9 \text{ м/с;}$$

$$\gamma = \arctg \frac{z^1}{q} = \arctg \frac{2}{10} = \arctg 0,2;$$

бундан $\gamma = 11^\circ 20'$ бўлади.

У ҳолда

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{3,9}{0,9805} = 3,97 \text{ м/с.}$$

v_s чамалаб олинганда 3 м/с деб қабул қилинган ва, шунга қараб, 47-жадвалдан рухсат этилган кучланиш қиймати танланган эди. v_s нинг ҳақиқий қиймати 4 м/с га яқин бўлганлигидан рухсат этилган кучланишнинг унга мос қийматини олиб қилинган ҳисобга тузатиш киритиш лозим эди. Бироқ ҳисоблаб топилган $a_w = 230$ мм ўрнига $a_w = 240$ мм қилиб олинганлиги туфайли бундай тузатмага ҳожат қолмайди:

8. (286) формула асосида контакт кучланиш бўйича мустаҳкамликни текшириб кўрамиз:

$$\sigma_H = \frac{170}{z_2/q} \sqrt{\left(\frac{z_2/q + 1}{a_w}\right)^3 T_2 K_H} = \frac{170}{50/10} \sqrt{\left(\frac{50/10 + 1}{240}\right)^3 \cdot 1407 \cdot 10^3 \cdot 1,1} = 167,2 \text{ МПа} \leq \sigma_{HP} = 180 \text{ МПа.}$$

9. Филдирак тишининг мустаҳкамлиги (288) ифода ёрдамида эгувчи кучланиш бўйича текшириб кўрилади. Бунинг учун аввало ω_{Ft} , m_n , z_v , ва Y_F ни топамиз:

$$\omega_{Ft} = \frac{F_{t2}}{b_2} K_F = \frac{2T_2}{d_2 b_2} K_F = \frac{2 \cdot 1407 \cdot 10^3}{400 \cdot 72} \cdot 1,1 = 107 \text{ Н/мм.}$$

$$m_n = m \cdot \cos \gamma = 8 \cdot 0,9805 = 7,8 \text{ мм;}$$

$$z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{50}{0,943} = 52,;$$

52-жадвалдан $Y_F = 1,44$.

Шундай қилиб, (288) формуладан:

$$\sigma_F = 0,7 \cdot Y_F \frac{\omega_{Ft}}{m_n} = 0,7 \cdot 1,44 \cdot \frac{107,5}{7,8} \approx 14 \text{ МПа} < \sigma_{FP} = 80 \text{ МПа}$$

бўлади.

10. 50-жадвалдан $\rho = 1^\circ 40'$ қилиб олиб, Узатманинг ФИК ни аниқлаймиз:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)} = \frac{\operatorname{tg} 11^\circ 20'}{\operatorname{tg}(11^\circ 20' + 1^\circ 40')} = \frac{0,2004}{0,23} = 0,87.$$

Занжирнинг чидамлилиги етарли даражада бўлишини таъминлаш мақсадида

$$a = (30 \quad 50) t \text{ мм} \quad (296)$$

қилиб олиш тавсия этилади. Бунда узатиш сони ортиши билан a нинг катталашувини назарда тутиш лозим.

Занжирнинг узунлиги худди тасманинг узунлигини топишдаги каби аниқланиши мумкин. Одатда, занжирнинг узунлиги қадамлар сони билан белгиланади, унинг қиймати қуйидагича ифодаланади:

$$L_t = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a}. \quad (297)$$

L_t нинг топилган қиймати бугун сонгача яхлитланади. Занжирнинг учларини улашга махсус улагич звенолар ишлатмаслик мақсадида L_t қийматининг жуфт сон бўлиши тавсия этилади.

L_t нинг қиймати шу тартибда белгилангач, a нинг қиймати L_t га боғлиқ равишда қайта аниқланади:

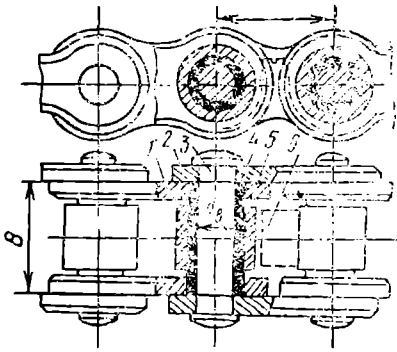
$$a = \frac{t}{4} \left[L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (298)$$

Узатманинг нормал ишлаши учун занжир маълум даражада салқи бўлиши керак. Бунинг учун a нинг қиймати тахминан (0,002–0,004) a қадар камайтирилади. Элементларнинг ейилиши натижасида занжирнинг узунлиги, қолаверса салқилик ҳам ортади. Бу ҳол узатма ишига салбий таъсир кўрсатади. Шунинг учун занжирли узатмалар лойиҳалашда улардаги салқиликнинг меъёрида бўлишини таъминловчи қурилма ҳам назарда тутилиши лозим. Одатда, бунга таянчларнинг бирини қўзғалувчан қилиш ёки алоҳида тарангловчи юлдузчадан фойдаланиш билан эришилади.

70- §. Занжир ва юлдузчаларнинг тузилиши

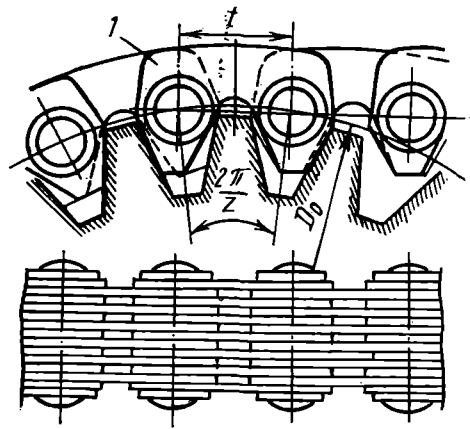
Ҳозирги вақтда машина ва механизм юритмаларида ишлатиладиган втулка-роликли, втулкали ва тишли занжирларнинг ҳамма ўлчамлари стандартлаштирилган ва улар ихтисослаштирилган заводларда ишлаб чиқарилади. Втулка роликли занжир (137-шакл) ташқи звено 2 га пресслаб ўрнатилган валик 3, ички звено 1 га пресслаб жойлаштирилган втулка 4 ва втулкага унинг атрофида бемалол айланадиган қилиб кийдирилган ролик 5 дан тузилган. Занжир юлдузчага роликлар воситасида илашади. Роликнинг юлдузча тишига текканда айланиб кетиши сирпаниб ишқаланишни думалаб ишқаланишга айлантиради. Бу ҳол тишларнинг ейилишини сусайтиради ва узатма ишини яхшилайди. Катта теэлик ва нағрузка билан ишлайдиган узатмаларда бундай занжирларнинг кўп қаторли тури ишлатилади.

Втулкали занжирнинг втулка-роликли занжирдан фарқи шуки, унда втулка устига кийдирилган ролик 5 бўлмайди. Бунинг натижасида занжирнинг оғирлиги ва таннархи камаяди. Бироқ втулкали зан-



137- шакл. Втулка-роликли занжирнинг тузилиши:

1 — ички э вено; 2 — сиртки э вено; 3 — валик;
4 — втулка, 5 — ролик; 6 — юлдузча тиши.



138- шакл. Тишли занжирли узатманинг схемаси.

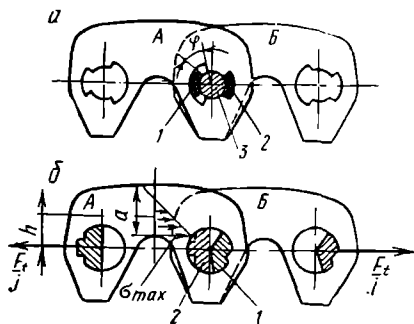
жирнинг ҳамда у билан илашишда бўлган юлдузчаларнинг тишлари нисбатан тез ейлади. Шунинг учун улардан кам нагруккали ва ҳаракат тезлиги нисбатан кичик узатмаларда фойдаланиш тавсия этилади.

Тишли занжирлар икки учиди тишга ўхшаган чиқиқлари бўлган пластинкалар мажмуидан иборат (138- шакл). Юлдузчаларнинг тишлари пластинка чиқиқлари орасига жойлашган ҳолда илашишда бўлади. Бундай занжирларнинг афзаллиги шундаки, қадами ўзгартирилмаган ҳолда пластинкалар сонини ошириб, занжир энини талаб этилган катталаштириш мумкин. Шунинг учун бу хилдаги занжирлардан катта қувват учун мўлжалланган узатмаларда фойдаланилади. Тишли занжирлар пластинкаларининг конструкцияси ҳар хил бўлади. Пластинкалар орасидаги асосий фарқ улар учун мўлжалланган шарнирнинг тузилишидадир. Шарнирлар сирпаниб ишқаланиш ёки думалаб ишқаланиш принципи асосида ишлайдиган қилиб тайёрланади (139- шакл). Пластинкалар ўзаро ва занжирнинг эни бўйлаб валик 3 востасида йиғилади. Валик устига икки екладиш ўрнатилади. Улардан чап томондагиси 1 ўнг томондаги пластинка Б билан, ўнг томондагиси 2 эса чап томондаги пластинка А билан маҳкамланган бўлади. Шарнирлар пластинкаларнинг ўзаро маълум бурчакка бурилишига имкон беради. Одатда, бу бурчак $\varphi_{\max} = 30^\circ$ бўлади ва у юлдузча тишларининг энг кам сонини белгиловчи фактор ҳисобланади, яъни:

$$z_{\min} = \frac{360^\circ}{\varphi_{\max}} = i2. \quad (290)$$

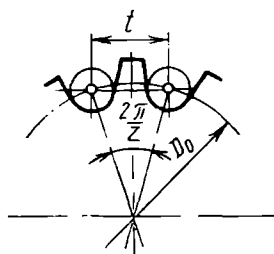
Узатмани лойиҳалашда кичкина юлдузча тишларининг сонини 55- жадвалдан олиш мумкин.

Занжирли узатмаларда фойдаланиладиган юлдузчаларнинг тузилиши тишли гилдиракларнинг тузилишига кўп жиҳатдан ўхшаш бўлади. Юлдузчанинг бўлиш диаметри у билан илашишда бўлган занжир



139- шакл. Тишли занжирлар шарнирининг тузилиши:

1 — сирпаниб ишқаланиш принцида ишлайдиган шарнир; 2 — думалаб ишқаланиш принцида ишлайдиган шарнир.



140- шакл. Юлдузчанинг бўлиш айланаси диаметрини аниқлашга доир схема,

валикларининг марказидан ўтади ва қиймати қуйидагича аниқланади (140- шакл):

$$D_0 = \frac{t}{\sin(\pi/z)} \quad (300)$$

Тишли занжирнинг тузилиши шундайки, у юлдузча билан илашишда бўлганда валик марказларидан ўтган айлана юлдузчанинг ташқарисида жойлашади. Лекин бу айлананинг диаметрини ҳам (300) ифода ёрдамида аниқлаш мумкин.

Бўлиш диаметри маълум бўлгач, юлдузчанинг қолган геометрик ўлчамлари тегишли стандартдан олинади. Одатда, занжир элементлари ҳамда юлдузчалар углеродли ёки лигерланган пўлатлардан (15, 20, 20X, 40X, 45 ва бошқа маркали пўлатлардан) тайёрланади ва ейилишга чидамлилигини ошириш мақсадида улар турли усулда термик ишланади.

55- жадвал

Кичкина юлдузча учун тишлар сонининг тавсия этилган қиймати

Занжир тури	Ўзатиш сони, u					
	1—2	2—3	3—4	4—6	5—6	>6
Роликли	30—27	27—25	25—23	23—21	21—17	17—15

71- §. Узатмада ҳосил бўладиган кучлар

Занжирли узатмаларда ҳосил бўладиган кучларнинг жойлашуви ва йўналиши тасмали узатмаларники каби бўлади, яъни бу узатмаларда ҳам S_1 ва S_2 занжирнинг етакловчи ва етакланувчи тармоқла-

ридаги кучлар; F_t — айлана куч; S_0 — дастлабки таранглик кучи; S_v — марказдан қочирма куч таъсирида ҳосил бўладиган куч ва, бундан ташқари, F_o — динамикавий нагрузка.

Асосий кучлар орасидаги муносабат ҳам тасмали узатмалардагига ўхшаш

$$S_1 - S_2 = F_t \quad (301)$$

$$S_v = qv^2, \quad (302)$$

бу ерда q — бир метр занжирнинг массаси кг/м (каталогдан олинади); v — айлана тезлик м/с; S_1 , S_2 ва S_v — кучлар, H .

Занжирли узатма учун дастлабки таранглик деганда занжирли узатманинг нормал ишлаши учун занжирнинг таранг тортилиши эмас, балки маълум даражада салқиликка эга бўлиши тушунилиши керак. Одатда, салқилик занжирнинг оғирлиги туфайли ҳосил бўлади. Шунинг учун занжирнинг ўз оғирлигидан унинг тармоғида ҳосил бўладиган таранглик кучи *дастлабки таранглик кучи* деб юритилади ва қуйидагича топилади:

$$S_c = K_f a q g, \quad (303)$$

бу ерда g — оғирлик кучининг тезланиши. м/с², a — занжирнинг салқилик ҳосил қиладиган қисми узунлиги (бу узунлик шартли равишда марказлараро масофага тенг қилиб олинади); K_f — салқилик коэффициент (бу коэффициент узатманинг горизонтал текисликка нисбатан жойлашувига ва салқиликнинг қийматига боғлиқ).

Одатда, $f \approx (0,01 \text{ } 0,02)$ a бўлиши тавсия этилади. Бундай ҳолларда узатма горизонтал жойлашган бўлса, $K_f = 6$; горизонтга нисбатан 40° бурчак билан жойлашган бўлса, $K_f = 3$; вертикал ҳолатда бўлса, $K_f = 1$ қилиб олинади. Занжирли узатмаларда S_2 нинг қиймати жуда кичик бўлади (S_1 нинг 5 процентига яқинни ташкил этади), чунки S_1 нинг таъсири юлдузчанинг биринчи ва иккинчи тизининг ўзидаёқ кескин йўқолади ва етакланувчи тармоққача етиб бормади. Одатда, узатманинг яхши ишлаши учун

$$S_2 = S_0 - S_v > 0 \quad (304)$$

бўлиши керак. Бу деган сўз узатмадаги занжир элементларининг ейилиши меъёрида бўлиши учун $S_0 > S_v$ шарт бажарилиши керак деган сўздир. Бунга f нинг қийматини тавсия этилганича олиш йўли билан эришилади. Умумий ҳолда

$$\left. \begin{aligned} S_1 &= F + (S_0 \text{ ёки } S_v \text{ дан каттаси}) \\ S_2 &= (S_0 \text{ ёки } S_v \text{ дан каттаси}) \end{aligned} \right\} \quad (305)$$

қилиб олинади. Амалий ҳисобларда одатдаги узатмалар учун тахминан

$$\left. \begin{aligned} S_1 &\approx F_t \\ S_2 &\approx 0 \end{aligned} \right\} \quad (306)$$

қилиб олиш мумкин.

Узатмадаги валларга тушадиган куч занжирнинг оғирлиги ҳисоби-га айлана кучдан бир оз каттароқ бўлади ва қиймати қуйидагича аниқ-ланади:

$$F_{\text{в}} = K_{\text{в}} F_t, \quad (307)$$

бу ерда $K_{\text{в}}$ — валнинг нагрузка коэффиценти. Узатма горизонтал текисликка 40° дан ортиқ бурчак ҳосил қилиб жойлашганда $K_{\text{в}} = 1,05$; узатма горизонтал текисликка 40° гача бурчак ҳосил қилиб жойлаш-ганда эса $K_{\text{в}} = 1,15$ бўлади.

Занжирнинг сезиларли даражада оғир бўлиши ва ундаги салқи-ликнинг мавжудлиги ишлаётган узатмада қўшимча динамик кучлар-нинг пайдо бўлишига олиб келади. Одатдаги узатмалар учун динамик кучнинг қиймати F_t қийматининг 10 процентидан ошмайди. Бундан ташқари, у ўзгарувчан цикл билан таъсир этиб, F_t нинг таъсирини гоҳ кучайтиради, гоҳ сусайтиради. Шунинг учун F_o нинг шарнир-ларнинг ейилишига бўлган таъсири кам сезилади. Бироқ узатма ишида резонанс ҳодисаси рўй бергудек бўлса, F_o нинг қиймати хавfli дара-жага етиши мумкин. Шунинг учун занжирли узатмалар лойиҳалашда резонанс ҳодисаси содир бўлмаслигини таъминлаш керак.

Маълумки, резонанс ҳодисаси занжир тармоқларини тебранишга мажбур этувчи кучнинг ўзгариш частотаси улардаги хусусий тебра-ниш частотасига тенг бўлиб қолган ҳолларда содир бўлади. Занжир тармоқларини сим торга ўхшаш деб қарасак, у ҳолда, хусусий тебра-ниш частотаси:

$$f_0 = \frac{1}{2L} \sqrt{\frac{S}{q}} \approx \frac{1}{2a} \sqrt{\frac{S_1}{q}} c^{-1} \quad (308)$$

бўлади; бу ерда $L = a$ — занжирнинг эркин тебранадиған қисми узун-лиги, м; $S = S_1$ — таранглик кучи, Н; q — бир метр занжирнинг массаси, кг/м.

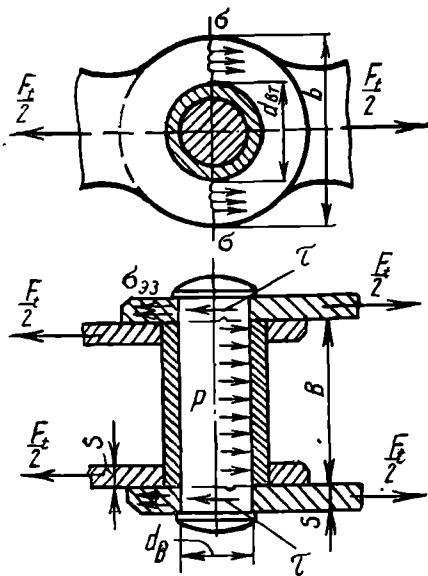
Мажбурий тебранишлар частотаси занжирнинг юлдузча билан, илашишга киришганда ҳосил бўладиган уринишлар частотасига, яъни $\frac{n_1 z_1}{60}$ га тенг. Бу икки частота қийматини ўзаро тенглаб, резонанс ҳо-дисаси содир бўладиган айланишлар сонини топиш мумкин.

$$n_0 = \frac{60 \cdot f_0}{z_1} \approx \frac{30}{z_1 a} \sqrt{\frac{S_1}{q}} \text{ мин.}^{-1} \quad (309)$$

Шундай қилиб, ишлаётган узатмада резонанс ҳодисаси рўй бермаслиги учун юлдузчаларнинг ҳақиқий айланиш частотаси $n_0, 2n_0, 3n_0, \dots$ га тенг бўлиб қолмаслиги керак. Мавжуд узатмада бу талаб қаноат-лантирилмаса, унинг параметрларини (a ёки z ни) ўзгартиришга тўғри келади.

72- §. Занжир элементларидаги кучланишлар

Занжир элементларида асосан қуйидаги кучланишлар ҳосил бў-лади (141- шакл).



141-шакл. Занжир элементларида ҳосил бўладиган кучланишлар.

тирилган кучланишлардан шарнирда ҳосил бўладиган босим улардаги энг асосий кучланишдир, чунки бундай занжирларнинг иш қобилияти, асосан, шарнирнинг ейилишга чидамлилиги билан баҳоланади. Ейилиш даражаси эса, аввало, валик билан втулка ўртасидаги босимнинг миқдорига боғлиқ. Шунинг учун, ҳозирги вақтда шарнирдаги босим занжирли узатмалар лойиҳалашда асос қилиб олинади. Занжир элементида ҳосил бўладиган кучланишларнинг қолган турлари улар учун стандарт ўлчамларни белгилашда эътиборга олинган, яъни стандартдан танлаб олинган занжир шарнирида таъсир этувчи кучдан ҳосил бўладиган босим рухсат этилганидан ортиқ бўлмаса, қолган кучланишлар ҳам меъёрида бўлади,

Шарнирдаги босимнинг рухсат этилган қиймати. Одатда, шарнирдаги босимнинг рухсат этилган қиймати, занжирнинг қадамига қараб, махсус жадваллардан (56-жадвал) аниқланади.

Бундай жадвалда рухсат этилган босим учун келтирилган қийматлар алоҳида ўтказилган текшириш ва тажрибалар асосида топилган бўлиб, нормал ишлайдиган (бир текис нагрузкали горизонтал ҳолатда ўрнатилган, таранглиги, мойланиши меъёрида бўлган) узатмаларга тааллуқлидир.

Агар лойиҳаланган узатманинг ишлаш шароити нормал ҳолатдан фарқ қилса, бу фарқ эксплуатация коэффициенти K_s воситасида ҳисобга олинади. У ҳолда ҳисобланаётган узатма учун:

$$[p] = \frac{[p_0]}{K_s} \quad (314)$$

Шарнирдаги (валик билан втулка ўртасидаги) босим:

$$p = \frac{F_t}{d_b \beta} \leq [p]; \quad (310)$$

ички пластинкаларнинг втулка ўрнатиладиган қисмидаги чўзувчи кучланиш:

$$\sigma = \frac{F_t}{2(b - d_{бр}) \cdot S} \leq [\sigma]; \quad (311)$$

сиртқи пластинкаларнинг валик ўрнатиладиган қисмидаги эзувчи кучланиш:

$$\sigma_{33} = \frac{F_t}{2d_b \cdot S} \leq [\sigma_{33}]; \quad (312)$$

валиклардаги кесувчи кучланиш:

$$\tau = \frac{2F_t}{\pi d_b^2} \leq [\tau]. \quad (313)$$

Занжир шарниридаги босимнинг рухсат этилган қиймати $[p_6]$ Н/мм²

Занжир тури	Қадам.	Етакчи юлдузчанинг айланмиш частотаси л. миң ⁻¹							
		50	200	400	600	800	1000	1200	1600
Втулка роликли	12—15,87	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5
	19,05—25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15
	30—38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15	—
	40—50,8	35	26	21	17,5	15	—	—	—
Тишли	12,7—15,87	20	18	16,5	15	14	13	12	10,5
	19,05—25,4	20	17	15	13	12	11	10	8,5
	31,75	20	16,5	14	12	10,5	9,5	7	—

бўлади; эксплуатация коэффициенти, ўз навбатида, қуйидагича ифодаланади:

$$K_3 = K_\theta \cdot K_H \cdot K_C \cdot K_a \cdot K_T \cdot K_{\text{реж}}, \quad (315)$$

бу ерда K_θ — нагруканинг динамикавий таъсирини ҳисобга олувчи коэффициент; K_H — узатманинг горизонтал текисликка нисбатан жойлашувини ҳисобга олувчи коэффициент; K_C — мойлаш сифати ва шароитини ҳисобга олувчи коэффициент; K_a — маркалараро масофа ва занжир узунлигини эътиборга олувчи коэффициент; K_T — занжир таранглигини сошлаш усулини эътиборга олувчи коэффициент, $K_{\text{реж}}$ — иш режимини эътиборга олувчи коэффициент.

Бу коэффициентларнинг қийматлари 57-жадвалда келтирилган.

57-жадвал

 K_θ, K_H ва $K_C, K_a, K_T, K_{\text{реж}}$ коэффициентларнинг қийматлари

Ишлаш шaroити	Коэффициентнинг қиймати
Нагрукка бир текисда ёки шунга яқин таъсир этади Нагрукка ўзгарувчан таъсир этади	$K_\theta \approx 1$ $K_\theta \approx 1,2 \dots 1,5$
Узатманинг горизонтал текисликка нисбатан жойлашиш бурчаги: 60° дан кичик 60° дан катта	$K_H \approx 1$ $K_H \approx 1,25$
$a = (30 \quad 50) t$ $a < 25 t$ $a > (60 \quad 80) t$	$K_a \approx 1$ $K_a \approx 1,25$ $K_a \approx 0,8$
Юлдузчалардан бирининг ўқини тортиш билан соланади Тарангловчи юлдузча ёки ролик билан соланади. Созланм айди	$K_T = 1$ $K_T = 1,1$ $K_T = 1,25$

Иш бир сменали бўлганда Иш икки сменали бўлганда . Иш уч сменали бўлганда	$K_{\text{реж}} = 1$ $K_{\text{реж}} = 1,25$ $K_{\text{реж}} = 1,45$
Чангсиз шароитда яхши мойланганда . . Чангсиз шароитда қониқарли мойланганда	$K_c \approx 0,8$ $K_c \approx 1$
Чангли шароитда қониқарли мойланганда	$K_c \approx 1,3$
Чангли шароитда мойланиши етарли бўлмаганда	$K_c \approx 1,8, v = 4$ м/с гача $K_c \approx 3, v = 7$ м/с гача
Ифлос шароитда мойланиши етарли бўлмаганда	$K_c \approx 3, v = 4$ м/с гача $K_c \approx 6, v = 7$ м/с гача
Ифлос шароитда мойсиз ишлаганда	$K_c \approx 6, v = 4$ м/с гача

73- §. Занжирли узатмаларнинг амалий ҳисоби

Умуман олганда, занжирли узатмаларни ҳисоблаш берилган қувват ёки занжир тармоғидаги куч асосида тегишли занжир танлаш ва узатманинг геометрик ўлчамларини аниқлашдан иборат. Одатда N_1, n_1 ва u берилган бўлади. Ҳисоблаш натижасида занжир қадами t , юлдузча тишларининг сони z , марказлараро масофа a , занжирнинг узунлиги L ва шу каби геометрик ўлчамлар топилади. Стандартда кўрсатилган занжирларнинг тузилишидаги асосий хусусиятлардан бири узатмага берилиши мумкин бўлган нагруканинг қадам қийматига боғлиқлигидир. Қадам катталашган сари узатмага берилиши мумкин бўлган нагрукка ортиб боради. Шунинг учун занжир, айлана куч (ёки занжирнинг етакчи тармоғидаги S_1 куч) қийматига қараб, қуйидаги муносабатдан фойдаланиб танланиши мумкин:

$$F_{st} = \frac{dB [P_0]}{K_s} \geq F_t, \quad (316)$$

бу ерда F_{st} — занжир узата олиши мумкин бўлган куч.

Лекин лойиҳаланаётган узатма учун занжир берилган қувватга қараб танлангани маъқул. Бунинг учун айлана куч ҳамда қувват орасидаги маълум муносабат ва юқорида келтирилган (316) ифода асосида ҳосил бўладиган қуйидаги муносабатдан фойдаланилади:

$$N_1 = \frac{F_t v}{1000} = \frac{[P_0] dB}{K_s} \cdot \frac{z_1 t n_1}{60 \cdot 10^3} \text{ кВт.} \quad (317)$$

Бу ерда қувват занжир ўлчамлари билан бир қаторда узатма параметрлари z_1 ва n_1 га боғлиқ равишда ифодаланган. z_1 ва n_1 нинг қийматлари эса турлича бўлади. Шуни назарда тутиб, ҳисоблашни соддалаштириш мақсадида, қуйидаги қўшимча коэффициентлар киритилади: $K_n = \frac{n_{01}}{n_1}$ — айланишлар частотасини ҳисобга олувчи коэффициент;

$K_z = \frac{z_{01}}{z_1}$ — юлдузча тишларини ҳисобга олувчи коэффициент;

z_{01} — жадвал тузиш учун асос қилиб олинган узатмадаги кичик юлдузчанинг тишлар сони, $z_{01} = 25$ деб қабул қилинган; z_1 — тишларнинг ҳақиқий сони; n_{01} — шу юлдузчанинг айланиш частотаси. 45-жадвалда келтирилган айланиш частотасининг (50, 200, 400, 600, 800 ва бошқаларнинг) қайси бири ҳисобланаётган узатмадаги n_1 га яқин бўлса, шуниси қабул қилинади.

58- жадвал

Занжирли узатмалар учун рухсат этилган ҳисобий қувват N_0 , кВт
($z_{01} = 25$ қилиб олинган)

Занжир тури	Қадам t , мм	Баллик диаметри d , мм	Втулка ўзин-лиги B , мм	Етақловчи юлдузчанинг айланиш частотаси n_{01} , мин ⁻¹						
				50	200	400	600	800	1000	1200
ПР типидagi нормал серия-ли роликли занжир	12,7	3,66	5,80	0,19	0,68	1,23	1,63	2,06	2,42	2,72
	12,7	4,45	8,90	0,35	1,27	2,29	3,13	3,86	4,52	5,06
	12,7	4,45	11,30	0,45	1,61	2,91	3,98	4,90	5,74	6,43
	15,875	5,08	10,11	0,57	2,06	3,72	5,08	6,26	7,34	8,22
	15,875	5,08	13,28	0,75	2,70	4,88	6,67	8,22	9,63	10,8
	19,05	5,96	17,75	1,41	4,80	8,38	11,4	13,5	15,3	16,9
	25,4	7,95	22,61	3,20	11,0	19,0	25,7	30,7	34,7	38,3
	31,75	9,55	27,46	5,83	19,3	32,0	42,0	49,3	54,9	60,0
	38,1	11,12	35,46	10,5	34,8	57,7	75,7	88,9	99,2	108
	44,45	12,72	37,19	14,7	43,7	70,6	88,3	101	—	—
	50,8	14,29	45,21	22,9	68,1	110	138	157	—	—

Демак,

$$N_1 \approx \frac{[p_0] dBz_{01} n_{01} t}{K_3 K_z K_n 6 \cdot 10^7} \text{ кВт}$$

бўлади, бу ерда $N_1 K_3 K_z K_n$ кўпайтмани қувватнинг ҳисобий қиймати деб қараш мумкин, яъни:

$$N_x = N_1 K_3 K_z K_n = \frac{[p_0] dBz_{01} n_{01} t}{6 \cdot 10^7} \text{ кВт}. \quad (318)$$

Ана шу муносабатдан фойдаланиб 58- жадвал тузилган. Қувватнинг ҳисобий қийматига қараб, бу жадвалдан тегишли занжирни осонгина танлаб олиш мумкин. Бунинг учун, аввало, берилган қувват N_1 асосида ҳисобий қувват топилади:

$$N_x = N_1 K_3 K_z K_n \leq a N_0; \quad a — \text{қатрлар сони}. \quad (319)$$

ЎЗанжирнинг мойланиши ва ифлосланиши унинг чидамлилигини аниқлашда ҳал қилувчи аҳамиятга эга. Шунинг учун мойнинг турини ва мойлаш усулини белгилашда 59-жадвалда келтирилган тавсиялардан фойдаланиш лозим.

59-жадвал

Занжирли узатмалар учун тавсия қилинган мойнинг 50°C даги кинематикавий қовушоқлиги

Шарнирдаги солиштирма босим, МПа	Тезлик u м/с бўлгандаги қовушоқлик, ССт				
	< 1	1	5	> 5	> 5
	вақт-вақти билан мойлаш			узулуксиз мойлаш	
10	20	32	45	20	32
10—20	32	45	60	32	45
20—30	45	60	80	45	60

74-§. Пластмассаларнинг занжирли узатмаларда ишлатилиши

Сўнгги йилларда шовқинни пасайтириш ҳамда занжир элементларининг ейилишга чидамлилигини ошириш мақсадида узатманинг айрим деталлари пластмассалардан тайёрлана бошлади. Масалан, ғалла ўриш комбайнидаги занжирли узатманинг юлдузчалари кәпрондан қўйилган.

Айрим ҳолларда юлдузчанинг фақат тишли қисми пластмассадан — дюропластан тайёрланади.

Ҳозирги вақтда ҳамма элементлари пластмассадан тайёрланган занжирлар ҳам бор. Масалан, найлондан тайёрланган занжир қуввати 1 кВт гача, тезлиги эса 15—20 м/с бўлган узатмаларда ишлатилади. Бундай занжирларнинг қадамийи узатиладиган айлана куч $F_t = 120 \dots 135$ Н бўлганда, $t = 6,4$ мм қилиб, $F_t = 180 \dots 210$ Н бўлганда $t = 9,5$ мм ва $F_t = 260 \dots 290$ Н бўлганда, $t = 12,5$ мм қилиб олиш тавсия этилади.

75-§. Масалалар

12-масала. Қуйида берилган маълумотлардан фойдаланиб, транспортёрнинг юритмасида фойдаланилган занжирли узатма ҳисоблансин: $N_1 = 2,8$ кВт; $n_1 = 150$ мин⁻¹; $u = 3$, горизонтга нисбатан жойланиш бурчаги 30° . Узатма чангли хонада яшлайди.

Ечиш. 1. Узатма учун втулка-роликли занжирни танлаймиз; 55-жадвалга кўра, $z_1 = 25$. У ҳолда: $z_2 = 25 \cdot 3 = 75 < z_{\max} = 100 \dots$

120. (319) формула ёрдамида ҳисобий қувватни топамиз. Бунинг учун 57-жадвалдан қуйидагиларни белгилаймиз: $K_\theta = 1$;

$K_\tau = 1$; $K_{\text{реж}} = 1$; $K_c = 1,3$; $K_n = 1$; $K_a = 1$; $z_1 = z_{01}$

бўлгани учун $K_z = 1$; $K_n = \frac{200}{150} = 1,33$.

Шундай қилиб, $N_x = 2,8 \cdot 1 \cdot 1,3 \cdot 1 \cdot 1,33 = 4,85$ кВт бўлади.

58-жадвалнинг $n_0 = 200$ мин⁻¹ бўлган устунига қараб ва $N_x = 4,85$ эканлигини назарда тутиб, қадами $t = 19,05$ мм бўлган занжирни танлаймиз. У ҳолда юлдузчанинг айлана тезлиги

$$v = \frac{z_1 n_1 t}{60 \cdot 1000} = \frac{25 \cdot 150 \cdot 19,05}{60 \cdot 1000} \approx 1,2 \text{ м/с}$$

бўлади.

59-жадвалга биноан, қуюқ мой билан вақт-вақтида мойлаб туриш усулини тавсия этамиз.

2. (296) ифода асосида марказлараро масофанинг тахминий қийматини белгилаймиз:

$$a = 40 \quad t = 40 \cdot 19,05 \approx 760 \text{ мм.}!$$

(297) тенглик ёрдамида занжирдаги звенолар сонини толамиз:

$$L_t = \frac{2 \cdot 760}{19,05} \pm \frac{25 + 75}{\sqrt{2}} + \left(\frac{75 - 25}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{19,05}{760} = 131,6.$$

Маълумки, L_t бутун сон бўлиши керак. Демак, $L_t = 132$ қилиб яхлитлаймиз. L_t га тугатиш киритилгани тугайли (298) формула ёрдамида a нинг қийматини қайта аниқлаймиз:]

$$a = \frac{19,05}{4} \left[132 - \frac{25 + 75}{2} + \sqrt{\left(132 - \frac{25 + 75}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{75 - 25}{2\pi} \right)^2} \right] = 765 \text{ мм.}$$

Салқилик ҳосил қилиш учун топилган қийматини $0,003 a \approx 2$ мм камайтираемиз. У ҳолда $a = 763$ мм бўлади.

3. (300) формуладан фойдаланиб, юлдузчаларнинг диаметрини аниқлаймиз:

$$D_{01} = \frac{19,05}{\sin \frac{180^\circ}{25}} = 152 \text{ мм}; \quad D_{02} = \frac{19,05}{\sin \frac{180^\circ}{75}} = 456 \text{ мм.}$$

Ҳисоблашчи шу ерда тугатиш мумкин. Бироқ юқорида қабул қилинган коэффациентларнинг қанчалик тўғри танланганига ишонч ҳосил қилиш учун айрим параметрларни ҳисоблаб толамиз.

Айлана куч:

$$F_t = \frac{1000 N}{v} = \frac{1000 \cdot 2,8}{1,2} = 2333 \text{ Н.}$$

Марказдан қочирма куч таъсиридан ҳосил бўладиган таранглик:

$$S_v = qv^2 = 1,9 \cdot 1,2^2 = 2,7 \text{ Н,}$$

6 ерда ГОСТ дан $q = 1,9$ кг/м эканлиги топилган.

Занжир оғирлигидан ҳосил бўладиган дастлабки таранглик- (303) нн формуладан толамиз:

$$S_0 = K_a q g = 6 \cdot 0,763 \cdot 1,9 \cdot 9,81 = 85 \text{ Н.}$$

Қўриниб турибдики, !топилган кучларнинг қиймати жуда кичик. Демак, коэффициентлар тўғри танланган.

Пировардида (309) тенгликдан резонанс ҳодисаси рўй бермаслигини текшириб кўрамиз:

$$n_0 = \frac{30}{z_1 a} \sqrt{\frac{S_1}{q}} = \frac{30}{25 \cdot 0,736} \sqrt{\frac{2333}{1,9}} \approx 57 \text{ мин}^{-1}$$

$2n_0 = 2 \cdot 57 = 114 \text{ мин}^{-1}$; n_1 эса 150 мин^{-1} Шунинг учун резонанс ҳодисаси рўй бермайди.

ХИ 606

ВИНТ-ГАЙКАЛИ УЗАТМАЛАР

Винт-гайкали узатмалардан, асосан, айлана ҳаракатни илгариллама ҳаракатга айлантириш учун фойдаланилади. Бу узатмаларнинг афзалликлари шундан иборатки, уларнинг тузилиши оддий, габарит ўлчамлари кичик бўлиб, катта нагрузкаларга чидайди, юкни бир текисда ва жуда аниқ кўчиради ёки кўтаради. Узатмаларнинг камчиликлари жумласига резьбадаги ишқаланиш катта бўлганлиги туфайли фойдали иш коэффициентининг кичиклиги, илгариллама ҳаракат тезлигини катта қилиб бўлмаслиги киради.

Винт-гайкали узатмалардан юк кўтариш машиналарида (домкратларда), винтли прессларда ва станокларда фойдаланилади.

Узатмалардаги винтлар резьбасининг профили кўпинча трапеция шаклида бўлади. Баъзан тўғри тўрт бурчакли профили резьбалар ҳам ишлатилади. Винтлар учун ишлатиладиган материалларнинг мустаҳкамлиги етарли, ейилишга чидамлиги юқори ва ишланиши осон бўлиши керак. Термик ишлаш назарда тутилмаган ҳолларда винтлар 45 ёки 50 маркали пўлатдан, термик ишланадиган винтлар эса У10, ХГ, ХВГ, 65Г ва 40Х маркали пўлатлардан тайёрланади, Узатманинг гайкалари БрОФ10-0,5, БрОЦС-6-3 маркали бронзалардан, айрим ҳолларда эса чўяндан тайёрланади.

Винт ва гайка резьбаларини ҳисоблаш асослари ҳақидаги зарур маълумотлар юқорида («Резьбали бирикмалар» бобида) баён этилган. Юқорида берилганларга қўшимча равишда, оғир нагрузкали винт стерженининг мураккаб кучланишга мустаҳкамлигини, узун винтларнинг эса устиворлигини ҳисоблаш кўриб чиқилади.

Винт стерженнинг мустаҳкамлиги қўйидаги формула асосида текширилади:

$$\sigma = \sqrt{\left(\frac{P}{F_1}\right)^2 + \left(\frac{T}{W_1}\right)^2} \leq [\sigma_F], \quad (320)$$

бу ерда T — винтга таъсир этувчи буровчи момент; F_1 ва W_1 — винт кўндаланг кесимининг ички диаметри бўйича юзи ҳамда қаршилиқ momenti; P — винт ўқи бўйлаб таъсир этувчи куч. $[\sigma_F]$ нинг қиймати

тини $\frac{\sigma_{ок}}{3}$ га тенг қилиб олиш тавсия этилади.

Узун винтларнинг турғунлигини аниқлаш учун Эйлер ифодасидан фойдаланиш тавсия этилади:

$$P \leq \frac{\pi^2 EI}{n(\mu l_1)^2}, \quad (321)$$

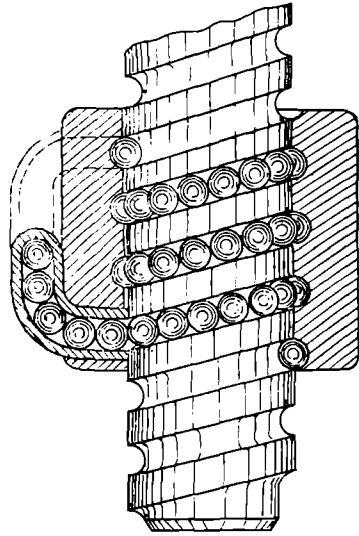
Бу ерда μl_1 — винтнинг келтирилган узунлиги; l_1 — винтнинг таянчлар орасидаги узунлиги, μ — таянчнинг тузилиши ва ўзаро жойлашувига боғлиқ коэффициент (агар таянч ўлчамлари $\frac{l}{a} \leq 2$ бўлса, $\mu = 1$ бўлади); n — эҳтиёт коэффициенти, одатда 2,5 — 4 га тенг қилиб олинади; I — винт кўндаланг кесимининг келтирилган инерция моменти:

$$I = \frac{\pi d_1^4}{64} \cdot \left(0,4 + 0,6 \frac{d}{d_1} \right), \quad (322)$$

d ва d_1 — винт резьбасининг ички ва сиртқи диаметрлари.

Сўнгги йилларда резьба ўрнига думалаб ишлайдиган шарлар учун мўлжалланган ўйиқлари бор узатмалар ишлатила бошланди. Бундай узатмаларда шарлар (142- шакл) гайка ичида айланиб юрадиган қилинади. Натижада бу узатмалар думалаб ишқаланиш принципи асосида ишлайди,

Шунинг учун уларнинг фойдали иш коэффициенти нисбатан юқори бўлиб, улардан катта аниқлик билан ишлаши зарур бўлган жойларда фойдаланилади.



142- шакл. Думалаб ишқаланиш принципига асосланган винт гайкали узатма.

ВАЛЛАР, ЎҚЛАР ВА УЛАРНИНГ ТАЯНЧЛАРИ

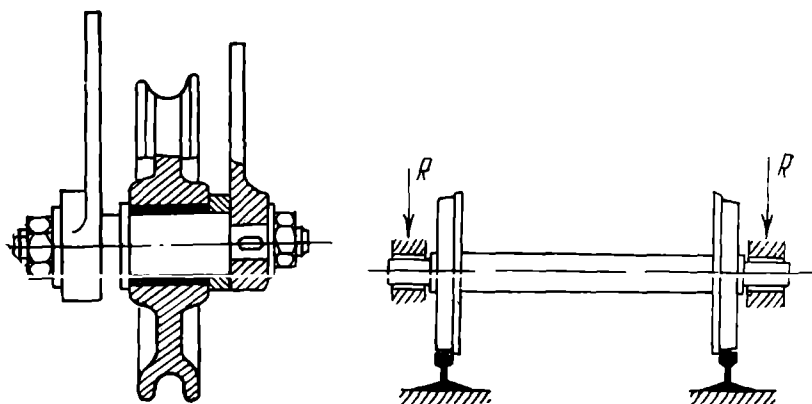
ХIII б о б. ВАЛЛАР, ВА ЎҚЛАР

76-§. Умумий маълумот

В а л л а р в а ў қ л а р — тишли ғилдирак, шкив ва шу каби айланувчи қисмларни ўрнатиш учун ишлатиладиган асосий деталлар. Кўпинча улар цилиндрик стерженга ўхшаш бўлади. Тузилиши жиҳатидан олганда ўқ билан валнинг деярли ҳеч қандай фарқи бўлмайди. Лекин бажарадиган вазифасига қараб, улар бир-биридан катта фарқ қилади. Ўқларнинг асосий вазифаси деталларнинг мўлжалдаги жойда айланишига шароит яратиб беришдир. Бунда ўқнинг ўзи деталь билан бирга айланиши ҳам, айланмаслиги ҳам мумкин. Масалан, темир йўл вагонларининг ғилдираклари ўқ билан бирга айланади (143- шакл), юк кўтарувчи машиналар таркибидаги блок ўқлари эса қўзғалмас бўлади.

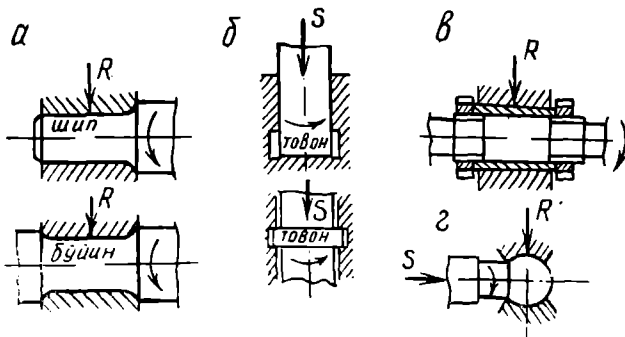
Валларнинг вазифаси ундаги деталларнинг айланишини таъминлаш билан бирга, буровчи момент узатишдан ҳам иборат.

Демак, ўқ билан валнинг тузилиши, кўпинча бир хил бўлса-да, ишлаш шароити ҳар хил: ўқ фақат эгувчи кучланиш таъсирида, вал эса эгувчи кучланиш билан бир вақтда буровчи моментдан ҳосил бўладиган кучланиш таъсирида ишлайди.



143- шакл. Ўқнинг тузилиши:

а — деталь билан бирга айланмайдиган ўқ; б — деталь билан бирга айланадиган ўқ.



144- шакл. Цапфаларнинг тузилиши.

Айрим ҳолларда ўқлар билан валлар тузилиши жиҳатидан ҳам фарқ қилади. Ўқлар доим тўғри бўлгани ҳолда валлар тирсакли (ички ёнув двигателларида) ёки эгиловчан (тиш даволашда ишлатиладиган машиналарда) қилиб тайёрланади. Вал ва ўқларнинг таянчларга мўлжалланган қисми *цапфа* дейилади. Вал ёки ўқнинг учидан жойлашган цапфа *шип* деб, ўртасида жойлашгани *бүйин* деб аталади. Агар вал ёки ўқнинг цапфаси уларнинг узунлигига тик текисликда жойлашган бўлса, бундай цапфа *товон* дейилади (144- шакл). Қайси шаклдаги шип ёки товон ишлатилиши валнинг ишлаш шароитига боғлиқ.

Валларнинг ичидан бошқа деталь ўтиши учун ёки валларнинг оғирлигини камайтириш мақсадида улар ичи ковак қилиб тайёрланади.

Тўғри вал ва ўқлар, кўпинча, углеродли ёки легирланган пўлатлардан тайёрланади: термик ишланмайдиганлари ст 5 маркали пўлатдан, термик ишланадиганлари 45 ёки 40X маркали пўлатдан, тез айланадиган ва сирпаниш подшипникларида ишлайдигани эса 20 ёки 20X маркали пўлатдан тайёрланади.

77-§. Валларни ҳисоблаш

Валларнинг эгувчи момент M ва буровчи момент T таъсирига чидамлилиги, бикрлиги ҳамда вибрардошлиги ҳисобланади. Ўқларни ҳисоблаш валларни ҳисоблашнинг $T = 0$ бўлгандаги хусусий ҳолидир. Шунинг учун ўқларни ҳисоблаш ҳақида алоҳида тўхталиб ўтиришнинг ҳожати йўқ. Одатда, валларнинг мустаҳкамлигини ҳисоблаш асосида лойиҳалаш иши қуйидаги тартибда бажарилади:

1. Маълум айланиш частотаси ҳамда қувват асосида валнинг тахминий диаметри аниқланади. Бунинг учун фақат буровчи момент таъсиридаги валнинг мустаҳкамлик шартидан фойдаланилади:

$$T = W_p [\tau], \quad (323)$$

бу ерда $T = 9550 \frac{N}{n}$ Нм, N — қувват, кВт; $W_p = 0,2 d^3$ — вал кўндаланг кесимининг поляр қаршилиқ momenti; $[\tau]$ — буровчи момент таъсиридан ҳосил бўладиган кучланишнинг рухсат этилган қиймати. Юқоридагиларга биноан қуйидаги ифодани ёзиш мумкин:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2 [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{9550 \cdot 10^3 N}{0,2 [\tau] n}} \quad (324)$$

бунда $\sqrt[3]{\frac{9550 \cdot 10^3}{0,2 [\tau]}} = C$ деб олиб, валнинг диаметри учун қуйидаги формулани ҳосил қиламиз:

$$d = C \sqrt[3]{\frac{N}{n}}, \quad (325)$$

бу ерда C — соний коэффициент, унинг миқдори $[\tau]$ нинг қийматига қараб 60-жадвалдан олиниши мумкин.

60-жадвал

$[\tau]$ МПа	10	12	15	21	30	40	50
C	168	158	147	130	116	106	98,5

Одатда, трансмиссия валлари учун

$$\left. \begin{aligned} d &= (110 \quad 130) \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \text{ мм} \\ \text{редуктор валлари учун} \\ d &= (150 \quad 170) \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \text{ мм} \end{aligned} \right\} \quad (326)$$

қилиб олинади.

2. Топилган тахминий диаметрга асосланиб, валнинг тузилиши чама билан чизиб олинади. Бунда валнинг исталган кесимидаги кучланишнинг иложи борица бир хил бўлишига ҳаракат қилиш лозим. Бунинг учун валнинг айланувчи деталь ўрнатилган ўрта қисмини йўғонроқ қилиб, таянчларга яқинлашилган сари ингичкалаштириб бориш тавсия этилади. Валнинг четки қисми диаметрини танлашда уни стандартдан олинadиган думалаш полипникларига ёки элек-трик двигателлар валига мос келтириш кераклигини назарда тутиш лозим. Бундан ташқари, поғонали валларнинг диаметрлари ўзгарадиган жойда ортиқча кучланишлар концентрацияси ҳосил бўлмаслиги учун бу жой қиррали бўлмасдан, маълум радиус билан думалоқланиши (галтель ҳосил қилиниши) керак.

3. Валнинг тузилиши қўйилган талабга тўла жавоб беришига ишонч ҳосил қилинганч, унинг мустаҳкамлиги текшириб кўрилади. Буни икки хил усул билан амалга ошириш мумкин:

а) рухсат этилган кучланишлар ҳамда келтирилган момент бўйича текшириш усули (тақрибий усул);

б) хавfli кесимдаги кучланишлар концентрациясини этиборга олувчи ва эҳтиёт коэффициентини топиш асосида текшириш усули (аниқлаштирилган усул).

Агар валнинг мустақкамлигини текшириш қониқарли натижани бермаса, унинг тузилишига зарур ўзгаришлар киритилиб, мустақкамлиги қайта ҳисобланади.

Валларнинг мустақкамлигини ҳисоблашнинг тақрибий усули. Бу усулга кўра келтирилган момент таъсирдан валнинг хавfli кесимида ҳосил бўладиган кучланиш аниқланиб, рухсат этилган кучланиш қиймати билан солиштирилади. Демак, бу ҳолда вал кесими учун мустақкамлик шarti қуйидагича ифодаланади:

$$\sigma = \frac{M_y}{W} = \frac{10^3 \sqrt{M^2 + T^2}}{0,1 d^3} \leq [\sigma_{-1}], \quad (327)$$

бу ерда M — кучланиш аниқландиган кесимга таъсир этаётган эгувчи момент, Нм; T — шу кесимдаги буровчи момент, Нм; W — ҳисобланаётган кесимнинг эгилишга бўлган қаршилик моменти, мм³.

Агар валга таъсир этувчи кучлар ҳар хил текисликда ётса, уларни ўзаро перпендикуляр бўлган горизонтал ҳамда вертикал иккита текислик бўйича таъсир этадиган қилиб олиш, сўнгра маълум усуллар билан таянчлардаги реакцияларни топиш ва улардан фойдаланиб эгувчи момент эпюраларини қуриш лозим. (Бу ҳолда ҳар бир кесимга умумий таъсир этадиган эгувчи момент икки текислик бўйича тузилган моментларнинг геометрик йиғиндиси сифатида аниқланади, яъни

$$M_y = \sqrt{M_r^2 + M_b^2}. \quad (328)$$

Шундан сўнг, буровчи момент эпюраси қурилиб, келтирилган моментнинг қиймати аниқланади:

$$M_y = \sqrt{M^2 + T^2}.$$

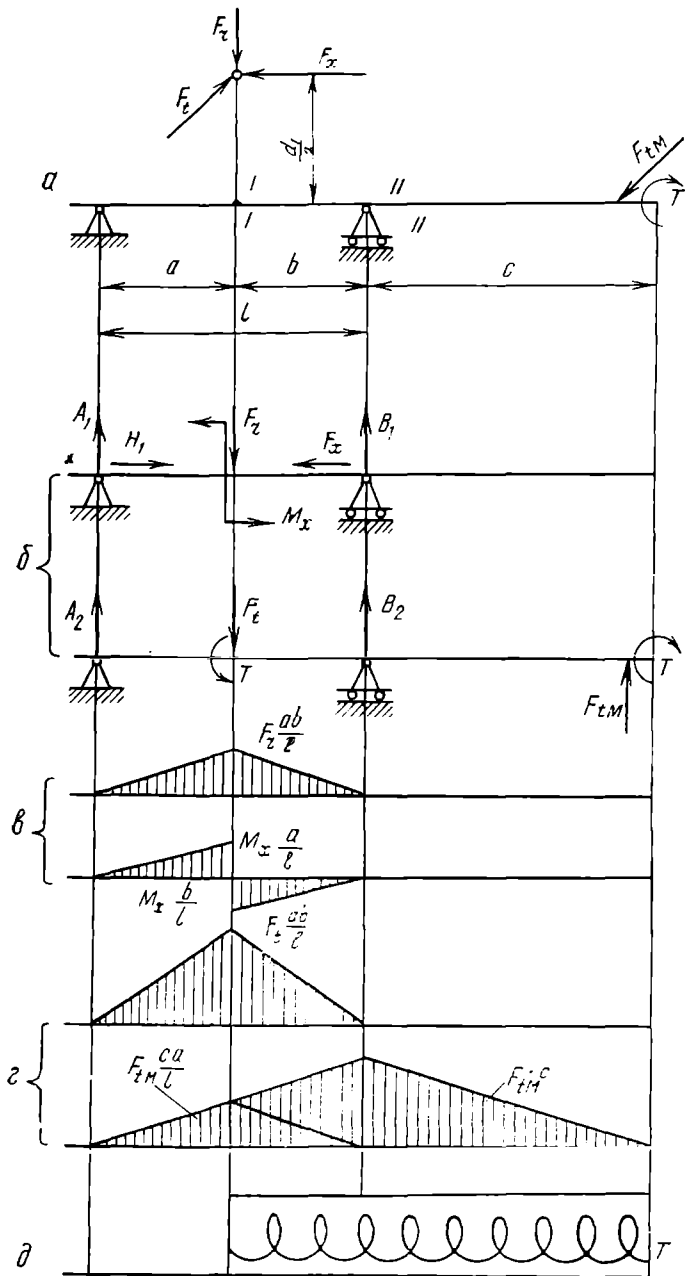
Масалан, 145-шаклда келтирилган, қия тишли гилдирак ўрнатилган вал учун:

$$M_y = \sqrt{\left(F_r \frac{ab}{l} + M_x \frac{a}{l}\right)^2 + \left(F_t \frac{ab}{l} + F_{tM} \frac{ca}{l}\right)^2};$$

$$T = 9550 \frac{N}{n} \text{Нм};$$

$$M_y = \sqrt{M^2 + T^2}; \quad (329)$$

бу ерда F_{tM} — уланадиган вал учларининг ўқдошлигини аниқ таъминлашнинг иложи бўлмаганлиги туфайли муфтада ҳосил бўладиган қўшимча куч; унинг қиймати ҳар хил муфталар учун ҳар хил бўлади; тахминий ҳисоблашларда $F_{tM} = (0,2 - 0,5) F_t$ қилиб олинади, бу ерда F_t — муфтага таъсир этувчи айлана куч; бу кучнинг йўналиши валда F_t дан ҳосил бўладиган деформацияни оширадиган қилиб олинади; F_t — гилдиракдаги айлана куч; F_x — ўқ бўйлаб йўналган куч; F_r — валга тик йўналган куч.



145- шакл. Қия тишли гилдирак ўрнатилган вални ҳисоблашга доир схема.

Тақрибий ҳисоблаш натижаларидан фойдаланиб, вал қисмларининг тузилиши ва ўлчамлари етарли даражада аниқ белгиланади. Шундан сўнг ҳисоблашнинг аниқлаштирилган усулидан фойдаланиб, валнинг мустақкамлиги текшириб кўрилади.

Валларнинг мустақкамлигини ҳисоблашнинг аниқлаштирилган усули. Бу усулнинг тақрибий усулдан асосий фарқи шуки, бу усул билан ҳисоблашда таъсир этувчи моментлардан ташқари, хавфли кесимлардаги кучланишлар концентрацияси, валнинг геометрик ўлчамлари ҳамда сирт тозалигининг кучланишлар қийматига таъсири ҳам эътиборга олинади. Бу усулга кўра, валнинг хавфли кесими учун эҳтиёт коэффициенти аниқланиб, рухсат этилган қиймати билан солиштирилади, яъни

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq [n] \geq 1,5, \quad (330)$$

бу ерда $n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a K_{\sigma}}{\epsilon_M \epsilon_P} + \psi_{\sigma} \sigma_m}$ — фақат эгилиш бўйича аниқ-

ланган эҳтиёт коэффициенти; $n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a K_{\tau}}{\epsilon_M \epsilon_P} + \psi_{\tau} \tau_m}$ — фақат буралиш

бўйича аниқланган эҳтиёт коэффициенти.

Бу ердаги ψ_{σ} ва ψ_{τ} кучланишлар цикли ўзгармас қисмининг мустақкамликка таъсири эътиборга олувчи коэффициентлар қиймати 6I-жадвалдан олинади.

Маълумки, σ_a ва τ_a — кучланишлар циклининг ўзгарувчан қисми, σ_m ва τ_m — ўзгармас қисми:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_m &= 0; \quad \sigma_a = \sigma_{\sigma} = \frac{M_y}{0,1 d^3}, \\ \tau_m &= \tau_a = \frac{1}{2} \tau = \frac{1}{2} \frac{T}{0,2 d^3} \end{aligned} \right\} \quad (331)$$

бу ифодалардаги τ_{-1} ва σ_{-1} нинг қийматлари, материалга қараб, махсус жадваллардан ёки қуйидаги тақрибий муносабатлар асосида аниқланиши мумкин:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{-1} &\approx (0,4 \quad 0,5) \sigma_B \\ \tau_{-1} &\approx (0,2 \quad 0,3) \sigma_B \\ \tau_B &\approx (0,55 \quad 0,65) \sigma_B \end{aligned} \right\} \quad (332)$$

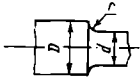
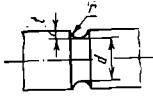
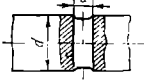
Ψ_{σ} ва Ψ_{τ} коэффициентларининг қиймати

Пўлатларнинг хили	Коэффициентлар	
	Ψ_{σ}	Ψ_{τ}
Углеродли юмшоқ пўлат	0,15	0,05
Уртача углеродли пўлат	0,20	0,10
Легирланган пўлатлар	0,25	0,15

ϵ_M — диаметри ҳар қил бўлган валлардаги чидамлик чегарасининг ҳар хил бўлишини ҳисобга олувчи коэффициент (бу коэффициент 146-шаклдаги графикдан аниқланади); ϵ_n — деталь сирти тозалик даражасининг чидамлик чегарасига таъсирини ҳисобга олувчи коэффициент (бу коэффициент 147-шаклдаги графикдан топилади); K_{σ} ва K_{τ} кучланишлар концентрациясини ҳисобга олувчи коэффициентлар (бу коэффициентлар 62-жадвалдан олинади).

62- жадвал

 K_{σ} ва K_{τ} нинг қийматлари

Концентрация манбаи	K_{σ}		K_{τ}	
	σ_B , МПа			
	<700	>1000	<700	>1000
Галтель $r/d = 0,02$ ($\frac{D}{d} = 1,25$ 2) 0,06 0,10				
	2,5	3,5	1,8	2,1
	1,85	2,0	1,4	1,53
Ўйиқча $r/d = 0,02$ ($t = r$) 0,06 0,10				
	1,9	2,35	1,4	1,7
	1,8	2,0	1,35	1,65
Қўндалангига ўтказилган тешик $a/d = (0,05$ 0,025)				
	1,9	2,0	1,75	2,0
Шпонка учун мўлжалланган ўйиқча	1,7	2,0	1,4	1,7
Шлицлар	1	1	1	1
Пресслаб ўтказиш	2,4	3,6	1,8	2,5
Резьбали бирикма	1,8	2,4	1,2	1,5

Валларнинг бикрлиги-ни ҳисоблаш. Валларнинг иш жараёнида эгилиши уларнинг ҳамда улар билан боғлиқ бўлган деталларнинг ишига салбий таъсир кўрсатади. Шу сабабли валларнинг эгилишидан ҳосил бўладиган салқиликнинг ҳамда таянчга нисбатан қиялик бурчагининг қиймати маълум чегарадан ортиб кетмаслиги лозим. Валларнинг бикрлигини ҳисоблашдан асосий мақсад ана шу талабларнинг қанчалик қондирилишини текширишдир.

Эгилишдан ҳосил бўладиган салқилик ҳамда эгилиш чизигининг таянчга нисбатан ҳосил қилган қиялик бурчаги материаллар қаршилиги курсида келтирилган усуллар билан аниқланади.

Салқиликнинг рухсат этилган қиймати валнинг тузилиши, ишлаш шарт-шароити ҳамда қўйилган талабларга кўра, ҳар бир ҳол учун алоҳида белгиланади. Масалан, тишли ғилдираклар ўрнатиладиган валлар учун салқиликнинг рухсат этилган қиймати қуйидагича бўлади:

$[y] \approx 0,01 m$ — цилиндрлик ғилдиракли узатмалар учун;

$[y] \approx 0,005 m$ — конуссимон ғилдиракли ва гипонд узатмалар учун;

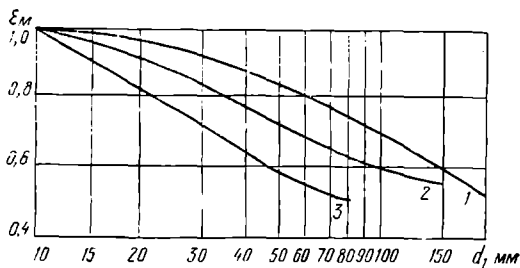
бу ерда m — илашиш модули.

Станоксозликда ишлатиладиган умумий валлар учун:

$[y] = (0,0002 \dots 0,0003)L$,

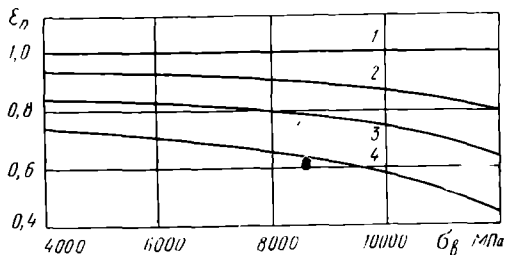
бу ерда L — таянчлар орасидаги масофа.

Эгилган валларнинг таянчларга нисбатан қиялик бурчаги сирпаниш подшипниклари учун (148-шакл) $[\theta] = 0,001$ радиан; думалаш радиал под-



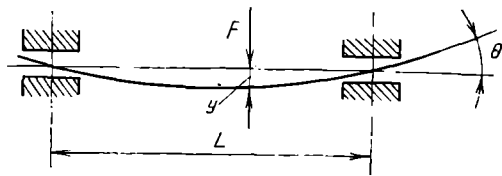
146-шакл. ϵ_m ни аниқлаш графиги:

1 — кучланишлар концентрацияси бўлмаган шароитда ишлатилган углеродли пўлат; 2 — шу шароитда ишлатилган легирланган пўлат; 3 — кучланишлар концентрацияси бўлган шароитда ишлатилган легирланган пўлат.



147-шакл. ϵ_n ни аниқлаш графиги:

1 — жилдирланган сирт; 2 — йўнилган сирт; 3 — цилиндрлик сирт; 4 — ишлов берилмаган сирт.



148-шакл. Сирпаниш подшипнигига ўрнатилган валнинг эгилиши.

шипниклари учун эса $[\theta] = 0,01$ радиан деб қабул қилинади.

Валларнинг эгилишидан ҳосил бўладиган салқиликни камайтириш учун уларга ўрнатилган деталлар таянчларга иложи борича яқин қилиб жойлаштирилишига ҳамда мумкин қадар енгил бўлишига ҳаёрат қилиш лозим.

Валларнинг вибрардошлигини ҳисоблаш. Бундай ҳисоблашдан асосий мақсад валларнинг синишига сабаб бўладиган резонанс ҳодисасига йўл қўймасликдир. Валларда резонанс ҳодисаси бошланадиган айланиш тезлиги айланиш частотасининг критик қиймати билан белгиланади. Ҳар бир валнинг тузилиши ҳамда ишлаш шароитига қараб, айланишлар частотасининг критик қиймати ҳар хил бўлади.

Валларнинг ҳақиқий айланиш частотаси критик қийматига етганда ташқи кучларнинг таъсир этиш частотаси хусусий тебраниш частотасига мос келиб қолади. Бундай ҳолларда тебраниш амплитудаси кескин катталашади ва, оқибатда, вал синади. Демак, резонанс содир бўлмаслиги учун валларнинг мазкур шароитдаги айланиш тезлиги қиймати айланишлар частотасининг критик қийматига тенг бўлиб қолмаслиги керак. Айланиш частотасининг критик қиймати қуйидагича топилади:

$$n_{кр} = \frac{30 \omega_{кр}}{\pi} = \frac{30}{\pi} \sqrt{q/y_{ст}} \quad (333)$$

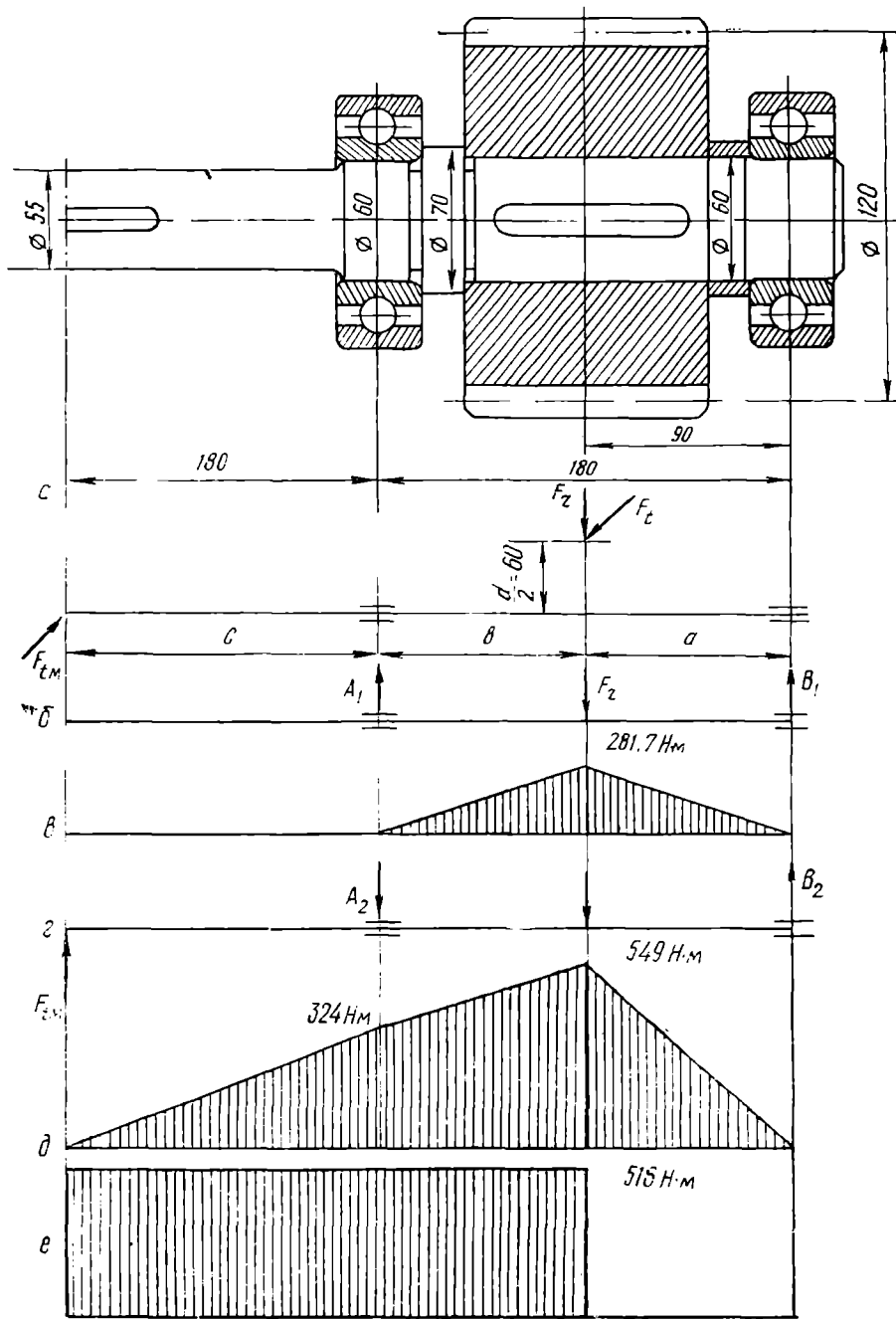
бу ерда $\omega_{кр}$ — ташқи куч таъсир этиш частотасининг (бурчагий тезликнинг) критик қиймати; $q = 9,81$ м/с², ер тортиш кучидан ҳосил бўладиган тезланиш; $y_{ст}$ — валда ҳосил бўладиган статик салқилик.

Демак, статикавий усул билан аниқланган салқилик қийматида н фойдаланилса, критик айланиш частотаси жуда осон топилади. Шунинг назарда тутиш керакки, айланиш частотаси критик қийматга етган валлар тўсатдан синиб кетмайди. Шу сабабли, талаб қилинган ҳолларда валларнинг (масалан, тиш даволашда ишлатиладиган машиналар эгиловчан валларнинг) ҳақиқий айланиш частотаси критик қийматидан катта бўлиши ҳам мумкин. Бундай ҳолларда критик айланиш частотаси билан ишлаш ҳолатидан тез ўтишни таъминлаш лозим. Бундан ташқари, резонанс ҳодисаси критик айланиш частотасининг каррали қийматларида ($2n_{кр}$, $3n_{кр}$ ва ҳ. к.) такрорланиб туради, буни ҳам эсдан чиқармаслик керак.

Одатда, резонанс ҳодисаси рўй бермаслиги учун бикр валларда $n \leq 0,7 n_{кр}$, эгиловчан валларда эса $n \geq 1,3 n_{кр}$ бўлишини таъминлаш даркор.

78-§. Масалалар

13-масала. Қуйида берилганларга асосланиб, цилиндрик ғилдиракли редуктордаги етакчи вал ҳисоблансин. Узатиладиган қувват $N = 40$ кВт, айланиш частотаси $n_1 = 740$ мин⁻¹ ($\omega = 100$ рад/с), вал материали 50 маркали углеродли пўлат, бундай пўлат учун $\sigma_B = 600$ МПа; шестерня бўлиш айланасининг диаметри $d_1 = 120$ мм; шестерня



149- шакл. Шестерня ўришилган вални ҳисоблашга доир схема.

гупчаги узунлиги $l = 80$ мм; валнинг бир учига муфта ўрнатилган бўлиб, ундан $F_{тМ} = 1800$ Н куч таъсир этади. Бу куч шестернядаги айлана кучдан валда ҳосил бўладиган деформацияни оширади (149-расм).

Е ч и ш: 1 (326) формулага кўра, валнинг тахминий диаметрини аниқлаймиз:

$$d = 160 \sqrt[3]{N/n} = 160 \sqrt[3]{40/740} \approx 60 \text{ мм}$$

2. Вал конструкциясини чизиб, унинг тахминий ўлчамларини белгилаймиз: подшипник ўрнатиладиган жойнинг диаметри $d_{\Pi} = 60$ мм; шестерня ўрнатиладиган жойнинг диаметри $d_{ш} = 65$ мм; муфта ўрнатиладиган жойнинг диаметри $d = 55$ мм; $l = 180$ мм; $a = b = 90$ мм; $c = 180$ мм.

3. Таъсир этувчи айлана ва радиал кучларни топамиз:

$$T = 9550 \frac{40}{740} = 516 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$F_t = \frac{2T}{d_1} = \frac{2 \cdot 516}{0,12_1} = 8600 \text{ Н};$$

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha = 8600 \cdot 0,364 = 3130 \text{ Н}.$$

4. F_r нинг таъсиридан таянчларда ҳосил бўладиган реакциялар:

$$\left\{ \begin{aligned} A_1 \cdot 0,180 - F_r \cdot 0,09 = 0, \text{ бундан } A_1 = \frac{3130 \cdot 0,09}{0,18} = 1565 \text{ Н}; \\ -B_1 \cdot 0,18 + F_r \cdot 0,18 = 0, \text{ бундан } B_1 = \frac{3130 \cdot 0,18}{0,18} = 3130 \text{ Н}. \end{aligned} \right.$$

5. Шестерня ўрнатилган жойда вертикал йўналишда таъсир этувчи эгувчи момент:

$$\left\{ M_B = B_1 \cdot 0,09 = 3130 \cdot 0,09 = 281,7 \text{ Нм} \right.$$

6. $F_{тМ}$ ва F_t таъсиридан таянчларда горизонтал текисликда ҳосил бўладиган реакция:

$$F_{тМ} \cdot 0,36 - A_2 \cdot 0,18 - F_t \cdot 0,09 = 0,$$

$$\text{бу ердан } A_2 = \frac{1800 \cdot 0,36 - 8600 \cdot 0,09}{0,18} = -700 \text{ Н};$$

$$F_{тМ} \cdot 0,18 + F_t \cdot 0,09 - B_2 \cdot 0,18 = 0,$$

бундан

$$B_2 = \frac{1800 \cdot 0,18 + 8600 \cdot 0,9}{0,18} = 6100 \text{ Н}.$$

7. Шестерня ўрнатилган горизонтал йўналишда таъсир этувчи эгувчи момент:

$$M_r = B_2 \cdot 0,09 = 6100 \cdot 0,09 = 549 \text{ Нм};$$

чап томондаги подшипникда иш йўналишида таъсир этувчи эгувчи момент

$$M'_r = F_{тМ} \cdot 0,18 = 1800 \cdot 0,18 = 324 \text{ Нм}.$$

лигининг юқорилиги; 3) иш жараёнида ҳосил бўладиган динамикавий кучларнинг салбий таъсирини камайтириш хоссасига эгаллиги; 4) ўзаро сирпанаётган сирт қисмларнинг бир-бирига иллиниб чиқиш ҳодисаси рўй бермаслиги; 5) мойловчи суюқлик сифатида оддий сувдан фойдаланиш мумкинлиги; 6) ейилиш патижасида ҳосил бўладиган чиқинди юмшоқ бўлганлиги туфайли бошқа деталларнинг сиртига зарар етказмаслиги улардаги подшипниклар учун материал сифатида фойдаланишга кенг имконият яратди.

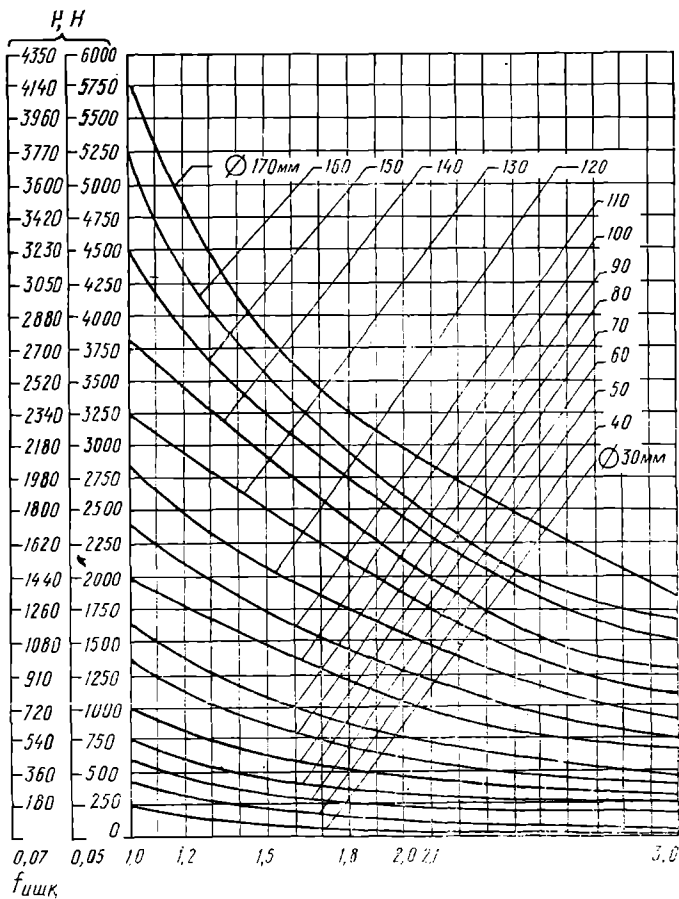
Ҳозирги вақтда сирпаниш подшипникларининг вкладишлари учун материал сифатида, ёғоч асосида тайёрланган пластиклар, текстолит, резина ва ҳар хил полиамидлар ишлатилади. Ҳамма пластмассаларнинг сирпаниш подшипниклари учун номақбул бўлган асосий камчилиги иссиқлик ўтказувчанлигининг ва иссиққа чидамлилигининг пастлигидир.

Сўнгги йилларда турлича ишлов бериш йўли билан ҳосил қилинган ёғоч қатламли пластикдан (ДСП—лигнофолдан) ва ёғоч қипиғидан пресслаб тайёрланган пластикдан (ДП—лигностондан) ясалган вкладишларнинг сони кўпайиб бормоқда. Бундай вкладишлар қўйидаги афзалликларга эга. 1) механикавий хоссалари етарли даражада қониқарли; 2) ишқаланиш коэффициентини сезиларли даражада кичик (0,003:0,007) бўлиб, мойловчи суюқлик сифатида оддий сувдан фойдаланишга имкон беради; 3) сиртнинг жилвирлаш осон бўлиб, ейилишга чидамлилиги юқори; 4) механикавий ишлов бериш осон; 5) арзон туради. Уларнинг асосий камчиликлари жумласига қўйидагилар киради: 1) намни шимиш хусусияти юқори; 2) иссиқлик ўтказувчанлиги паст.

Ёғоч қатламли пластиклардан тайёрланадиган вкладишлар айрим бўлакчалардан тузилади. Улар сув билан яхшилаб мойланадиган бўлса, уларни $[p] \leq 35$ МПа, $v \geq 8$ м/с бўлган ҳолларда ҳам ишлатишга рухсат этилади. Сув ўрнига минерал мойлардан ҳам фойдаланиш мумкин. Фақат бундай ҳолларда вкладишларга тушадиган нагрузка 8—10 марта кам бўлиши керак.

Ёғоч қипиғидан пресслаб тайёрланган вкладишлар учун рухсат этилган кучланиш $p \leq 6$ МПа. Бундай подшипникларнинг минерал мой билан ишлайдиган ҳоллардаги нагрузкасини белгилаш учун Ю. К. Васильев таклиф этган номограммалардан фойдаланиш маъқул. Бундай номограммалардан бири 158-шаклда келтирилган. Подшипник ишлайдиган шароитда қаттиқ заррачаларнинг бўлиши кутилса ҳамда валларнинг тайёрланишида йўл қўйилган ноаниқликларнинг салбий таъсирини камайтиришга алоҳида талаб қўйилса, вкладишлар турли резиналардан тайёрлангани маъқул. Графит ёки молибден дисульфид шимдирилган бундай подшипниклар мой ёки сув билан мойланган шароитда ва қуруқ ҳолда қаноатланарли ишлай қолади.

Резинадан тайёрланган вкладишнинг иш сиртида бир неча ўйиқ бўлади ва бундай вкладишли подшипникларни мойлаш учун фақат сув ишлатилади. Шуни назарда тутиш керакки, мойловчи суюқлик сифатида сувнинг ишлатилиши тежамли ва яхши совиладиган бўлиш билан бирга, валнинг зангламаслиги учун зарур чоралар кўришни талаб этади.



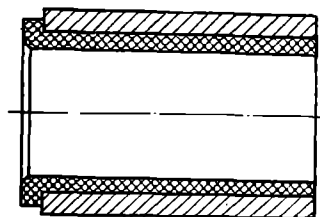
158- шакл. Ёғоч асосида тайёрланган ДП маркали материалдан ишланган подшипникнинг нагрузкасини аниқлаш номограммаси.

Сўнги йилларда подшипник вкладишлари учун ҳар хил полиамидлардан фойдаланиш тобора кенгаймоқда. Бунга сабаб шуки, полиамидларда бошқа пластмассаларга хос афзалликлар бўлиши билан бирга улардан вкладишлар қуйиш усулида тайёрланиши ҳам мумкин. Маълумки, деталлар тайёрлаш усуллари ичида қуйиш усули энг қулай ва тежамли ҳисобланади.

Вкладишлар учун фойдаланиладиган полиамидлар орасида энг кўп ишлатиладигани найлондир. Полиамидларнинг ишқаланиш коэффициентини ҳамда ейилишини камайтириш учун уларга графит ва молибден дисульфид қўшиш тавсия этилади.

Полиамид вкладишлар ишлайдиган шароитнинг температураси юқори бўлмаслиги керак, чунки юқори температурада полиамид вкладишларда ейилиш процесси тезлашади. Бундан ташқари, тем-

пература таъсирида полиамиддан ясалган вкладышнинг ўлчамлари сезиларли даражада ўзгаради. Бу эса айрим ҳолларда валларнинг вкладыш ичида қисилиб қолишига сабаб бўлади. Бу ҳодисанинг олдини олиш учун втулка тарзидаги полиамид подшипникларнинг икки четига ҳалқа кийгизилиб, узунасига винт чизиги бўйлаб кетган ариқча очилади. Шундай қилинганда вкладышларда валларнинг қисилиб қолиш ҳоллари рўй бермайди, чунки ўлчамнинг диаметри бўйича ўзгариши ариқча ҳисобга компенсацияланади. Гап бораётган ҳодисанинг салбий таъсирини бартараф қилишнинг яна бир йўли бор. Бу йўл шундан иборатки, вкладыш сиртқи қисми металл, ички қисми эса полиамид бўлган икки бўлакдан иборат втулка тарзида тайёрланади (159-шакл). Вал айлана бошлаганда вкладышнинг ички сирти ишлайди, яъни вал одатдагича вкладыш ичида айланади. Сирпаниш натижасида ҳосил бўлган иссиқлик таъсиридан ўлчамлар ўзгариб, вал вкладышда қисилиб қолгудай бўлса, у вал билан бирга айлана бошлайди. Бунда вкладышнинг сиртқи юзаси металл қисмининг ичида вал билан биргаликда айланади. Вақт ўтиши билан сирпаниш сиртидаги иссиқлик таъсиридан полиамид втулка металл втулкага қисилиб қолиши мумкин. Бунда сирпаниш яна вал билан вкладыш орасида бўлади. Бу иш жараёнида бир неча бор такрорланиши мумкин.



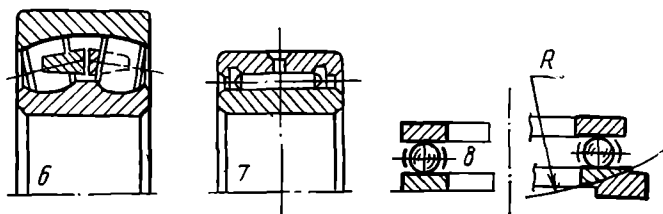
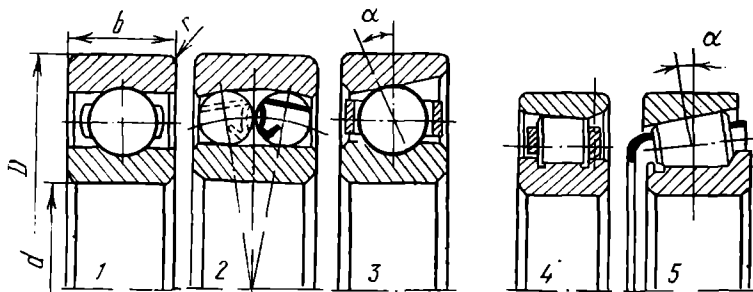
159-шакл. Металл ва полимердан тузилган подшипник.

Полиамид вкладышларни ҳисоблашда қуйидагиларга эътибор бериш керак:

1. Полиамид вкладышлар билан вал сирти орасидаги зазорнинг қиймати вкладыш металлдан бўлган ҳолдагига қараганда каттароқ қилиб олинади.
2. Иссиқликдан вкладыш геометрик ўлчамларининг ўзгариш даражаси металл вкладышларникига қараганда юқори бўлади.
3. Температура кўтарилиши билан полиамид вкладышларнинг ишлаш қобилияти кескин пасаяди.
4. Полиамид вкладышлардан температура 80°C дан юқори бўлмаган ҳоллардагина фойдаланиш тавсия этилади.

84-§. Думалаш подшипниклари

Маълумки, сирпаниш подшипникларининг асосий камчиликларидан бири ишқаланиш коэффициентининг нисбатан катталигидир. Думалаш подшипникларида сирпаниб ишқаланиш ўрнига думалаб ишқаланишнинг мавжудлиги ишқаланишга сарфланадиган қувватни кескин равишда камайтиришга имкон беради, яъни бу подшипникларнинг фойдали иш коэффициенти юқори бўлади. Шунинг учун ҳозирги вақтда валларнинг таянчлари сифатида, асосан, думалаш подшипниклари ишлатилади. Думалаш подшипникларининг тузилиши уларни стандартлаштирилган маҳсулот сифатида кўплаб ишлаб чиқаришга имкон беради.



160-шакл. Думалаш подшипникларининг асосий турлари:

1 — шарикли; 2 — шарикли сферик; 3 — шарикли радиал тирак; 4 — роликли радиал; 5 — роликли радиал-тирак; 6 — роликли сферик; 7 — игнали радиал; 8 — шарикли тирак.

Бу эса маҳсулотнинг таннархини камайтиради. Булардан ташқари, думалаш подшипникларида яна қуйидаги афзалликлар ҳам бор:

1) ишқаланиш кучи ва ундан ҳосил бўладиган иссиқлик миқдори кичик; валларнинг айлана бошлаши учун зарур бўлган қўзғатиш momenti сирпаниш подшипникларидагига қараганда бир неча марта (5—10 марта) кичик;

2) сарфланадиган мой миқдори кам;

3) узунлик бўйича ўлчами сирпаниш подшипниклариникига қараганда бирмунча қисқа;

4) рангли металл ишлатишни талаб этмайди.

Думалаш подшипникларининг асосий камчилиги шуки, уларнинг динамикавий кучлар таъсирига бардош бериш хусусияти паст, нагрузка қабул қиладиган юзасининг кичиклиги туфайли бу юзада катта қийматли контакт кучланиш ҳосил бўлади. Бу эса подшипникнинг ишлаш даврини қисқартиради.

Иттифоқимизда подшипник саноати юксак даражада ривожланган бўлиб, ҳозирги вақтда 1000 хилдан ортиқ думалаш подшипниклари ишлаб чиқарилади ва бундаги процесслар автоматлаштирилган.

Ишлаб чиқарилаётган подшипникларнинг сиртқи диаметри 1 мм дан то 2,6 м гача, оғирлиги эса 0,5 г дан 3,5 т гача етади. Бу подшипниклар, думалайдиган деталларининг тузилишига қараб, шарикли ва роликли турларга бўлинади. Шу билан бирга, роликли подшипниклар роликларининг шаклига қараб, узун ва қисқа роликли; конусси-

мон роликли; бочкасимон роликли; игнасимон роликли подшипникларга бўлинади. Бундан ташқари, думалаш подшипникларининг ҳар бир тури қабул қила оладиган кучларнинг йўналишига қараб, қуйидаги уч турга бўлинади (160-шакл):

1) вал ўқиға тик йўналган кучларни қабул қилишга мўлжалланган радиал подшипниклар;

2) вал ўқиға бўйлаб таъсир этувчи кучларни қабул қилишга мўлжалланган тирак подшипниклар;

3) вал ўқиға тик бўлган куч билан бир вақтда унинг ўқи бўйлаб йўналган кучларни ҳам қабул қилишга мўлжалланган радиал—тирак подшипниклар.

Думалаш подшипниклари орасида тузилиши жиҳатидан энг оддийси ва арзони шарикли радиал подшипниклардир. Улар кичик қиймагли, ўқ бўйлаб йўналган кучни ҳам қабул қилиш билан бирга, иш жараёнида валларнинг маълум даражада эгилишидан ортиқча шикастланмайди. Шунинг учун машинасозликда бундай подшипниклардан кенг фойдаланилади. Таянчга тушадиган куч катта бўлган ҳолларда роликли подшипниклар ишлатиш тавсия этилади.

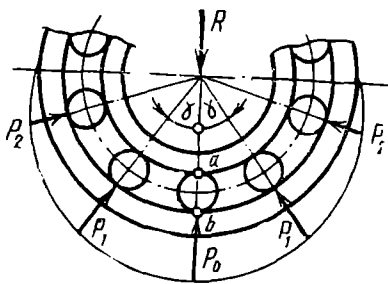
Игнасимон роликлардан фойдаланиш подшипникнинг диаметр бўйлаб ўлчамини кичрайтиришга имкон беради.

Думалаш подшипникларининг ҳар бири нагрузка жиҳатидан энгил Л, ўрта С ва оғир Т серияли қилиб тайёрланади. Ҳар бир подшипникнинг рақам ва ҳарфлардан тузилган шартли белгиси бўлади. Бу белгининг ўнг томонидаги биринчи икки рақам подшипникнинг ички диаметрини кўрсатади. Ички диаметри 20 дан 495 мм гача бўлган подшипниклар учун бу рақамлар ички диаметрининг 5 га бўлинганига тенг қилиб олинган, яъни бундай подшипниклар ички диаметрининг ҳақиқий қийматини топиш учун келтирилган икки рақамни 5 га кўпайтириш керак.

Ўнг томондан учинчи рақам подшипникнинг қайси серияли эканлигини билдиради. Бунда энгил серия 2, ўртача серия 3, оғир серия эса 4 билан белгиланади. Масалан, ички диаметри 50 мм бўлган шарикли подшипник 210 билан белгиланган бўлса, энгил серияли, 310 билан белгиланган бўлса, ўртача серияли, 410 билан белгиланганда эса оғир серияли эканлиги тушунилади.

Шартли белгининг ўнг томондан тўртинчи рақам подшипникнинг турини, бешинчи ва олтинчи рақамлари эса подшипникнинг тузилишидаги алоҳида хусусиятларни ифодалайди. Шартли белгининг олдида учраши мумкин бўлган ҳарфлар аниқлик классини кўрсатади. Агар белгининг олдида ҳарф бўлмаса, аниқлик классини нормал деб тушунилади.

Думалаш подшипниклари, асосан, тўртта деталдан: сиртки ва ички ҳалқалар, сепаратор ва думалайдиган элементдан тузилган бўлади. Деталлари жуда мустаҳкам, подшипниклар учун мўлжалланган махсус пўлатдан ясалади. Сўнгги йилларда думалайдиган деталларнинг ҳамда сепараторнинг АГ-4В стеклопластдан, текстолитдан ва капрондан тайёрланганлигини учратиш мумкин бўлиб қолди. Бундай деталларга эга бўлган подшипниклар шовқинсиз ишлайди ва динамикавий кучларнинг салбий таъсири деярли сезилмайди.



161- шакл. Подшипникдаги шарикларга тушадиган нагрузка.

Подшипникнинг ишлаш шароити. Радиал ва радиал-тирак подшипникларнинг ишлашида иккита асосий ҳол бўлиши мумкин:

1) подшипникларнинг ички ҳалқаси валга маҳкамланган бўлиб, вал билан бирга айланади, бунда сиртқи ҳалқа қўзғалмайди;

2) подшипникнинг ички ҳалқаси ўз ўқи атрофида айланмайдиган бўлиб, сиртқи ҳалқаси унга маҳкамланган деталь билан бирга айланади; қўзғалмас ўққа ўрнатилган филдирак подшипниклари, кўпинча шу принципда ишлайди.

Подшипникнинг қай тарзда ишлашидан қатъи назар, шарик ва роликларнинг пастки ёки юқориги ярми нагрузкали, қолган ярми эса нагрузкасиз бўлади. Масалан, подшипникнинг пастки ярим палласидаги шарикларнинг нагрузкали ҳолатда бўлишини кўриб чиқайлик (161-шакл). Ундаги мувозанат шартидан фойдаланиб, таъсир этувчи кучнинг шариклар орасида қай тарзда тақсимланишини аниқлаш мумкин, яъни:

$$R = P_0 + 2P_1 \cos \gamma + 2P_2 \cos 2\gamma + \dots + 2P_n \cos n\gamma, \quad (344)$$

бу ерда $\gamma = 360^\circ / z$; z — шариклар сони.

Ўтказилган тадқиқотлар P_0 , P_1 , P_2 ва ҳоказо кучлар орасидаги боғланиш

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= P_0 \cdot \cos^{3/2} \gamma \\ P_n &= P_0 \cos^{3/2} n\gamma \end{aligned} \right\} \quad (345)$$

эканлигини кўрсатди. Шунинг эътиборга олиб, (344) ифодадан P_0 нинг қийматини топиш мумкин:

$$P_0 = \frac{R}{1 + 2 \cos^{5/2} \gamma + 2 \cos^{5/2} 2\gamma + \dots + 2 \cos^{5/2} n\gamma} \quad (346)$$

Подшипниклардаги шарикларнинг қанча бўлишидан қатъи назар

$$z / (1 + 2 \cos^{5/2} \gamma + 2 \cos^{5/2} 2\gamma + \dots + 2 \cos^{5/2} n\gamma) \approx 4,37$$

эканлиги ҳисоблаб топилган. Демак:

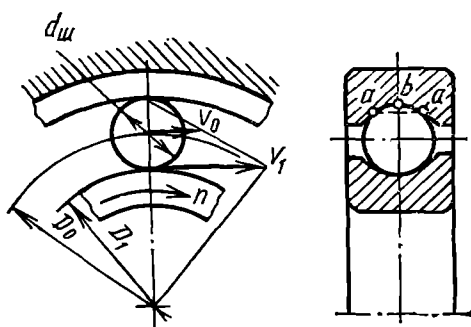
$$P_0 = \frac{4,37R}{z}$$

Деталлар тайёрлашда йўл қўйилиши мумкин бўлган ноаниқликларни ва радиал зазорнинг подшипник ишига таъсирини эътиборга олиб, амалий ҳисоблаш учун

$$\left. \begin{aligned} P_0 &= \frac{5R}{z} \\ P_n &= \frac{5R}{z} \cos^{3/2} n\gamma \end{aligned} \right\} \quad (347)$$

деб қабул қилиш мумкин.

P_0, P_1, \dots, P_n ларнинг қийматлари маълум бўлгач, ҳар бир шарик сиртида ҳосил бўладиган контакт кучланишнинг қийматини аниқлаш мумкин. Одатдаги лойиҳалаш ишларида подшипникларнинг мустаҳкамлигини ҳисоблаш талаб этилмагани туфайли, бу ерда контакт кучланишни аниқлашга имкон берадиган формулалар келтирилмади.



162- шакл. Подшипник деталлари учун тезликлар плани.

Подшипникнинг кинемати- каси. Подшипник кинемати- касини тушуниш учун ички ҳалқаси айланадиган қилиб ўрнатилган подшипник деталлари учун тузилган тезликлар планидан фойдаланамиз (162-шакл). Унда:

$$v_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} \text{ м/с}; \quad v_0 = v_1/2 \text{ м/с.}$$

Шарикнинг (ёки роликнинг) ўз ўқи атрофида айланиш частотаси

$$n_{ш} = \frac{60v_0}{\pi d_{ш}} = \frac{60v_1}{2\pi d_{ш}} = \frac{nD_1}{2d_{ш}} \text{ мин}^{-1} \quad (348)$$

бўлади. Сепараторнинг айланиш частотаси шарикнинг вал ўқи атрофида айланиш частотасига тенг бўлиб, қуйидагича ифодаланади:

$$n_c = \frac{60v_0}{\pi D_0} = \frac{n}{2} \cdot \frac{D_1}{D_1 + d_{ш}} \approx n'/2. \quad (349)$$

Демак, сепаратор вал билан бир йўналишда унинг айланиш частотасидан икки марта кичик тезлик билан айланади.

Шариклар ҳалқа сиртига aba ёй бўйича тегиб туради. Шарик ўз ўқи атрофида айланганда a ва b нуқталарнинг айлана тезликлари турлича бўлади. Бу деган сўз, шариклар ҳалқа сиртида соф думалаш билан ҳаракатланмай, балки сирпаниш ҳодисаси ҳам содир бўлади, демакдир. Бу ҳол шарикларнинг ейилишига ва қўшимча қувват сарфланишига олиб келади.

Ролик сиртининг ҳар бир нуқтаси роликнинг ўқида бир хил масофада жойлашади. Шунинг учун роликлар соф думалаш билан ҳаракатланади. Демак, бу подшипникларда бекорга сарфланадиган қувват шарикли подшипниклардагидан кам бўлади.

Подшипникларнинг емирилиши ва ҳисобланиши. Думалаш подшипниклари, асосан, улардаги деталлар иш сиртларининг емирилиши оқибатида иш қобилиятини йўқотади. Иш сиртининг емирилиши деганда шарик ва ҳалқа сиртларининг ейилиши ва узоқ вақт ишлаганда толиқиш ҳодисаси рўй бериб, сиртларнинг уваланиб кетиши назарда тутилади. Бундан ташқари, сепараторларнинг синиши, шарик ва роликларнинг бурдаланиб кетиши, ҳалқаларнинг дарз кетиш ҳоллари ҳам тез-тез учраб туради. Оғир нагрузкали подшипникларда ҳалқа сиртидаги ариқчаларнинг эзилиши натижасида подшипник ишини ёмонлаштирувчи ботиқликлар ҳам ҳосил бўлиши мумкин.

Ҳозирги вақтда думалаш подшипникларини ҳисоблаш усули сиртларнинг уваланишга чидамлилигини ҳамда пластик деформация (эзилиш) жиҳатидан олганда статик юк кўтара олиш қобилиятини аниқлашга асосланган. Емирилишнинг қолган турларини ҳисобга олувчи усул ҳақида ҳозирча бирор нарса дейиш қийин, чунки у жуда кўп тасодифий факторларга боғлиқ. Умуман олганда, амалда машиналар лойиҳалашда думалаш подшипниклари ҳисобланмайди, балки таянчга таъсир этувчи куч ва бошқа зарур факторлар эътиборга олингани ҳолда стандарт жадвалларидан танлаб олинади.

✓ Думалаш подшипниклари танлаш

Ҳозирги вақтда машиналар лойиҳалашда думалаш подшипниклари ИСО тавсияларига биноан икки хил усул билан танланади. Иттифоқимизда думалаш подшипниклари танлаш усули стандартлаштирилган (ГСТ 18854-73 ва 18855-73). Стандартда кўрсатилишича валнинг айланиш частотаси 1 мин^{-1} . дан катта бўлмаган ҳолларда подшипниклар статикавий юк кўтарувчанлик бўйича, қолган ҳолларда эса динамикавий юк кўтарувчанлик бўйича танланади.

Подшипникларни статикавий юк кўтарувчанлик бўйича танлаш учун уларга таъсир этаётган нагруканинг эквивалент (келтирилган) қиймати топилиб подшипниклар учун белгиланган стандарт жадвалларида келтирилган статикавий юк кўтарувчанликнинг рухсат этилган қиймати C_0 билан таққосланади. Бунинг учун қуйидаги муносабатлардан фойдаланилади:

$$\left. \begin{aligned} P_0 &= X_0 F_r + Y_0 F_a \\ P_0 &\leq C_0 \end{aligned} \right\} \quad (350)$$

бу ерда P_0 — статикавий нагруканинг эквивалент қиймати (радиал ва ўқ бўйлаб йўналган кучларнинг келтирилган қиймати), H ; F_r — подшипникка радиал йўналишда таъсир этадиган нагрукка, H ; F_a — подшипникка унинг ўқи бўйлаб таъсир этадиган нагрукка; H ; X_0 ва Y_0 — радиал ва ўқ бўйлаб йўналган юкланишлар коэффициентлари. Бу коэффициентларнинг қиймати подшипниклар учун белгиланган каталогларда келтирилган. Хусусан:

1) бир ва икки қаторли шарикли радиал подшипниклар учун $X_0 = 0,6$; $Y_0 = 0,5$.

2) Бир қаторли шарикли радиал тирак подшипниклар учун $X_0 = 0,5$; $Y_0 = 0,43 \dots 0,26$ (контакт бурчаги $\alpha = 18^\circ \dots 40^\circ$ оралиғида бўлган ҳоллар учун).

3) Бир қаторли конуссимон роликли подшипниклар учун $X_0 = 0,5$; $Y_0 = 0,22 \text{ ctg } \alpha$.

Агар таянчга фақат радиал куч таъсир этса, роликли подшипниклар учун $P_0 = F_r$; $F_a = 0$ бўлади. Тирак ва тирак радиал подшипниклар учун эквивалент нагрукка қуйидагича топилади:

$$P_{0a} = F_a + 2,3 F_r \text{ tg } \alpha \quad (351)$$

Аксарият валларнинг айланиш частотаси $n > 1 \text{ мин}^{-1}$ бўлгани учун подшипникларни динамикавий юк кўтарувчанлик бўйича танлаш усули

инженерлик практикасида лойиҳалаш ишларида қўлланиладиган асосий усул ҳисобланади. Подшипникларни **динамикавий** юк кўтарувчанлик бўйича танлаш учун динамикавий юк кўтарувчанликнинг ҳисобий қиймати топилиб, жадвалдаги қийматига таққосланади ва у ердан мос келган подшипник танланади. Бунда қуйидаги муносабатлардан фойдаланилади:

$$\left. \begin{aligned} C_x &\leq C \\ C_x &= p \sqrt[p]{L}; \\ L &= \frac{60 n L_h}{10^8}, \end{aligned} \right\} \quad (352)$$

келтирилган тенгликларда, C_x — динамикавий юк кўтарувчанликнинг ҳисобий қиймати, H ; C — динамикавий юк кўтарувчанликнинг жадвалда келтирилган қиймати, H ; p — илдиз кўрсаткичи, шарикли подшипниклар учун $p = 3$, роликли подшипниклар учун $p = 3,33$;

L — млн, айланишлар ҳисобида ифодаланган хизмат муддати;

L_h — соат ҳисобида ифодаланган хизмат муддати; уни 63-жадвалдан олиш мумкин;

P — эквивалент динамикавий нагрузка H ; унинг қиймати қуйидаги-ча топилади. Шарикли радиал ва радиал тирак подшипниклар учун:

$$P = (XV F_r + Y F_a) K_o K_T. \quad (353)$$

Тирак радиал шарикли ва роликли подшипниклар учун:

$$P = (X F_r + Y F_a) K_o K_T. \quad (354)$$

Қисқа цилиндрик роликли радиал подшипниклар учун:

$$P = V F_r K_o K_T; F_a = 0. \quad (355)$$

Тирак подшипниклар учун:

$$P = F_a K_o K_T; F_r = 0. \quad (356)$$

Келтирилган тенгликларда, X —радиал нагрузка коэффиценти, Y —ўқ бўйлаб йўналган нагрузка коэффиценти, X ва Y нинг қийматлари стандарт жадвалларидан олинади: уларнинг айримлари 64-жадвалда келтирилган;

V — ҳалқаларнинг қайси бири айланувчи эканлигига боғлиқ коэффицент (ички ҳалқа айланадиган бўлса, $V = 1$; сиртқи ҳалқа айланадиган бўлса, $V = 1,2$); F_r — радиал нагрузка, H ; F_a — ўқ бўйлаб йўналган нагрузка, H ; K_o — нагрузка характериини подшипник хизмат муддатига таъсириини эътиборга олувчи хавфсизлик коэффиценти¹. Юкланиш таъсири бир текисда бўлганда (кам қувват редукторларда, лентали конвейер юритмаларида) $K_o = 1...1,2$; нагрузка зарб билан таъсири этиши меъёрида бўлганда (ҳар турли редукторлар, тезликлар қутиси ва шу кабиларда) $K_o = 1,3...1,8$; нагрузка сезиларли даражада

¹ ГОСТда келтирилган формулаларда шартли равишда $K_o = K_T = 1$ деб қабул қилинган.

кескин зарб билан таъсир этувчи конструкцияларда (оғир станокларда, прокат станлариди, юқори қувватли вентиляторларда) $K_\sigma = 2 \dots 3$.

K_T — температуранинг подшипник хизмат муддатига таъсирини ҳисобга олувчи коэффициент; температура 100°C гача бўлганда $K_T = 1$; температура 150°C бўлганда $K_T = 1,1$; температура 200°C гача бўлганда $K_T = 1,25$.

Одатда подшипниклар танлаш учун вал схемаси, цапфа диаметри, валнинг айланиш частотаси ва таъсир этувчи кучлар маълум бўлиши керак.

Берилганларга биноан думалаш подшипниклари динамикавий юк кўтарувчанлик бўйича икки хил усулда танланиши мумкин:

1) $C_x \leq C$ шarti бўйича;

2) $L'_h \geq L_h$ шarti бўйича,

бу ерда L_h — танланган подшипникнинг соат билан ифодаланган хизмат муддатининг ҳисобий қиймати; L_h — унинг жадвалдан олинган ва тавсия этилган қиймати.

Одатда эквивалент нагрукани топишда X ва Y коэффициентларни танлашга ҳожат бўлмаган, яъни $F_a/VF_r \leq e$ бўлган ҳолларда (масалан, бир қаторли шарикли радиал ёки қисқа цилиндрик роликли радиал подшипникларни танлашда) биринчи шартдан фойдаланиш тавсия этилади. Бундай ҳолларда подшипник қуйидаги тартибда танланиши мумкин.

1. Подшипникнинг тури белгиланади.

2. Эквивалент нагрузка P топилади.

Маълумки, $F_a/VF_r \leq e$ бўлган ҳолларда $X = 1$; $Y = 0$ ва, шунинг учун, $P = F_rVK_\sigma K_T$ бўлади.

3. 63-жадвалдан L_h учун тавсия этилган қиймат танланади ва (35²) муносабатдан L ҳамда C_x топилади.

4. Подшипниклар учун белгиланган каталоглардан $C_x \leq C$ шarti бўйича ички диаметри цапфа диаметрига мос келадиган подшипник танланади.

Қўпинча, амалий ҳисоблашларда $F_a/VF_r \geq e$ бўлган ҳол учрайди. Бундай вақтда думалаш подшипникларини динамикавий юк кўтарувчанлик асосида $L'_h \geq L$ шarti бўйича танлаш тавсия этилади.

Бунинг тартиби қуйидагича:

1. Подшипникнинг тури белгиланади.

Бунда таянчга таъсир этаётган кучларнинг характериға аҳамият бериш керак. Шунинг назарда тутиш лозимки, агар ўқ бўйлаб йўналган куч миқдори айтарли катта бўлмай, $F_a/F_r < 0,35$ бўлса, бир қаторли шарикли радиал подшипник; $F_a/F_r = 0,35 \dots 0,7$ бўлса, контакт бурчаги $\alpha = 12^\circ$ бўлган радиал тирак шарикли подшипник; $F_a/F_r = 0,71 \dots 1,0$ бўлса, контакт бурчаги $\alpha = 26^\circ$ бўлган радиал-тирак шарикли подшипник; $F_a/F_r > 1,5$ бўлганда эса конуссимон роликли радиал-тирак подшипникдан фойдаланиш тавсия этилади.

Подшипникнинг тури белгилангач жадвалдан ана шу турдаги подшипникларнинг ўрта сериясига тааллуқли бўлганларидан диаметри цапфа диаметрига мос келадиган подшипник танланиб, унинг учун

тегишли статикавий юк кўтарувчанлик коэффициентини C_0 ва динамикавий юк кўтарувчанлик коэффициентини C ҳамда бошқа ўлчамлар аниқланади.

2. Мавжуд тавсияларга кўра K_0 ва K_T коэффициентлар танланади.

3. F_a/C_0 нисбати аниқланиб, 64-жадвалдан топилган қийматга мос e коэффициент белгиланади. Сўнгра F_a/VF_r нисбат топилиб $F_a/VF_r < e$ ёки $F_a/VF_r > e$ эканлиги аниқланади ва шунга қараб 64-жадвалдан (ёки шунга ўхшаш бошқа жадваллардан) X ҳамда Y коэффициентлар топилади.

4. Топилганлардан фойдаланиб, (353) тенгламага биноан эквивалент нагрузка қиймати аниқланади.

5. Аниқланган C , P ҳамда берилган n қийматидан фойдаланиб, (352) формула асосида аввал $L=(C/P)^p$, сўнгра $L'_h = \frac{10^8 \cdot L}{60n}$ аниқланади ва $L'_h \geq L_h$ шартининг бажарилиши текширилади.

Агар бу шарт бажарилмаса, танланган подшипник турининг оғирроқ серияси ёки бошқа типдаги подшипник олиниб талаб қилинган шартнинг бажарилишига эришилади.

63-жадвал

Машиналарнинг хили	L_h , соат
Унча масъулиятли бўлмаган ва қисқа вақт ишлайдиган механизмлар: энгнл конвейер ва кранлар	≥ 4000
Танаффус билан ишлайдиган масъулиятли механизмлар: лифтлар, металл кесиш станоклари	≥ 8000
Ўртача нагрузка билан ишлайдиган машиналар ва одатдаги редукторлар	≥ 12000
Машинасозликда кўп учрайдиган механизмлар: кранлар, вентиляторлар	≈ 20000

Шарикли радиал ва радиал-тирак подшипниклар учун X ва Y нинг айрим қийматлари

64-жадвал

Контакт бурчаги α	$\frac{F_a}{C_0}$	Бир қаторли		Икки қаторли				
		$\frac{F_a}{VF_r} < e$		$\frac{F_a}{VF_r} < e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		
		X	Y	X	Y	X	Y	
0°	0,014	0,56	2,30	1	0	0,56	2,30	0,19
	0,028		1,99				1,99	0,22
	0,056		1,71				1,71	0,26
	0,084		1,55				1,55	0,28
	0,110		1,45				1,45	0,30
	0,170		1,31				1,31	0,34
	0,280		1,15				1,15	0,38
	0,420		1,04				1,04	0,42
	0,560		1,00				1,00	0,44

12°	0,014	0,45	1,81	1	2,08	0,74	2,94	0,30
	0,029		1,62		1,84		2,63	0,34
	0,057		1,46		1,69		2,37	0,37
	0,086		1,34		1,52		2,18	0,41
	0,110		1,22		1,39		1,98	0,45
	0,170		1,13		1,30		1,84	0,48
	0,290		1,04		1,20		1,69	0,52
	0,430		1,01		1,16		1,64	0,54
	0,570		1,00		1,16		1,62	0,54
24°, 26°	—	0,41	0,87	1	0,92	0,67	1,41	0,68
35°, 40°	—	0,37	0,66	1	0,66	0,60	1,07	0,95

Э с л а т м а: 1) Бир қаторли подшипниклар учун $F_a/VF_r \leq e$ бўлган ҳолларда $X = 1$; $Y = 0$ қилиб олинади, 2) e — ёрдамчи коэффициент.

Айрим ҳолларда подшипник танлашни осонлаштириш учун C/P нинг қиймати келтирилган жадваллардан фойдаланиш мумкин. Бундай ҳолларда эквивалент динамикавий нагрузка P аниқлангач, маълум n ва қабул қилинган L_n га қараб жадвалдан C/P нисбат танланади. Танланган миқдордан фойдаланиб, талаб қилинган динамикавий кўтарувчанлик топилади ва унинг қийматига асосланган ҳолда стандарт жадвалларидан (65-жадвал) подшипникнинг тури ва ўлчамлари белгиланади.

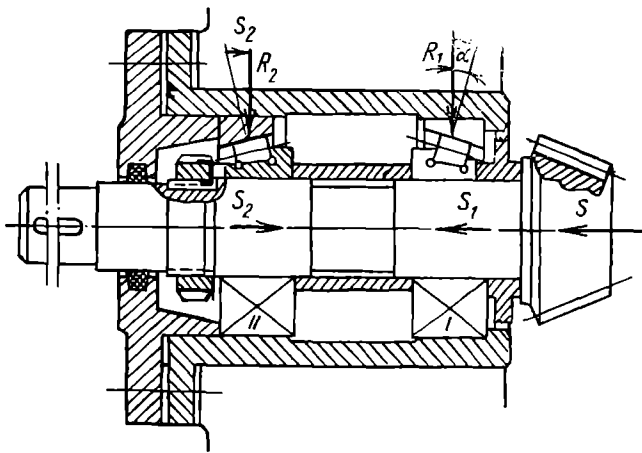
65- ж а д в а л

Думалаш подшипниклари танлаб олинадиган жадвалнинг тузилиши

под- шип- никнинг шартли белгиси	Ўлчамлари, мм				Динамикавий юк кўтарувчан- лик C_0, H	Статикавий юк кўтарувчан- лик C_0, H	Рухсат этилган айланишлар частотаси, мин ⁻¹
	d	D	B	r			
Энгил серия							
217	85	150	28	3	65400	54100	5000
218	90	160	30	3	75300	61700	4000
220	100	180	34	3,5	95800	90000	4000
Ўртача серия							
317	85	180	41	4	104000	91000	4000
318	90	190	43	4	112000	100000	4000
320	100	215	47	4	136000	133000	3150

Э с л а т м а: d ва D — подшипникнинг ички ва сиртки диаметрлари;
 B — подшипникнинг эни; r — фаска координаталари (159-шакл)

Баъзи радиал подшипниклар ўқ бўйлаб таъсир этувчи маълум миқдор нагрузкани ҳам қабул қила олади. Бундай ҳолларда F_a нинг ҳисобий қиймати валдаги ўқ бўйлаб йўналган кучга тенг бўлади.



163- шакл. Радиал-тирак подшипникда ўқ бўйлаб йўналган кучни аниқлашга доир схема.

Радиал-тирак подшипниклар учун F_a нинг қиймати подшипникка радиал йўналишда таъсир этадиган F_r кучдан ўқ йўналишида ҳосил бўладиган ташкил этувчи кучнинг қиймати эътиборга олингани ҳолда аниқланади (163-шакл). Ўқ бўйлаб йўналган нагрузка S нинг йўналишини мусбат йўналиш деб олиб, қуйидагини ёзиш мумкин:

$$F_a = S + (S_1 - S_2), \quad (357)$$

бу ерда $S_1 = F_{r1} \operatorname{tg} \alpha$ — ўнг томондаги подшипникда радиал F_{r1} кучнинг таъсиридан ўқ бўйлаб йўналган ташкил этувчи куч; одатда шарикли радиал тирак подшипниклар учун ўқ бўйлаб йўналган ташкил этувчи куч $S_1 = eF_{r1}$; конуссимон роликли подшипниклар учун эса $S_1 = 0,83 eF_{r1}$; $S_2 = F_{r2} \cdot \operatorname{tg} \alpha$ — чап томондаги подшипникда радиал F_{r2} кучнинг таъсиридан ўқ бўйлаб йўналган ташкил этувчи куч; α — контакт бурчаги (163-шакл), бу бурчак каталогдан олинади. Агар икки томондаги подшипник бир хил бўлса, $S_1 = S_2$ ва $F_a = S$ бўлади. Агар (357) ифода асосида топилган F_a нинг қиймати мусбат бўлса, унинг қиймати фақат иккинчи (II) подшипник учун S топилаётганда ҳисобга олинади, агар F_a нинг қиймати манфий чиқса, фақат биринчи (I) подшипник учунгина ҳисобга олиниши керак. Қўпинча, амалий ҳисобларда $S_1 - S_2 < 0$ бўлса, $F_a = S$ деб қабул қилинади.

Подшипниклар танлашда айланишлар частотасининг подшипник учун рухсат этилган қийматидан катта бўлмаслигини таъминлашга ҳам аҳамият бериш керак, чунки ҳақиқий айланишлар частотаси подшипник учун рухсат этилган айланишлар частотасидан катта бўлса, подшипник мўлжалдагидан тез ишдан чиқади, яъни унинг чидамлилиги етарли бўлмайди.

Энгил серияли подшипниклар учун айланишлар частотасининг рухсат этилган энг катта қиймати қуйидагича топилиши мумкин:

$$n_{\max} = \frac{L}{d}, \quad (358)$$

бу ерда d — валнинг диаметри, мм

L нинг экспериментал усул билан аниқланган қийматлари 66-жадвалда келтирилган.

66- ж а д в а л

Подшипниклар тури	$L=d\eta$ мм, мин ⁻¹
Штамплash йўли билан тайёрланган сепараторли шарикли радиал подшипниклар	300 000
Рангли металл ёки текстолитдан ясалган сепараторли бир қатор шарикли радиал ҳамда радиал-тирак подшипниклар	1000 000
Шарикли тирак подшипниклар	100 000
Сферик роликли подшипниклар	150 000

n_{\max} — ўртача серияли подшипникларда энгил серияли подшипниклардагига қараганда 20%, огир серияли подшипникларда эса 50% камаяди.

Подшипник ўрнатилган узелнинг тузилиши, подшипникларни мойлаш каби масалалар курсавий лойиҳа ишини бажаришда батафсил ўрганилади.

ЎЗГАРУВЧАН РЕЖИМ БИЛАН ИШЛАЙДИГАН ВАЛЛАР УЧУН ПОДШИПНИК ТАНЛАШНИНГ ЎЗИГА ХОС ХУСУСИЯТЛАРИ

Айрим ҳолларда подшипниклардаги нагрузка ҳамда теэликнинг қиймати вақт оралиғида ўзгариб туради (масалан, юк кўтариш механизмларидаги барабанлар ўрнатилган подшипниклар). Бундай ҳолларда подшипникка таъсир этувчи нагрузка сифатида иш режимини инобатга олиб топилган эквивалент нагрузка қийматидан фойдаланилади. Эквивалент нагрузка таъсирдан подшипникнинг хизмат муддати мавжуд шароитда таъсир этаётган ҳақиқий нагрузкаларда ишлаётган подшипникнинг хизмат муддати билан бир хил бўлади. Бошқача қилиб айтганда, ҳар хил миқдорда ўзгариб турган нагрузкалар таъсири жиҳатидан бир хил бўлган ўртача нагрузка билан алмаштирилади.

Агар таъсир этаётган нагрузканинг ўзгариш қонунияти чизиқли бўлса, эквивалент нагрузкани қуйидагича аниқлаш мумкин:

$$Q_{\text{эқв}} = \frac{Q_{\min} + 2Q_{\max}}{3}.$$

Агар вақт ўтиши билан нагрузка миқдорининг ҳамда тезликнинг ўзгариб туриши деярли ихтиёрый равишда содир бўлса, эквивалент нагрузканинг қийматини қуйидагича топиш мумкин:

$$Q_{\text{эқв}} = \sqrt[3]{\frac{Q_1^3 L_1 + Q_2^3 L_2 + \dots + Q_i^3 L_i}{\sum_1^i L}}, \quad (359)$$

бу ерда Q_i айланишлар частотаси L_i бўлган ҳолатда таъсир этаётган нагрузка миқдори; $\sum_1^i L$ айланишлар сонининг умумий қиймати:

$$\sum_1^i L = L_1 + L_2 + \dots + L_i.$$

85-§. Масалалар

15-масала. Таянчга таъсир этаётган радиал куч $R = 15000$ Н, вал цапфасининг диаметри $d = 100$ мм ва айланишлар частотаси $n = 1000$ мин⁻¹ бўлган ва суюқликда ишқаланиш режими билан ишлайдиган сирпаниш подшипнигининг ўлчамлари аниқлансин. Подшипник ўлкадиши учун БрАЖ9 = 4 маркали бронза ишлатилган.

Ечиш: 1. Юқорида келтирилган тавсиялар асосида $\frac{l}{d} = 0,7$ қилиб оламиз; у ҳолда $l = 70$ мм ва (335) муносабатга биноан

$$p = \frac{R}{ld} = \frac{15000}{70 \cdot 100} = 2,14 \text{ Н/мм}^2 = 2,14 \text{ МПа} < [p] = 6 \text{ МПа}$$

бўлади.

2. Нисбий зазор ψ ни 0,001 қилиб оламизда, δ ни топамиз:

$$\delta = \psi d = 0,1 \text{ мм} = 100 \text{ мкм.}$$

Валнинг цапфада осон айланиши лозимлигини эътиборга олиб ва зазорнинг ҳозиргина топилган қийматига асосланиб, махсус справочникдан $\frac{H7}{e8}$ типигаги ўтказишни танлаймиз. У ҳолда $\delta_{\text{min}} = 82$ мкм $\delta_{\text{max}} = 161$ мкм ва $\delta_{\text{ур}} \approx 120$ мкм бўлади. Ҳисоблашда $\delta_{\text{ур}}$ ни асос қилиб оламиз. Демак,

$$\psi = \frac{\delta_{\text{ур}}}{d} = \frac{0,120}{100} = 0,0012$$

бўлади.

3. Ишлатиш учун 30 маркали индустриал мойни танлаймиз ва ўртача температури $t_{\text{ур}} = 50^\circ$ қилиб оламиз. У ҳолда 154-шаклга биноан, мойнинг қовушоқлиги $\mu = 0,022$ Н·с/м² бўлади.

4. Подшипникийнинг нагрузкасини белгиловчи коэффициентни ҳисоблаб топамиз:

$$\frac{p\psi^2}{\mu\omega} = \frac{2,14 \cdot 10^6 \cdot 0,0012^2}{0,022 \cdot 105} = 1,32.$$

бу ерда

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \cdot 1000}{30} = 105 \text{ радиан/с.}$$

155-шаклдан $\chi = 0,7$ эканлигини топамиз. (337) ифодага кўра, $h = \frac{120}{2} (1 - 0,7) = 18 \text{ мкм}$, $R_{z1} = 3 \text{ мкм}$ ва $R_{z2} = 4 \text{ мкм}$ қилиб оламизда, (338) формуладан қуйидагини топамиз:

$$h_{кр} = 1,5 (R_{z1} + R_{z2}) = 7,5 \text{ мкм.}$$

5. (339) тенглик асосида подшипникнинг ишончлилик коэффициенти топамиз.

$$n_h = \frac{18}{7,5} = 2,4 > [n_h] = 1,5$$

Ишончлилик коэффициенти жиҳатидан олганда подшипник қўйилган талабни қондиргани учун унинг иссиқлик режимини текширишга ўтамиз.

6. χ нинг топилган қийматидан ва 156-шаклдан фойдаланиб, ишқаланиш коэффициенти аниқлаймиз:

$$\frac{f}{\psi} = 2,1 \text{ ва } f = 0,0012 \cdot 2,1 = 0,0025.$$

157-шаклдан $\frac{Q}{\psi \omega l d^2} \approx 0,85$ бўлади, бу эрдан эса $Q = 0,085 \times \times 0,0012 \cdot 105 \cdot 0,07 \cdot 0,1^2 = 7,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с} = 7,5 \text{ см}^3/\text{с}$ келиб чиқади.

7. (341) ифодадаги тавсияларга кўра $C = 1,72 \cdot 10^6 \text{ ж/м}^3 \cdot \text{град}$. $K = 14 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$; $v = \omega \cdot d/2 = 5,25 \text{ м/с}$ эканлигини эътиборга олиб, (342) формуладан қуйидагини топамиз:

$$\Delta t = \frac{15000 \cdot 0,0025 \cdot 5,25}{(1,72 \cdot 10^6 \cdot 7,5 \cdot 10^{-6} + 14 \cdot 3,14 \cdot 0,07 \cdot 0,1)} \approx 16^\circ \text{C}$$

(343) ифодага биноан

$$t_{кир} = 50^\circ - \frac{16^\circ}{2} = 42^\circ \text{C},$$

$$t_{чык} = 50^\circ + \frac{16^\circ}{2} = 58^\circ \text{C}$$

бўлади. Демак, подшипникнинг иссиқлик режими қониқарлидир.

16-масала. 15-масалада берилган вал учун думалаш подшипниги танлансин.

Ечиш: 1. Таянчга фақат радиал куч таъсир этганлиги ва иш бир меъёрда бажарилганлиги учун $F_a = 0$ қилиб олиш мумкин. У ҳолда (355) формулага кўра:

$$P = F_r = 15000 \text{ Н.}$$

2. Соат ҳисобида ифодаланган иш муддатини $L_h = 12000$ соат қабул қилиб, L ни топамиз:

$$\Delta = \frac{60 \cdot n L_h}{10^6} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 12000}{1000000} = 720 \text{ млн. айланиш.}$$

3. Динамик юк кўтарувчанликнинг ҳисобий қийматини топамиз:

$$C_x = 15000 \sqrt[3]{720} \approx 135000 \text{ Н.}$$

4. C_x нинг топилган қийматини ҳамда валнинг диаметри $d = 100$ мм эканлигини эътиборга олиб, 65-жадвалдан ўртача серияли, шартли белгиси 320 бўлган подшипникни оламиз. Бу подшипникнинг ички диаметри $d = 100$ мм; $C = 136000 \text{ Н} > C_x = 135000 \text{ Н}$.

XV БОБ РЕДУКТОР ВА ЮРИТМАЛАР*

86-§. Редукторлар

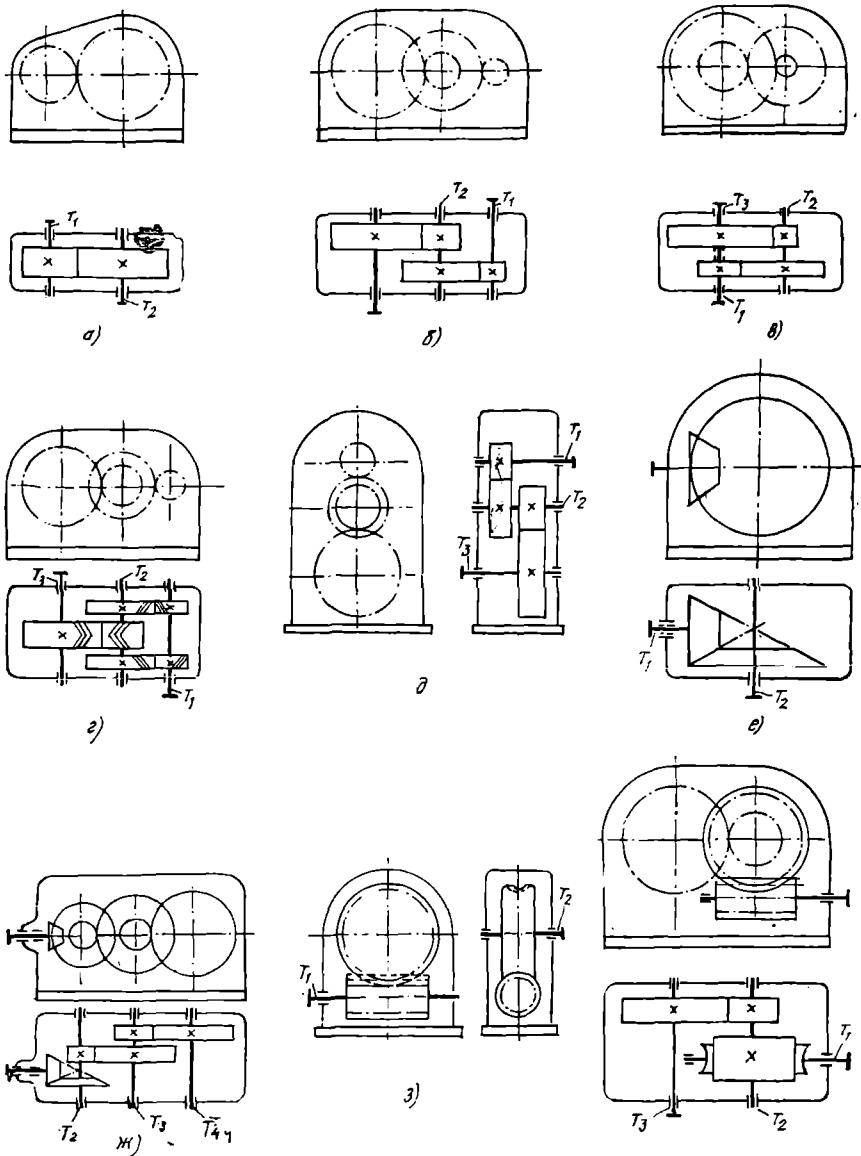
Машинанинг энергия манбаидан (аксарият электрик двигателдан) унинг иш бажарувчи қисмига айланма ҳаракатни унинг тезлигини камайтириб узатишга мўлжалланган ва алоҳида корпусга жойлашган тишли ёки червякли узатмалардан тузилган механизмлар *редукторлар* деб юритилади.

Демак, одатдаги тишли ёки червякли узатмалар алоҳида корпусга жойлаштирилган бўлса, уларни редукторлар дейиш мумкин. Редукторнинг ўзига хос алоҳида хусусиятларидан яна бири айланма ҳаракат тезлигини камайтириб узатишидир, яъни редукторларда доим узатиш сони $u \geq 1$ бўлади. Бошқача қилиб айтганда, редукторнинг электрик двигателга яқин жойлашган ҳар бир валининг айланиш частотаси ундан кейинда жойлашган валларнинг айланиш частотасидан доимо катта бўлади. Айрим ҳолларда валларнинг айланиш частоталари бир хил бўлиши мумкин. Маълумки, қувват миқдори унча ўзгармаган ҳолда валлардаги айланиш частотасининг камайиши улардаги буровчи моментнинг катталашувиغا олиб келади, чунки $T = 9550 N/n$.

Редукторлардаги бу хусусиятдан машина ва механизмлар лойиҳалашда кенг фойдаланилади.

Масалан, автомобилларнинг тезликлар қутиси деб аталадиган редукторлари ана шу асосда ишлайди. Маълумки, автомобилни жойидан қўзғотишда ғилдираклардаги буровчи момент одатдаги текис ҳаракат вақтидаги буровчи моментдан катта бўлиши керак ва аксинча, жойидан қўзғолган автомобиль маълум тезликка эга бўлгач, унинг ҳаракатини давом эттириш учун ғилдирак валларидаги буровчи моментнинг илгаригидек катта қийматга эга бўлиши шарт эмас. Шунинг учун редуктор воситасида етакланувчи валнинг айланиш частотаси поғонама-поғона катталаштирилади. Айрим ҳолларда тузилиши худди редукторга ўхшаш механизмлардан валларнинг айланма ҳаракат тезлигини ошириш учун ҳам фойдаланилади. Бундай механизмлар *мультипликаторлар* ёки *тезлатувчилар* деб аталади. Уларда узатиш сони доим $u < 1$ бўлади. Ҳозирги вақтда машинасозликда ишлатилаётган редукторларнинг хили жуда кўп, чунки ҳар бир редукторда ишлатиладиган тишли ёки червякли узатмаларнинг тури, ўлчами, сони ҳар

* Юритма — приво д.



164-шакл. Редукторларнинг кинематик схемалари.

хил бўлиши мумкин. Бундан ташқари, редукторнинг электрик двигател билан уланган биринчи вали ҳамда иш бажарувчи охириги қисм билан уланадиган валининг айланишлар частотаси бир-биридан жуда катта фарқ қилиши мумкин. Табиийки, бундай ҳолларда кўп поғонали редукторлардан фойдаланилади. Ҳозирги замон редукторларининг узатиш сони 1 дан бир неча минггача етади.

Редукторлар машинасозликнинг ҳар хил соҳаларида кенг кўламда ишлатилади. Шунинг учун уларнинг кинематикавий схемаси ва тузилиши ҳар хил бўлади.

Мавжуд редукторларни қуйидаги турларга бўлиш мумкин:

1. Фойдаланилган узатманинг хилига қараб, цилиндрлик ғилдиракли тишли узатмали (164-шакл, *a—б*), конуссимон ғилдиракли тишли узатмали (164-шакл, *е, ж*), червякли узатмали (164-шакл, *э*), конуссимон-цилиндрлик ғилдиракли тишли узатмали (164-шакл, *ж*), цилиндрлик-червякли узатмали (164-шакл, *и*) ва ҳ. к.

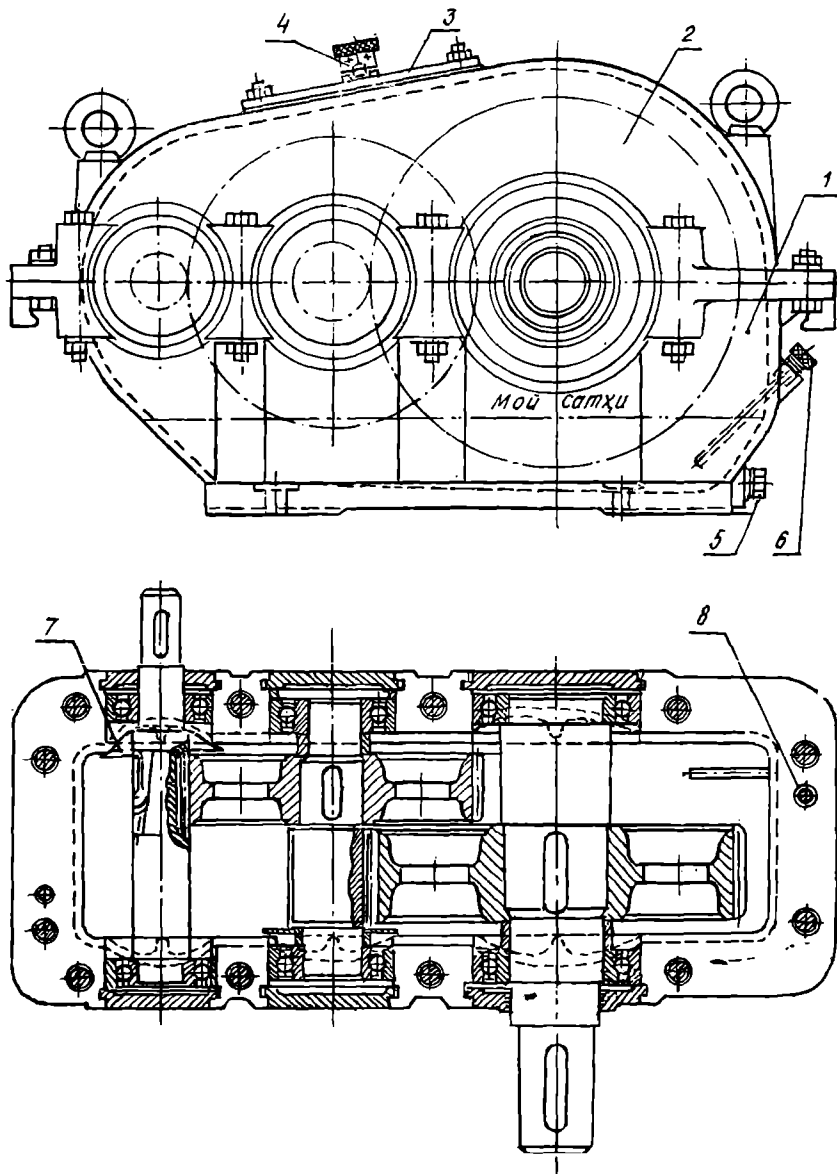
2. Погонанинг сонига қараб, бир поғонали (164-шакл, *а, е, э*), икки поғонали (164-шакл, *б, в, г, д, и*), уч поғонали (164-шакл, *ж*) ва ҳ. к.

3. Ғилдиракларнинг бир-бирига нисбатан жойлашувига қараб, горизонтал (164-шакл, *д* дан бошқа ҳаммаси), вертикал (164-шакл, *д*) редукторлар дейилади.

Тишли узатмали редукторлар. Бу редукторлардан энг кўп ишлатиладигани цилиндрлик ғилдиракли редукторлардир, чунки бундай редукторлар узата олиши мумкин бўлган қувват кичик миқдорлардан тортиб жуда катта миқдоргача бўлади, тузилиши ва тайёрланиши оддий, чидамлилиги эса етарли даражада юқори. Одатда, узатиш сони $u \leq 6,3$ бўлиши талаб этилган ҳолларда бундай редукторларнинг бир поғонали хилидан фойдаланиш тавсия этилади. Кўпинча машинасозликда узатиш сони $u \leq 40$ бўлган икки поғонали редукторлар ишлатилади. Уч поғонали редукторлардан эса $u \leq 400$ бўлган ҳолларда фойдаланилади. Икки поғонали редукторлардан энг кўп ишлатиладигани ғилдиракли кетма-кет жойлашган (165-шакл) редукторлардир. Бундай редукторларнинг афзаллиги уларнинг оддийлигидир. Бироқ ғилдиракларнинг таянчга нисбатан носимметрик жойлашуви нагруканинг тиш узунлиги бўйлаб нотекис тақсимланишига сабаб бўлади. Натижада ғилдиракларнинг ва таянчларнинг ишлаш шароити ёмонлашади. Бу ҳолатни бартараф қилиш мақсадида ғилдираклари таянчларга нисбатан симметрик жойлашган редукторлардан (164 шакл, *е*) фойдаланилади.

Редуктор корпусларининг узунлигини камайтириш мақсадида ўқдош редукторлардан (164-шакл, *в*) фойдаланиш тавсия этилади. Бундай редукторларнинг асосий камчилиги айрим вал таянчларининг редуктор ичида жойлаштирилишидир. Таянчларнинг бундай жойлашуви биринчидан, конструктив ноқулайлик туғдирса, иккинчидан, таянчларнинг ҳолатини назорат қилиб туришни қийинлаштиради. Умуман олганда, узатиш сони катта қийматларга эга бўлиши талаб қилинган ҳолларда иложи борича планетар узатмали редукторларнинг ишлатилиши маъқул.

Агар узатиш сони катта бўлмай ($u \leq 6,3$) электрик двигателга ула-



165- шакл. Икки поғонали редуктор.

надиган вал билан иш бажарувчи қисмга ҳаракат узатадиган валлар ўзаро перпендикуляр ҳолатда жойлашган бўлса, конуссимон филдиракли редукторлардан фойдаланилади (164-шакл, е).

Борди-ю валлари ўзаро тик бўлган редукторлардаги узатиш сонининг бирмунча катта миқдорда бўлиши талаб этилса, бундай ҳолларда цилиндрик ва конуссимон филдираклардан ташкил топган кўп погоннали редукторлар ишлатилади (164-шакл, ж). Бунда редукторнинг конуссимон филдираклардан ташкил топган қисми электрик двигатель томонидан биринчи поғонага жойлаштирилиши тавсия этилади.

Редукторларда ишлатиладиган валларнинг қаттиқлигини яхшилаш усулида *НВ 270—300* га етказилади. Диаметри 80 мм гача бўлган валларни 45 пўлатидан, диаметри 80 ... 125 мм бўлган валларни 40Х пўлатдан ва диаметри 125 ... 200 мм бўлган валларни 45ХЦ; 40ХН; 35ХМ пўлатларидан тайёрлаш тавсия этилади. Валларнинг таянчлари сифатида асосан думалаш подшипникларидан фойдаланилади (165-шакл). Одатда, ҳар бир таянчда биттадан думалаш подшипниги ишлатилади. Енгил ва ўртача нагрузка билан ишлайдиган редукторлардаги вал таянчларида шарикли подшипниклар, ўртача ва оғир нагрузка билан ишлайдиган редукторлардаги вал таянчларида эса роликли подшипниклар ишлатилади.

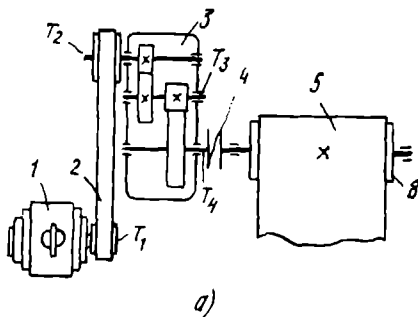
Редукторнинг тишли филдираклари албатта мойланиши керак. Буни таъминлаш учун редукторнинг картер деб аталадиган пастки қисмига мой қуйиб қўйилади. Мойнинг сатҳи филдирак камида 3—4 модулга тенг масофага ботиб турадиган бўлиши лозим. Буни таъминлаш учун одатдаги редукторларга ҳар бир кВт қувватга мўлжаллаб 0,4 ... 0,7 л миқдорда мой қўйилади.

Филдираклар айланганда мой тишлар воситасида атрофга сочилади. Бу ҳолат редуктор ичидаги ҳамма деталларнинг, шу жумладан, подшипникларнинг ҳам мойланиб туришини таъминлайди.

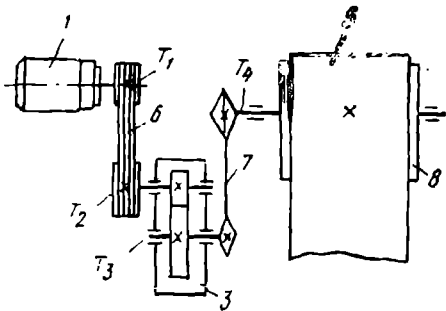
Одатдаги тишли узатмали редукторларнинг хизмат муддати 30 ... 50 минг соат қилиб белгиланиши тавсия этилади.

Червякли редукторлар. Ҳозирги вақтда асосан узатиш сони $u = 8 \dots 80$ оралиғида бўлган бир погоннали червякли редукторлардан фойдаланилади (164-шакл, з).

Узатиш сонининг қиймати кўрсатилгандан катта бўлиши талаб қилинган ҳолларда цилиндрик тишли ва червякли узатмалардан тuzилган икки погоннали (164-шакл, и) редукторлар ишлатилади. Червякли редукторларда червяк филдиракнинг устида, остида ва ёнида жойлаштирилиши мумкин. Червякнинг айлана тезлиги 4 ... 5 м/с гача бўлган ҳолларда унинг филдирак остида жойлаштирилиши лозим. Айланма тезлиги катта бўлган ҳолларда червякнинг филдирак устида жойлаштирилиши тавсия этилади. Червяк камдан-кам ҳолларда филдирак ёнида жойлаштирилади, чунки бундай ҳолларда вертикал жойлашган валнинг подшипникларини мойлаш бирмунча қийинлашади. Червякли редукторларда ҳам асосан думалаш подшипниклари ишлатилади. Таянчлар орасидаги масофаси айтарли даражада катта бўлмаган червяк таянчлари учун ҳар бир таянчга биттадан радиал-тирак подшипник ишлатиш тавсия этилади. Узун червяк таянчларининг



a)



b)

166- шакл. Юритма схемалари.

валлари, уларнинг таянчлари, корпус деталлари ҳисобланади ва зарур бўлган ҳолларда (аксарият червякли узатмали редукторларда ёки тезлиги катта бўлган тишли узатмали редукторларда) редукторнинг меъёридан ортиқ қизиқ кетмаслигини ҳам текшириб кўрилади. Редуктор корпуслари етарли даражада мустаҳкам ва бикр бўлиши керак. Шунинг учун улар аксарият чўяндан қуйилади. Червякли редуктор корпуслари учун алюминий қотишмасидан ҳам фойдаланилади.

Ремонт қилиш ишларини енгиллаштириш мақсадида корпус қопқоқ ва қартер деб аталувчи икки қисмдан иборат қилиб тайёрланади (165-шакл).

87-§. Юритмалар

Одатда машинанинг иш бажарувчи қисмига зарур бўлган қувват берадиган ва ҳаракат тезлиги узатадиган механизмлар йиғиндиси машинанинг *юритмаси* деб аталади. Борди-ю машинанинг иш бажарувчи қисмининг вали бевосита электрик двигателъ вали билан уланган

ҳар бирида эса иккитадан радиал-тирак подшипник ишлатилиши мумкин.

Червякли редукторларда ишлатиладиган мойнинг қовушоқлиги тишли узатмали редукторларда ишлатиладиган мойларнинг қовушоқлигига қараганда бирмунча юқори бўлиши лозим.

Агар червяк тишли ғилдирак тагида жойлашган бўлса, мойнинг сатҳи червяк ўрамини бутунлай қоплаб туриши керак. Агар червяк ғилдирак устида жойлашган бўлса, ўртача тезлик билан ишлайдиган редукторларда ғилдирак тишлари мойга ботиб турса кифоя. Бироқ катта тезлик билан ишлайдиган редукторларда мой махсус насос билан босим остида бевосита червяк билан ғилдирак илашишда бўлган жойга етказиб берилади.

Редукторларни ҳисоблаш уларни ташкил қилувчи деталларни ҳисоблашдан иборат бўлади. Масалан, тишли узатмали редукторни ҳисоблаш учун аввало тишли узатма, сўнгра ғилдирак

бўлса (масалан, вентилятор, компрессор ва шу кабиларда), у ҳолда электрик двигателнинг ўзи машина юритмаси бўлиб хизмат қилади.

Бироқ аксарият машиналарда уларнинг приводлари электрик двигателдан ташқари, бир неча поғонали ҳар хил узатмаларни ўз ичига олади. Энг оддий бундай юритма валлари ўзаро муфта билан уланган редуктор ва электрик двигателдан тузилган бўлади. Лекин кўпинча ишлатиладиган юритмалар таркибида кўрсатилган узеллардан ташқари, мавжуд узатмаларнинг ҳар хили бўлади (166-шакл). Бу машинанинг хилига, унинг иш бажарувчи қисмида талаб қилинган ҳаракат тезлиги ва қувватга боғлиқдир. Шундай қилиб, аксарият машиналарда уларнинг юритмалари электрик двигателдан ташқари, бир неча поғонали ҳар хил узатмаларни ўз ичига олади. Шунинг учун инженерлик практикасида айрим узатмаларни алоҳида лойиҳалашдан кўра машина юритмаси таркибидаги узатмани лойиҳалаш ҳоллари кўпроқ учрайди. Бундай ҳолларда энг муҳим масала юритма таркибидаги узатмаларни тўғри танлаш, жойлаштириш ва ҳисоблашдир. Бунинг учун аввало юритмаларнинг кинематик ҳисобини тўғри бажариш лозим. Юритмани кинематик ҳисоблаш деганда машина учун энергия манбаи бўлиб хизмат қилувчи узел валидаги қувват, айланиш частотаси билан иш бажарувчи қисм валида талаб қилинган айланиш частотаси ва қувват миқдори маълум бўлган ҳолда кўрсатилган икки қисм оралиғида жойлашган узатмалар таркибидаги валлардан ҳар бирининг айланиш частотаси ва улардаги қувват билан буровчи момент миқдорини аниқлаш тушунилади. Одатда юритмалар лойиҳалашда бериладиган асосий параметрлар машинанинг иш бажарувчи қисми валидаги талаб қилинган айланиш частотаси ёки тезлиги ва қувват ёки буровчи момент миқдоридир. Транспортёр ва конвейер каби юк ташиш машиналарида, иш бажарувчи қисм валидаги буровчи момент ўрнига барабан валларидаги қувват ёки айлана куч, шунингдек, лента ёки занжирнинг ҳаракат тезлиги берилиши мумкин.

Шуни назарда тутиш керакки, нағрузка қай тарзда (қувват ёки айлана куч тарзида) берилишидан қатъи назар, уларни қуйидаги муносабатлардан фойдаланиб, буровчи момент кўринишида тасвирлаш мумкин:

$$\left. \begin{aligned} T &= 9550 \frac{N}{n} \text{ Н}\cdot\text{м}; & N &= T \omega / 10^3 \text{ кВт}; \\ F &= 10^3 \cdot N / v \text{ Н}; & N &= Fv / 10^3 \text{ кВт}. \end{aligned} \right\} \quad (360)$$

Келтирилган тенгликларда N — қувват кВт; T — буровчи момент, Н м; F — айлана куч, Н; v — айлана тезлик, м/с; n — айланиш частотаси, мин⁻¹; ω — бурчак тезлик, рад/с. Шунингдек, тезликни айланиш частотаси ва, аксинча, ифодалаш учун қуйидаги муносабатлардан фойдаланиш мумкин:

$$v = \frac{\pi D n}{60} \text{ м/с}; \quad \omega = \frac{\pi n}{30} \text{ рад/с}, \quad (361)$$

бу ерда D — айланма ҳаракат қилаётган деталь диаметри, м.

Бир валдаги буровчи момент ёки қувват маълум бўлганда иккинчи валдагисини топиш учун қуйидаги муносабатлардан фойдаланилади:

$$N_2 = N_1 \eta_1; \quad T_2 = T_1 u_1 \eta_1 \quad (362)$$

бу ерда N_1 ва T_1 — юритманинг электрик двигатель билан уланган биринчи валидаги қувват ва буровчи момент; N_2 ва T_2 — юритманинг электрик двигателдан бошлаб ҳисоблангандаги иккинчи валдаги қувват ва буровчи момент (166-шакл); η_1 — юритманинг биринчи поғонаси ҳисобланган узатманинг (166-шакл, a да ясси тасмали, 166-шакл, b — да понасимон тасмали узатманинг) фойдали иш коэффициентлари; η_1 — биринчи поғонадаги узатманинг узатиш сони.

Одатда, юритмалар лойиҳалашда берилганлардан фойдаланиб, унинг схемаси тузилади (айрим ҳолларда бундай схема тавсия этилиши ҳам мумкин) ва иш бажарувчи қисми ишини талаб қилинганича бажара оладиган электрик двигатель танланади. Бунда электрик двигатель қуввати иш бажарувчи қисм валида талаб қилинган қувват билан юритмани ташкил қилувчи ҳамма узелларда ҳар хил қаршилиқлар мавжудлигидан исроф бўладиган қувват йиғиндисидан иборат бўлиши лозим. Яъни иш бажарувчи қисм валида (166-шаклда, барабан вали) талаб қилинган қувват N_6 бўлса, электрик двигатель қуввати қуйидагича аниқланади:

$$N_{дв} = \frac{N_6}{\eta_{ум}}, \quad (363)$$

бу ерда $\eta_{ум}$ — юритманинг умумий фойдали иш коэффициентлари. Унинг қиймати ҳар бир поғонадаги узатма фойдали иш коэффициентларининг кўпайтмасига тенг бўлади. Демак:

$$\eta_{ум} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \quad \eta_0, \quad (364)$$

бу ерда η_1 , η_2 , η_3 ва η_0 биринчи, иккинчи, учинчи ва охири поғонада жойлашган узатмаларнинг фойдали иш коэффициентлари. Уларнинг қиймати юритманинг схемасига боғлиқ равишда 67-жадвалдан олинishi мумкин.

67-жадвал

Механикавий узатмалар фойдали иш коэффициентларининг ўртача қийматлари

Узатманинг хили	ФИК η	
Тишли ёпиқ узатма (редуктор):		
цилиндрик гилдиракли	0,97	0,98
конуссимон гилдиракли	0,96	0,97
Тишли очик узатма:		
цилиндрик гилдиракли	0,93	0,95
конуссимон гилдиракли	0,92	0,94
Червякли ёпиқ узатма (редуктор):		
кирмилар сони $z_1 = 1$ бўлганда	0,70	0,75
« $z_1 = 2$ бўлганда	0,75	0,80
« $z_1 = 3$ бўлганда	0,80	0,85
« $z_1 = 4$ бўлганда	0,85	0,90
Занжирли ёпиқ узатма	0,95	0,97
Занжирли очик узатма	0,90	0,95
Ясси тасмали узатма	0,96	0,98
Понасимон тасмали узатма	0,95	0,97
Тишли тасмали узатма	0,96	0,98

70-жадвалда келтирилган қийматлар вал таянчларидаги қаршиликни эътиборга олмайди. Шунинг учун юритма фойдали иш коэффициентининг умумий қийматини топишда вал таянчларида ўрнатилган ҳар бир жуфт думалаш подшипниклари учун $\eta_n = 0,99 \dots 0,995$ сирпаниш подшипниклари учун эса $\eta_n = 0,98 \dots 0,99$ қилиб олиш тавсия этилади.

Одатда юритмаларни лойиҳалашда (363) ифода воситасида топилган қувватга кўра электрик двигатель танланади. Юритмаларга электрик двигатель танлашда шуни назарда тутиш керакки уларнинг айланиш частотаси қанчалик катта бўлса, ўлчами ихчам, таннархи эса арзон бўлади. Бироқ электрик двигатель айланишлар частотасининг катта бўлиши юритма умумий узатиш сонининг катта бўлишига олиб келади. Бу эса, ўз навбатида, юритмани ташкил қилувчи узатмалар ўлчамининг катталашуви ва таннархининг ортишига сабабчи бўлади. Демак, айланиш частотаси катта бўлган двигатель танланиса, унинг ўлчами ихчам ва таннархи арзон бўлади. Лекин юритма таркибидаги узатма ўлчамлари эса катта ва таннархи қимматга тушади. Аксинча, айланиш частотаси кичик бўлган двигатель танланса, унинг ўлчами катта ва таннархи қиммат бўлиб, юритмани ташкил қилувчи узатмаларнинг ўлчами кичик ва таннархи арзон бўлади. Шунинг учун юритмаларни лойиҳалашда двигателни танлашга алоҳида эътибор бериш керак. Иложи бўлса бир хулосага келишдан аввал бир нечта двигателни танлаб, кинематик ҳисоблашни бажариш ва бунинг натижасида берилган шароитда энг яхши кўрсаткичларга эга бўлган двигателни танлашга эришиш керак. Юритмаларнинг кинематик ҳисобини бажаришда унинг ҳар бир поғонаси орасида зарур бўлган узатиш сонини тўғри белгилаш муҳим аҳамиятга эгадир.

Маълумки, юритманинг умумий узатиш сони

$$u_{ум} = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \quad u_0 = n_{дв} / n_0$$

бўлади, бу ерда $n_{дв}$ — электрик двигатель валининг айланиш частотаси; n_0 — юритмадаги охирги, яъни машинанинг иш бажарувчи қисми билан бевосита уланадиган валнинг айланиш частотаси; u_1, u_2 ва u_0 — юритманинг биринчи, иккинчи ва охирги поғоналарини ташкил этувчи узатмаларнинг узатиш сони.

Умумий узатиш сонини поғоналар орасида тўғри тақсимлаш даркор. Бунинг учун юқорида келтирилган муносабат ҳамда 127-шаклда келтирилган графикдан фойдаланиш тавсия этилади. Бундан ташқари, ҳар бир поғона учун узатиш сонини белгилашда узатиш сонининг 68-жадвалда тавсия этилган қийматларидан фойдаланиш лозим.

Шундай қилиб, узатманинг кинематикавий ҳисобини бажариш натижасида унинг ҳар бир поғонасига тегишли узатиш сони белгиланиб, таркибидаги валларнинг ҳар қайсисидаги қувват, буровчи момент ва айланиш частотаси аниқланади. Бунда шу нарсага алоҳида эътибор бериш керакки, электрик двигатель билан бевосита уланган биринчи валдаги қувват танланган электрик двигатель қувватига тенг бўлмай (363) муносабат асосида топилган, яъни биринчи валда талаб қилинган қувват миқдориға тенг бўлади, чунки электрик двигатель характерис-

Механикавий узатмалар учун узатиш сонининг тавсия этилган қийматлари

Узатманинг хили	Узатиш сони, u	
	ўртача қиймати	энг катта қиймати
Тишли ёпиқ узатма (редуктор):		
цилиндрик гилдиракли	3 . 6	10
конуссимон галдиракли	2 . 3	6
Тишли очиқ узатма	3 . 7	12
Червякли ёпиқ узатма (редуктор)	10 . . . 40	80
Червякли очиқ узатма	10 . . 60	120
Занжирли узатма	2 . 6	8
Ясси тасмали узатма	2 . 5	6
Понасимон тасмали узатма	2 . 5	7
Тарангловчи роликли тасмали узатма	4 . . 6	8

Э с л а т м а. Лойиҳалаш ишларида узатиш сонининг иложи борича ўртача қиймати билан чегараланиш тавсия этилади.

тикасида кўрсатилган қувват унинг бера олиши мумкин бўлган қувват миқдоридир. Шундай қилиб, талаб қилинган қувват миқдори биринчи вални ҳисоблаш учун асос қилиб олинади ва қолган валлардаги қувват ҳамда буровчи момент миқдорлари унга боғлиқ равишда ҳисоблаб топилди.

Валларининг айланиш частотаси ва улардаги буровчи момент миқдорлари маълум бўлгач, ҳар бир поғонадаги узатмани алоҳида олинган узатма деб қараб, уларни лойиҳалашни мазкур дарсликнинг тегишли бобларида кўрсатилган тартибда бажариш мумкин.

17-масала. 166-шакл, б да келтирилган юритмага электрик двигател танланиб, унинг кинематикавий ҳисоби бажарилсин. Транспортёр лентасидаги куч $F = 12$ кН; лентанинг ҳаракат тезлиги $v = 0,34$ м/с; барабан диаметри $D = 500$ мм.

Е ч и ш: 1. Электрик двигател танлаш учун аввало (360) ва (361) тенгликлар ёрдамида барабанга таъсир этаётган куч ҳамда тезликни қувват ва айланиш частотаси билан ифодалаймиз:

$$N_{\sigma} = \frac{Fv}{10^3} = \frac{12 \cdot 10^3 \cdot 0,34}{10^3} = 4,08 \text{ кВт},$$

$$n_{\sigma} = \frac{60v}{\pi D} = \frac{60 \cdot 0,34}{3,14 \cdot 0,5} = 13 \text{ мин}^{-1}.$$

2. Юритманинг умумий фойдали иш коэффициентини аниқланади:

$$\eta_{\text{ум}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_n^2,$$

бу ерда η_1 — понасимон тасмали узатманинг, η_2 — тишли узатманинг, η_3 — занжирли узатманинг, η_n эса бир жуфт подшипникнинг фойдали иш коэффициентлари.

Келтирилган юритмадаги редукторда икки жуфт, барабан валида бир жуфт подшипник ишлатилгани учун подшипникларнинг умумий фойдали иш коэффициентини η_n^3 қилиб олинади.

67- жадвалдан $\eta_1 = 0,96$; $\eta_2 = 0,97$; $\eta_3 = 0,95$ ва тавсияга биноан $\eta_n = 0,99$.

Демак:

$$\eta_{ум} = 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,95 \cdot 0,99^3 = 0,858.$$

3. Электрик двигателдан талаб қилинадиган қувват (363) тенгликка биноан:

$$N_{дв} = \frac{N_{б}}{\eta_{ум}} = \frac{4,08}{0,858} = 4,75 \text{ кВт.}$$

Одатда, транспортёрлар чангли шароитда ишлайди. Шунинг учун каталогдан шамоллатиб туриладиган АОП2 типдаги двигатель танланади. Бунда танланган двигателнинг қуввати талаб қилинган миқдорга тенг ёки ундан каттароқ бўлиши керак. Шундай қилиб, каталогдан қуввати 5,5 кВт, айланиш частотаси $n_{дв} = 955 \text{ мин}^{-1}$ бўлган двигателни танлаймиз.

4. Юритманинг умумий узатиш сонини аниқлаймиз:

$$u_{ум} = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 = \frac{n_{дв}}{n_{б}} = \frac{955}{13} = 73,46,$$

бу ерда u_1 — шаклда келтирилган юритманинг биринчи поғонасини ташкил этувчи понасимон тасмали узатманинг узатиш сони; u_2 — иккинчи поғонани ташкил этувчи редукторнинг узатиш сони; u_3 — учинчи поғонани ташкил этувчи занжирли узатманинг узатиш сони. 68- жадвалдан $u_1 = 4$; $u_2 = 5$ қилиб олиб, $u_{ум}$ қийматидан фойдаланган ҳолда u_3 ни топамиз; чунки бажарилиши керак бўлган шартлардан бири юритманинг умумий узатиш сонининг қиймати поғоналар узатиш сонларининг кўпайтмасига тенг бўлиши лозим. Демак:

$$u_3 = \frac{u_{ум}}{u_1 \cdot u_2} = \frac{73,46}{4 \cdot 5} = 3,67$$

5. Белгиланган узатиш сози қийматларидан фойдаланиб, юритма поғоналаридаги ҳар бир валнинг қуввати, айланиш частотаси ва уларидаги буровчи момент қийматлари аниқланади.

Биринчи вал учун:

$$N_1 = 4,75 \text{ кВт}; \quad n_1 = 955 \text{ мин}^{-1};$$

$$T_1 = 9550 \frac{N_1}{n_1} = 9550 \frac{4,75}{955} = 47,5 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Иккинчи вал учун:

$$N_2 = N_1 \eta_1 = 4,75 \cdot 0,96 = 4,56 \text{ кВт};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_1} = \frac{955}{4} = 238,75 \text{ мин}^{-1};$$

$$T_2 = 9550 \frac{N_2}{n_2} = 9550 \frac{4,56}{238,75} = 182,4 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

$$\text{ёки } T_2 = T_1 u_1 \eta_1 = 47,5 \cdot 4 \cdot 0,96 = 182,4 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Учинчи вал учун:

$$N_3 = N_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_n^2 = 4,56 \cdot 0,97 \cdot 0,99^2 = 4,33 \text{ кВт};$$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_2} = \frac{238,75}{5} = 47,75 \text{ мин}^{-1};$$

$$T_3 = 9550 \frac{N_3}{n_3} = 9550 \frac{4,33}{47,75} = 868 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

ёки $T_3 = T_2 u_2 \eta_2 \eta_n^2 = 182,4 \cdot 5 \cdot 0,97 \cdot 0,99^2 \approx 868 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Тўртинчи вал учун:

$$N_4 = N_3 \eta_3 \eta_n = 4,33 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 4,08 \text{ кВт};$$

$$n_4 = \frac{n_3}{u_3} = \frac{47,75}{3,67} = 13 \text{ мин}^{-1};$$

$$T_4 = 9550 \frac{N_4}{n_4} = 9550 \frac{4,08}{13} = 2997 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

ёки

$$T_4 = T_3 u_3 \eta_3 \eta_n = 868 \cdot 3,67 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 2997 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Бу ерда $n_4 = 13 \text{ мин}^{-1}$ ва $N_4 = 4,08 \text{ кВт}$ бўлиши кинематикавий ҳисоблашнинг тўғри бажарилганидан далолат беради, чунки

$$n_4 = n_6 = 13 \text{ мин}^{-1} \text{ ва } N_4 = N_6 = 4,08 \text{ кВт}.$$

Шундай қилиб, ҳар бир валдаги қувват, буровчи момент ва айланиш частотаси аниқланди.

Улардан фойдаланиб, юритма таркибидаги узатмаларни лойиҳалаш мумкин. Биринчи поғонадаги понасимон тасмали узатмани ҳисоблаш 8-масала, иккинчи поғонадаги редукторни ҳисоблаш 9-масала ва учинчи поғонадаги занжирли узатмани ҳисоблаш 12-масала каби бажарилиши мумкин.

18-масала. 166, а-шаклда кўрсатилган юритмага 17-масалада берилганлардан фойдаланиб, электик двигател танлансин ва юритманинг кинематикавий ҳисоби бажарилсин.

Бу масалани ечишни ўқувчиларнинг ўзларига ҳавола қиламиз.

втулкаларнинг икки томонидан киритилади ва штифт ёки шпонкалар воситасида қўзғалмас қилиб маҳкамлаб қўйилади (168- шакл).

Муфта элементларининг мустаҳкамлиги бир хил бўлиши учун зарур ўлчамларни танлашда қуйидагиларга амал қилиш тавсия этилади.

$$L \approx 3d_B, e \approx \frac{3}{4} d_B, D_1 \approx 1,5 d_B, d_{ш} = (0,3 \dots 0,25) d_B \quad (365)$$

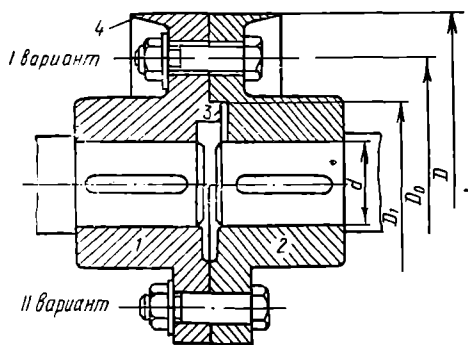
(Одатда, кичик муфтalar учун 0,3, катталари учун 0,25 олинади).

Станоксозликда фойдаланиладиган нормалларда втулка кўринишдаги муфтalarни 35 ёки 45 маркали пўлатлардан, $d_B > 80$ мм бўлганда эса чўяндан тайёрлаш тавсия этилади.

Ҳисоблаш зарурияти туғилган ҳолларда штифтлар кесилишга, втулка ҳамда валнинг штифтлар тегиб турган сиртлари эса эзилишга текшириб кўрилади. Ажралувчи сиртлари вал ўқиға тик бўлган муфтalar вал учига маълум тигизлик билан ўтқазилган иккита фланец (ярим муфта)дан иборат бўлади. Ярим муфтalar айлана бўйлаб жойлашган бир неча болт ёрдамида бир-бириға бириктирилади ва моментнинг узатилиши ишончли бўлиши учун валларға шпонкалар воситасида маҳкамлаб қўйилади.

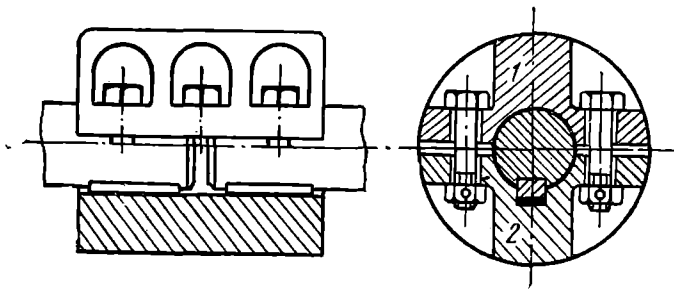
Муфтalarнинг вал ўқиға перпендикуляр вазиятда жойлашувини таъминлаш учун ярим муфтalarдан бирининг сиртида ўйиқча, иккинчисининг сиртида эса шу ўйиқчаға ўрнашадиган чиқиқча бўлади (169-шакл. I вариант). Бундай муфтalarда болтлар зазор билан ўрнатилади, буровчи момент эса иккала ярим муфтанин болтлар воситасида бир-бириға сиқиб қўйилишидан уларнинг ажралиш сиртида ҳосил бўладиган ишқаланиш кучи ҳисобига узатилади. Муфтalarнинг бундай тузилиши бир оз ноқулай, чунки бириктирилган валларни ажратишда уларни ўқ бўйлаб чиқиқча баландлиги қадар силжитиш керак бўлади. Бундай қилиш эса ҳамма вақт ҳам қулай бўлавермайди. Шунинг учун бундай ҳолларда ярим муфтalar зазорсиз ўрнатилган болтлар ҳисобига марказланиши мумкин (169-шакл, II вариант). Бундай муфтalarда буровчи момент, асосан, кесилишға ишлайдиган болт стерженлари ҳисобига узатилади (бундай болтларни ҳисоблаш ҳақидаги маълумотлар резьбали бирикмалар бобида келтирилган).

Муфтанин геометрик ўлчамлари ва уларда ишлатиладиган болтларнинг диаметри махсус жадвалларда берилади. Зарур бўлган ҳолларда геометрик ўлчамларни тахминан белгилаб олиш учун қуйида-



169- шакл. Фланецли муфтанингузилиши:

I — болтлар, зазор билан ўрнатилган варианты; II — болтлар, зазорсиз ўрнатилган варианты.



170- шакл. Ажралиш сирти валга параллел бўлган икки паллалли муфта.

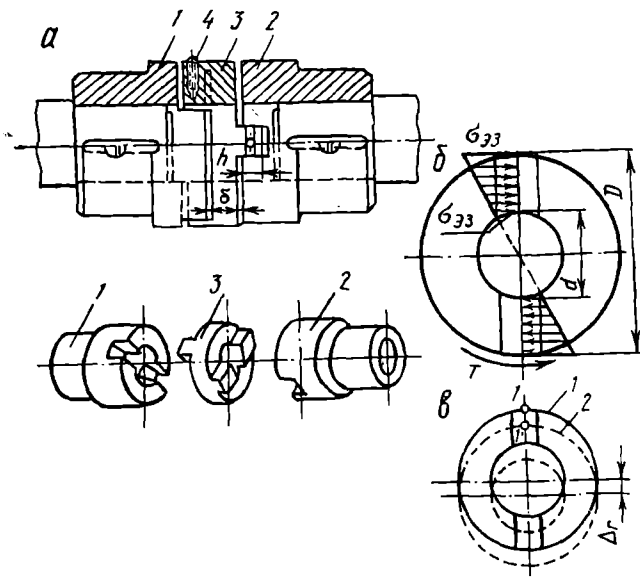
ги муносабатлардан фойдаланиш мумкин: муфтанинг вал бўйича узунлиги $l \approx (5 \dots 2,5) d_b$, унинг айлана бўйлаб сиртқи диаметри $D_c \approx (4,5 \dots 2) d_b$, болтлар жойлаштирилладиган айлана диаметри $D_0 \approx (6,5 \dots 2,5) d_b$ ва болтлар сони $z = 4; 6; 8$. Одатда, бундай муфталар $C_4 28 = 48$ маркали кул ранг чўяндан тайёрланади.

Ажратиш ва йиғиш ишларини осонлаштириш ва бунда валларни ўқ бўйлаб силжитиш заруриятидан қутулиш мақсадида ажралиш сирти валга параллел бўлган икки паллалли муфталардан фойдаланилади. Паллалар валга шпонка ёрдамида ўрнатилиб, бир-бирига болтлар воситасида бириктирилади (170- шакл).

Бундай муфтанинг узунлиги ўрнатиладиган болтларнинг сонига боғлиқ бўлиб, одатда, $l \approx (4 \dots 3) d_b$ қилиб, муфтанинг сиртқи диаметри эса $D_c \approx (4 \dots 2) d_b$ қилиб олинади. Келтирилган муносабатлардаги рақамларнинг каттаси диаметри кичик бўлган валларга тааллуқлидир.

Кичик ва ўртача ўлчамли муфталарда буровчи момент муфта билан вал орасидаги ишқаланиш кучи ҳисобига, катта ўлчамли муфталарда эса, асосан, шпонкалар воситасида узатилади. Муфтани ҳисоблаш натижасида болтларнинг ўлчамлари ва сони аниқланади. Муфтани ҳисоблаш клеммалари бирикмаларни ҳисоблаш сингаридир, яъни шпонка бор-йўқлигидаги қатъи назар, буровчи момент фақат вал ва муфта орасидаги ишқаланиш кучи ҳисобига узатилади, деб олинади.

Юқорида кўриб чиқилган муфталарнинг тузилиши валларнинг аниқ ўқдош бўлишини, ишлаш жараёнида эса муайян бир вазиятни эгаллашини талаб қилади. Бў талабни қаноатлантириш эса жуда қийин. чунки ташқи нагрузка таъсирида ишлаётган вал албатта эгилади. Бу деган сўз, унинг учи, оз бўлса-да, тепага ёки пастга силжиб туради, демакдир. Бундан ташқари, температуранинг ўзгариши билан вал узунлиги ўзгаради, яъни иш жараёнида валнинг учи ўқ бўйлаб ўз-қолатини ўзгартириб туради. Доимий бириктирилган муфталарнинг кўриб чиқилган конструкциялари эса валнинг бундай силжишига имкон бермайди. Натижада валда бўлган ўзгаришлар механизм



171- шакл. Ольдгем муфтаси.

ишига салбий таъсир кўрсатади ва чидамликни пасайтиради. Бунинг олдини олиш учун, яъни иш жараёнида валнинг кичик ораликқа силжишини ва бунинг натижасида ҳосил бўладиган қўшимча динамикавий кучларнинг механизм ишига салбий таъсирини маълум даража йўқотиш мақсадида қўзғалувчан муфталардан фойдаланилади. Бундай муфталарда валларнинг силжишига муфта деталларининг ўзаро қўзғалиши ёки элементлардан бирининг эластик материалдан тайёрланиши ҳисобига барҳам берилади. Шунинг учун улар компенсацияловчи муфталар дейилади. Компенсацияловчи муфталардан бири Ольдгем муфтасидир. Бу муфта ажралиш сиртида призматик ўйиқлари бўлган иккита ярим муфтадан ва улар орасига ўрнатиладиган ҳамда икки томонида ярим муфталардаги ўйиқларга жойлашадиган, ўзаро перпендикуляр қилиб тайёрланган чиқиқлари бўлган дискдан тузилган (171- шакл). Ярм муфтадаги ўйиқларнинг, шунингдек, дискдаги чиқиқларнинг ўзаро перпендикуляр текисликда жойлашганлиги валнинг радиал ҳамда бурчагий силжишига имкон беради (компенсациялайди). Диск билан ярим муфталар орасидаги зазор δ эса валларнинг ўқ бўйлаб силжишига имконият яратади. Валларнинг радиал ҳамда бурчагий силжиши ярим муфта ўйиқларининг ён сиртида ҳосил бўладиган босимнинг нотекис тақсимланишига олиб келади. Шунинг учун радиал силжиш

$$\Delta_r \leq 0,01 d_v + 0,25 \text{ мм, бурчагий силжиш эса } \Delta \alpha \leq 40'$$

бўлгандагина Ольдгем муфтасидан фойдаланиш маъқул.

Иш жараёнидаги дискдаги чиқиқларнинг ярим муфта сиртидаги ўйиқларда сирпаниши момент узатадиган сиртларнинг ейилишига сабаб бўлади. Ейилиш суръати айланишлар сонининг ҳамда валнинг радиал ва бурчагий силжишининг ошуви билан ортади. Ейилишни камайтириш мақсадида сиртлар вақт-вақти билан мойлаб турилиши ҳамда уларда ҳосил бўладиган эзувчи кучланишнинг (босимнинг) меъёридан ортиб қетишига йўл қўймаслик керак. Бу талаб муфта-ларни ҳисоблашда асос қилиб олинади, Бунда ярим муфтларнинг мувозанат шартини қўйидагича ифодалаш мумкин (171- шакл):

$$T = \frac{\sigma_{\text{ээ}}}{2} \cdot \frac{D}{2} h \frac{2}{3} D - \frac{\sigma_{\text{ээ}}}{2} \cdot \frac{d}{2} h \frac{2}{3} d, \quad (366)$$

Агар

$$\frac{\sigma_{\text{ээ}}}{\sigma_{\text{ээ}}} = \frac{D}{d} \quad (367)$$

эканлиги эътиборга олиниб, формула соддалаштирилса, қўйидаги ифода келиб чиқади:

$$\sigma_{\text{ээ}} = \frac{6 KDT}{h(D^3 - d^3)} \quad (368)$$

бу ерда K — нагруканинг динамикавий таъсирини эътиборга олувчи коэффициент; h — дискдаги чиқиқнинг баландлиги. Амалий ҳисоблашларда $\frac{D}{d} \approx (2,5 \quad 3)$ қилиб олинади.

Одатда, муфта деталлари Ст 5 ёки 25 Л маркали пўлатлардан тайёрланади. Оғир нагрукали муфтлар учун эса 15Х, 20Х каби легирилган пўлатлар ишлатилади ва сиртқи қатлами цементланади

$$[\sigma_{\text{ээ}}] = (15 \quad 20) \text{ МПа қилиб олинади.}$$

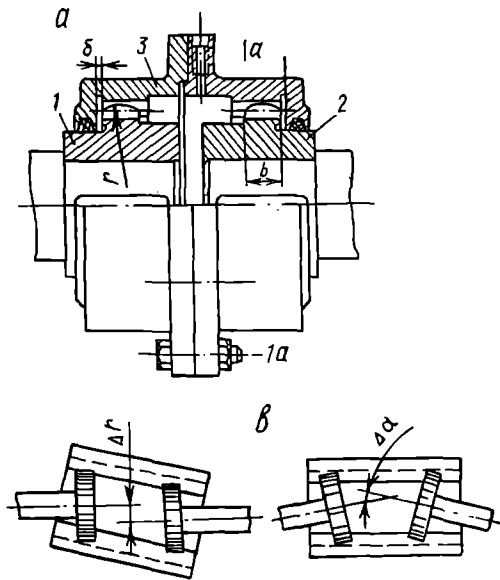
Бундай муфтларнинг фойдали иш коэффициенти:

$$\eta_{\text{м}} \approx 0,985 \quad \dots \quad 0,995.$$

Валларнинг силжиши деталларнинг бир-бирига нисбатан қўзғалиши эвазига компенсацияланадиган муфтлардан яна бири тишли муфтадир. Бундай муфтлар буровчи момент қиймати катта бўлган юритмаларда (кран механизмлари, турбина ва бошқаларда) кўп ишлатилади. Бу муфта сиртида эвольвента профилли тишлари бўлган иккита ярим муфта ҳамда улар устига кийгизилиб, бир-бирига болтлар билан бириктириб қўйиладиган икки бўлак ички тишли қисқич ҳалқадан тузилган (172- шакл). Ярим муфтлар валларга тигизлик билан ўтказилиб, шпонкалар ёрдамида маҳкамлаб қўйилади.

Тишли муфтларнинг афзаллиги шундан иборатки, валнинг ҳамма турдаги силжишларини Δ_1 , Δ_r , Δ_α компенсациялай олади. Бунинг учун қисқич ҳалқа билан ярим муфта орасида зазор δ қолдирилади ва ярим муфтларнинг тишлари валларга нисбатан маълум r радиус билан юмалоқланади. Қўрилган бу чоралар валларнинг радиал йўналишдаги силжиши $\Delta_r = 1 \quad 10,5$ мм гача, бурчагий силжиши эса $\Delta_\alpha = 1^\circ$ гача бўлишига имкон беради.

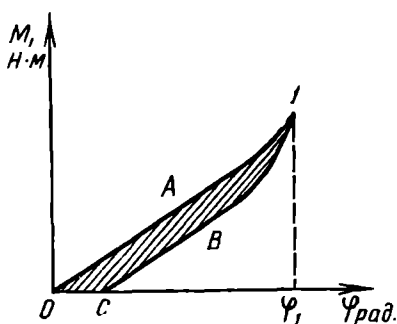
Тишли муфталарнинг асосий ўлчамлари ГОСТ 5006-55 да келтирилган. Стандартда белгиланишича, тишли муфталар диаметри 40дан 560 мм гача, узатиладиган буровчи моментнинг қиймати эса 710 дан 10⁷ Н м гача бўлган валларни бириктириш учун мўлжалланган. Шу билан бирга, валларнинг айланиш тезлигини муфтадаги тишли илашманинг бошланғич айланаси бўйича олинган айлана тезлик 25 м/с бўладиган қилиб олиш мумкин. Тишли муфталарнинг деталлари 45, 40Хва 45 Л маркали пўлатлардан болғалаш ёки куйиш усулида тайёрланади. Ярим муфта тишларининг



172- шакл. Тишли муфта.

нинг ейилишига чидамлилигини ошириш мақсадида улар термик ишланиб, қаттиқлиги Бринель бўйича 400 га етказилади. Бундай муфталарнинг мустаҳкамлиги ва чидамлилигини ҳисоблаш бирмунча қийин, чунки тишларга таъсир этаётган кучларнинг қиймати, йўналиши ҳамда ўрни шароитга қараб ўзгариб туради. Шунинг учун амалда улар узатилаётган буровчи моментнинг қиймати ҳамда валнинг диаметрига қараб, ГОСТ 5006 — 55 дан танлаб олинади.

Сўнгги йилларда компенсацияловчи муфталарнинг эластик элементли ва, шунинг учун, эластик муфталар деб аталган туридан кенг фойдаланилмоқда, чунки бундай муфталар валлар ўқдошлиги қатъий бўлмаслигининг, ишлаш жараёнида ҳосил бўлиб турадиган қисқа муддатли ўта нагруканинг ҳамда динамикавий кучларнинг механизм ишига салбий таъсирини сезиларли даражада пасайтиради. Бундан ташқари, эластик муфталардан фойдаланилганда валларда резонанс ҳодисаси деярли содир бўлмайди. Эластик муфталарнинг асосий хусусиятларидан яна бири шуки, уларда сингдириш (ютиш) хоссаси бўлади. Сингдириш хоссаси муфтанинг бир марта нагрузка олиб, сўнгра яна дастлабки ҳолига келишида эластик элементга бутунлай сингиб (ютилиб) кетган энергия миқдори билан ифодаланади. Маълумки, бундай энергиянинг миқдори гистерезис юзаси билан ўлчанади, яъни нагрузка қлиш ОА1 (173- шакл) чизиғи билан нагрузкасизланиши эса ІВС чизиғи билан ифодаланса, у ҳолда, муфтага бутунлай сингиб кетган энергия ОАІВС нинг юзига тенг бўлади. Бу энергия эластик элементларнинг деформацияланишида ҳосил бўладиган ички ва ташқи ишқаланишга сарфланади.



173- шакл. Эластик муфтанинг гистерезис диаграммаси.

да уларни ҳисоблаш масалалари билан қисқача танишиб чиқилади.

Эластик муфтларнинг сингдирриш хоссаси валларда ҳосил бўладиган динамикавий кучларнинг салбий таъсирини сусайтиришга имкон берувчи бирдан-бир воситадир.

Муфта таркибидаги эластик элементлар металлдан (пружина, пластинка ва шу кабилар) ёки металлмас материаллардан (резина, пластмасса ва бошқалардан) тайёрланади.

Қуйида ана шундай муфтлардан баъзиларининг тузилиши ҳам-

89- §. Пружина билан таъминланган тишли муфтлар

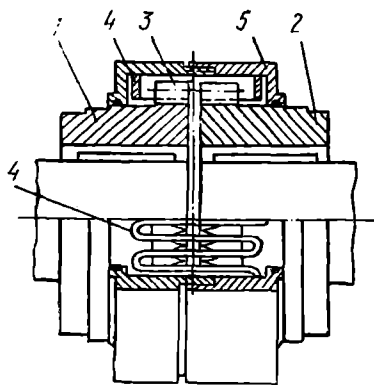
Бундай муфтлар эластик элементи металлдан тайёрланган компенсацияловчи муфтлар ичида нисбатан кўп ишлатиладиганларидир. Улар махсус шаклдаги тишли иккита ярим муфтадан (174-шакл, 1 ва 2) иборат. Ярим муфта тишлари 3 илон изи қилиб ўралган пружина 4 воситасида бир-бирига боғланади. Пружинанинг қўзғалиб кетмаслиги ва деталларнинг чангдан сақланиш учун ярим муфтлар икки қисмдан иборат кожух 5 билан беркитилади; кожух эса болтлар воситасида бириктирилади.

Кожух муфтага мой бериб турадиган идиш вазифасини ўтайди. Шунинг учун унинг ярим муфта устига бевосита тегиб турадиган қисмига зичлагич қўйилади,

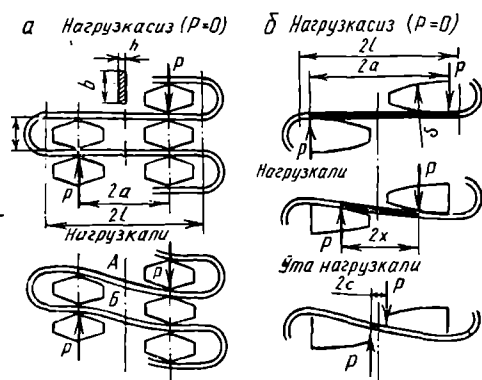
Ярим муфтлардаги иш тишларининг кўндаланг кесими икки хил бўлиши мумкин (175- шакл а ва б). Улардан бири муфта бикрлигининг ўзгармас, иккинчиси эса ўзгарувчан бўлишини таъминлайди. Кўндаланг кесимнинг биринчи хили учун таъсир этаётган кучлар орасидаги масофа, нагруканинг катта-кичиклигидан қатъи назар, ўзгармас миқдорга — $2a$ га тенг бўлса, иккинчи хили учун бу масофа нагруканинг миқдорига қараб ўзгаради. Пружина билан таъминланган муфтларнинг ўлчамларини қуйидагича олиш тавсия этилади: тишлар сони $z = 50 \dots 100$; муфтанинг сиртқи диаметри $D = (3 \dots 3,5) d$, кожухнинг эни $B = (1,35 \dots 2) d$; ярим муфтлардаги тишлар баландлигининг ўртасидан ўтган айлана диаметри $D_{\text{ўр}} = (0,7 \dots 0,8) D$;

тишнинг қадами $t = \pi \frac{D_{\text{ўр}}}{z}$; пружинанинг эни $b = (0,8 \dots 1) t$; пружинанинг қалинлиги $h = 0,2 b$.

Бундай ўлчамли муфтлар валларнинг ўқ бўйича силжишининг $\Delta_t = 4 \dots 20$ мм, радиал силжишининг $\Delta_r = 0,5 \dots 3$ мм ва бурчаклий силжишининг $\Delta_\alpha = 1^\circ 15'$ бўлишига имкон беради.

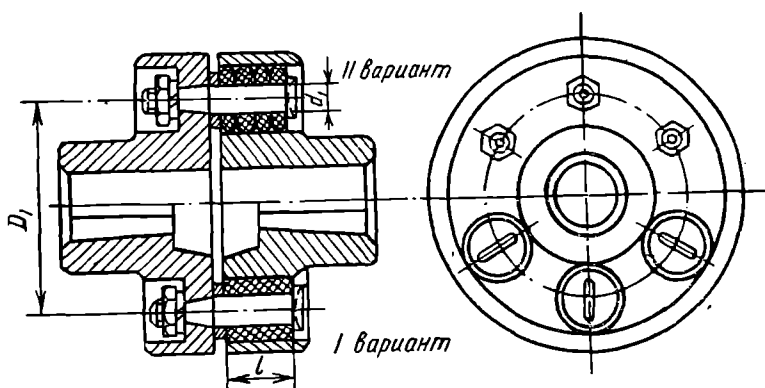


174- шакл. Пружина билан таъминланган тишли муфта.



175- шакл. Пружина билан таъминланган тишли муфталар тишининг тузилиши.

Эластик элементи металлмас материалдан тайёрланган компенсацияловчи муфталардан нисбатан кўп ишлатиладигани втулка бармоқли муфтадир. Бу муфтанинг тузилиши фланецли муфтаникига ўхшаш бўлиб, иккита ярим муфтадан иборат (176- шакл). Ярим муфталар бир учиди резъбаси бўлган бармоқлар ёрдамида бир-бири билан бириктирилади. Бармоқларнинг ярим муфталардан бирида жойлашган қисмига эластик материалдан (резинадан) тайёрланган втулка (I вариант) ёки кўндаланг кесими трапеция шаклида бўлган бир неча ҳалқа ўрнатилган бўлади. Втулка ёки ҳалқа кесимининг баландлиги нисбатан катта бўлмаганлиги туфайли, кичик қийматли ($\Delta_r = 0,3 \dots 0,6$ мм; $\Delta_\alpha = 1^\circ$ гача бўлган) силжишларгагина имкон беради. Бундай муфталар, кўпинча, электрик двигателнинг вали билан юритма валини бириктириш учун ишлатилади. Улар буровчи моментнинг қиймати ҳамда валининг ўлчамларига қараб, ГОСТ (МН 2096—64) жадваллардан танлаб олинади. Танлаб олинган муфталарнинг мустаҳкамлигини текши-



176- шакл. Втулка-бармоқли муфта.

риб кўришда бармоқлар эгилишга ҳамда резина деталнинг бармоққа тегиб турган сирти бўйича эзилишга ҳисобланади. Бунинг учун аввало ҳар бир бармоққа тўғри келадиган куч топилади:

$$F = \frac{2TK}{D_1 z} H; \quad (369)$$

бу ерда T — муфтага таъсир этувчи буровчи момент; D_1 — бармоқлар жойлашган айлананинг диаметри; K — иш режимини ҳисобга олувчи коэффициент; бу коэффициент кўпинча, 1,5 . 2,5 қилиб олинади.

Бармоқ ва эластик элемент қуйидаги формулалар асосида ҳисобланади:

$$\sigma_{\text{эг}} = \frac{M}{0,1 d^3} = \frac{Fl}{2 \cdot 0,1 d^3} \leq [\sigma_{\text{эг}}], \quad (370)$$

$$\sigma'_{\text{эс}} = \frac{2TK}{D_1 d_1 l z} \leq [\sigma_{\text{эс}}], \quad (371)$$

бу ерда z — муфтадаги бармоқлар сони; l — бармоқнинг эластик элемент жойлаштирилган қисми узунлиги, d_1 — бармоқнинг диаметри, $[\sigma_{\text{эг}}]$ — рухсат этилган этувчи кучланиш (бу кучланишнинг қийматини 45 маркали пўлат учун 80 . 100 МПа қилиб олиш таъсия этилади); $[\sigma_{\text{эс}}]$ — эластик элемент учун рухсат этилган эгувчи кучланиш, унинг қиймати 1,8 . 2,0 МПа қилиб олинади.

90- §. Бошқариладиган уловчи муфталар

Бошқариладиган уловчи муфталар айланаётган ёки тинч турган валларни исталган вақтда улаш ёки ажратиш учун ишлатилади. Бундай муфталар ишлаш принципига қараб икки гурпуга бўлинади: а) тишлашиш асосида ишлайдиган (кулачокли ва тишли) муфталар; б) ишқаланиш асосида ишлайдиган (фрикцион) муфталар.

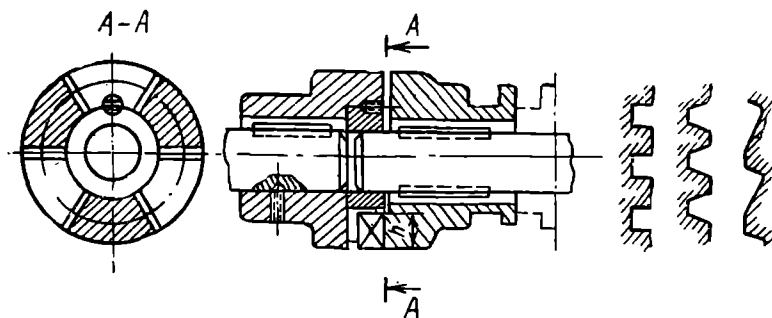
Бошқариладиган муфталар валларнинг силжишига имкон бера олмайди. Улардан фойдаланилганда валларнинг албатта қатъий ўқдош бўлиши талаб қилинади.

Фрикцион муфталарни бошқариш механизмларининг жуда кўп тури маълум. Улар тузилиш ва ишлаш принципига қараб бир-бирдан фарқ қилади. Ҳаракатга келтириш принципига кўра, бу механизмлар электромагнитавий, пневматик, гидравлик ва механикавий турларга бўлинади.

Кулачокли муфталар

Бу муфталар кўндаланг сиртида тишлашиш учун мўлжалланган тишлари бўлган (кулачокли) иккита ярим муфтадан иборат (174- шакл).

Иш жараёнида ярим муфталардан бирининг тишлари иккинчисига даги тишлар орасига киради. Ярим муфталардан бири валга маълум тигизлик билан ўтказилади ва шпонка воситасида маҳкамлаб қўйилади, иккинчиси вал ўқи бўйлаб бемалол сурила оладиган қилиб, йўналтирувчи шпонка воситасида ўрнатилади. Бу ҳол иккала ярим



177- шакл. Кулачокли муфта.

муфтани бир-бирига исталган вақтда улаш ёки бир-биридан исталган вақтда ажратиш имконини беради, Бунинг учун қўзғалувчан қилиб ўрнатилган ярим муфта махсус қурилма воситасида вал бўйлаб чапга ёки ўнгга силжитилади.

Ярим муфталардаги тишларнинг (кулачокларнинг) шакли ҳар хил бўлиши мумкин. Улардан кўпроқ ишлатиладиганлари 177- шаклда тасвирланган. Етакчи вал гоҳ бир томонга, гоҳ иккинчи томонга айланидиган бўлса, трапеция шаклидаги тишлар ишлатилгани маъқул. Агар етакчи валнинг айланиши доимо бир томонга бўлса, тишларнинг шакли носимметрик профилли бўлгани яхши (177-шакл, в). Умуман, шуни назарда тутиш керакки, ҳаракат вақтида кулачокли муфтани улаш тишларнинг синиш хавфини туғдиради. Шунинг учун муфтани вал секин айланаётганда ёки бутунлай тўхтатилганда улаш тавсия этилади.

Кулачокли муфталарнинг ишлаш муддати, асосан, тишларнинг ейилиш даражасига, тишларнинг ейилиш даражаси эса уларнинг сиртларида ҳосил бўладиган эзувчи кучланиш қийматига боғлиқ. Эзувчи кучланишнинг тақрибий қиймати қуйидагича аниқланади:

$$\sigma_{\text{эз}} = \frac{4KT}{z b h (D - D_1)} \leq [\sigma_{\text{эз}}], \quad (372)$$

бу ерда z — ярим муфтадаги тишлар сони. Бундан ташқари, кулачокларнинг эзувчи кучланиш бўйича мустақамлиги ҳам текшириб кўрилади:

$$\sigma_{\text{ср}} = \frac{Fb}{2W_{\text{ср}}} = \frac{KMb}{z(D + D_1)W_{\text{ср}}} \leq [\sigma_{\text{ср}}], \quad (373)$$

бу ерда b — кулачокнинг баландлиги; $W_{\text{ср}} = \frac{h\delta^2}{6}$ — кулачок кесимининг қаршилик momenti; D ва D_1 — сиртқи ва ички диаметрлар.

Кулачоклар иш сиртининг ейилишга чидамлилигини ошириш учун улар цементитланади; бундай муфталарни 15Х, 20Х маркали пўлатлардан тайёрлаш тавсия этилади. Шундай қилинганда, тинч турганда уланадиган муфталар учун

$$[\sigma_{\text{эз}}] = 90 \dots 120 \text{ МПа},$$

с екин айланаётганда уланадиган муфталар учун эса

$$[\sigma_{\text{эз}}] = 50 \dots 70 \text{ МПа}$$

бўлади.

Бошқариладиган уловчи муфталардан яна бири тишли муфталардир. Бу муфталар ҳам иккита ярим муфтадан иборат бўлиб, улардан бири ички тишли, иккинчиси эса сиртқи тишли ғилдиракка ўхшаш бўлади (178-шакл). Бу ғилдиракларнинг модуллари ва тишлари сони бир хил бўлади.

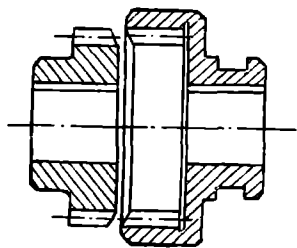
Муфтани улаш ёки ажратиш учун ярим муфталардан бири вал ўқи бўйлаб сурилади.

Демак, тишли муфталарнинг ишлаши худди кулачокли муфталарники кабидир. Бироқ кулачокли муфталарда тишлар ярим муфталарнинг ён сиртида, тишли муфталарники эса цилиндрик сиртда бўлади.

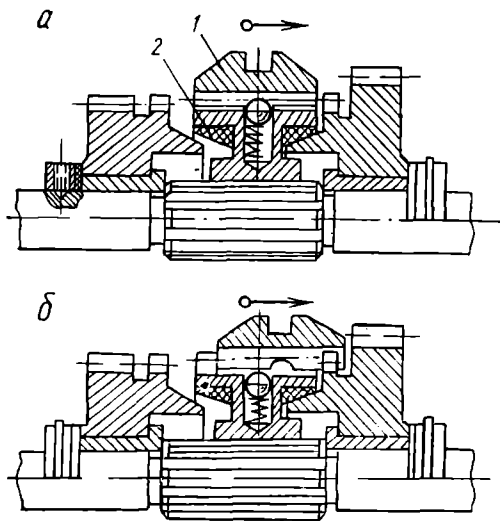
Тез-тез улаб ва ажратиб туриш талаб этилган ҳолларда (масалан, автомобилларда) тишли муфталарнинг синхронизатор деб аталган туридан фойдаланилади.

Синхронизаторнинг тузилиши ва ишлаш принципини 179-шаклдан тушуниб олиш қийин эмас.

Бунда муфтанинг суриладиган қисми 1 икки томонлама ишлайдиган фрикцион муфта 2 билан таъминланади. Суриладиган қисми ўнгга ёки чапга силжитилганда ўртага жойлаштирилган шарик воситасида ўқ бўйлаб йўналган куч фрикцион ярим муфтани ҳам ҳаракатга келтиради. Натижада тишлар илашишга киргунча валлар фрикцион муфта воситасида уланади. яъни етакланувчи вал дастлаб фрикцион муфта орқали ҳаракатга келади. Шундан сўнг суриладиган қисм силжитишда давом эттирилиб, тишлар илаштирилади. Натижада тишлар айланма ҳаракатни ва буровчи моментни узатувчи асосий элемент си-



178-шакл. Бошқариладиган тишли муфтанинг тузилиши.



179-шакл. Синхронизаторнинг тузилиши.

фатида хизмат қила бошлайди. Шундай қилиб, синхронизаторнинг ишлатилиши тишли муфталарни улашда ҳосил бўладиган динамикавий кучларни камайтиради ва муфтанинг равоҳ ҳамда нисбатан бир текис ишлашини таъминлайди.

Фрикцион муфталар

Бошқариладиган уловчи муфталар сифатида фрикцион муфталардан кўпроқ фойдаланилади, чунки бу муфталар воситасида етакчи валнинг ҳаракатини тўхтатмай, уни етакланувчи вал билан улаш анча осон. Бунда етакчи вал етакланувчи валга, унинг тезлиги қандай бўлишидан қатъи назар, уланаверади. Қулачокли ва тишли муфталарни эса юқори тезликда улаш хавфлидир. Бундан ташқари, механизмада ўта нағрузка ҳодисаси рўй берган тақдирда ҳосил бўладиган хавфли вазият фрикцион муфтанинг ярим муфталари орасидаги тўла сирпаниш ҳисобига бартараф қилинади.

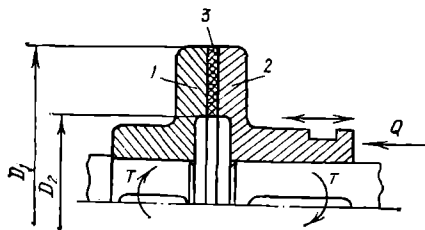
Ишқаланадиган сиртларнинг нисбатан тез ейилиши фрикцион муфталарнинг асосий камчилигидир. Фрикцион муфталар иш сиртларининг шаклига кўра қуйидаги уч гурпуага бўлиниши мумкин: а) дискли муфталар (иш сирти текис); б) конуссимон муфталар (иш сирти конуссимон); в) колодкали. лентали ва бошқа муфталар (иш сирти цилиндр шаклида),

Булардан кўпроқ ишлатиладигани дискли ва конуссимон муфталардир.

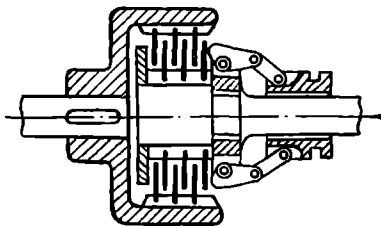
Дискли муфталар. Бундай муфталарнинг энг оддийси ишқаланиш сиртлари бўлган иккита ярим муфтадан иборат (180- шакл). Ярим муфталардан бири 1 валга қўзғалмайдиган қилиб ўрнатилади, иккинчиси 2 эса вал ўқи бўйлаб бемалол сурилади. Валларни бир-бирига улаш учун, суриладиган ярим муфта қўзғалмас ярим муфтага Q куч билан сиқилади. Бунда ҳосил бўладиган ишқаланиш кучининг моменти қуйидагича аниқланади:

$$M_{и} = QfR_{сп} = T, \quad (374)$$

бу ерда $R = \frac{D_1 + D_2}{4}$ — дисклар иш сиртининг ўртача радиуси. Келтирилган ишқаланиш кучи ана шу радиус бўйлаб таъсир этади, деб қабул қилинади.



180- шакл. Дискли фрикцион муфта.



181- шакл. Кўп дискли фрикцион муфта.

Q нинг буровчи моментни узата олиш учун талаб этиладиган қиймати қуйидагича аниқланади:

$$Q = \frac{TK}{fR_{\text{yp}}}, \quad (375)$$

бу ерда K — иш режимини ҳисобга олувчи коэффициент. Сиқувчи Q кучнинг катта қийматга эга бўлиши лозимлиги фрикцион муфтларнинг камчиликларидан биридир, Бу камчиликни маълум даражада бартараф қилиш, яъни Q нинг талаб этилган қийматини камайтириш мақсадида кўп дискли муфтлардан (181-шакл) фойдаланилади. Бу муфтлар сиртқи ва ички деб аталувчи икки группа дисклардан тuzилган. Сиртқи дисклар чап томондаги ярим муфта билан, ички дисклар эса ўнг томондаги ярим муфта билан бириктирилган бўлади. Бошқариладиган механизм воситасида дисклар бир-бирига сиқиб қўйилиши ва керак бўлганда ажратилиши мумкин. Шунинг назарда тутиш керакки, бир-бирига сиқиб қўйилган иш сиртларининг ҳаммасида ишқаланиш кучи пайдо бўлади. Шунинг учун муфта қуйидаги формула асосида ҳисобланади:

$$KT_z = Q f z R_{\text{yp}} \quad (376)$$

ёки

$$Q = \frac{KT}{fzR_{\text{yp}}}$$

бу ерда z — ишқаланидиган сиртлар муфтлари сони:

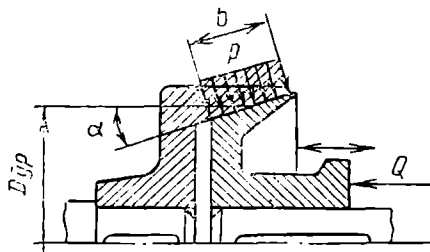
$$[z] = [n] - [1]$$

n — дисклар сони.

Демак, диаметрлари ҳамда сиқувчи Q кучнинг қиймати бир хил бўлгани ҳолда, кўп дискли муфтлар икки дискли муфтага қараганда z марта кўп буровчи момент узата олади.

Бундан ташқари, узатилиши мумкин бўлган буровчи моментнинг қийматини сиқувчи Q куч ва ишқаланиш коэффициенти f ҳисобига ошириш ҳам мумкин. Бунда Q нинг миқдори ишқаланувчи сиртлар учун рухсат этилган босимнинг қиймати билан чегараланади:

$$Q \leq \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2) [p] \quad (377)$$



182-шакл. Конуссимон дискли фрикцион муфта.

Рухсат этилган босим $[p]$ нинг қийматини 69-жадвалдан олиш мумкин.

Конуссимон муфтлар. Бундай муфтлар фрикцион муфтларнинг бир тури бўлиб, улардаги ишқаланиш сиртлари конус шаклидадир (182-шакл) Ярим муфтлар бир-бирига Q куч билан сиқилганда улар-

Фрикцион муфталар учун рухсат этилган босим $[p]$ ва ишқаланиш коэффициентини f

Фойдаланилган материал	$[p]$ МПа	f
мой билан ишлаганда		
Тобланган пўлат тобланган пўлат устида	0,6 ... 0,8	0,06
Чўян тобланган пўлат ёки чўян устида	0,6 ... 0,8	0,08
Текстолит пўлат устида	0,4 ... 0,6	0,12
Металл-керамика тобланган пўлат устида	0,8	0,10
Мойсиз ишлаганда		
Прессланган асбест пўлат ёки чўян устида	0,2 ... 0,3	0,30
Металл-керамика тобланган пўлат устида	0,3	0,40
Чўян тобланган пўлат ёки чўян устида	0,2 ... 0,3	0,15

нинг уриниш сиртида солиштира босим p таъсирида ишқаланиш кучи pf ҳосил бўлади. Буровчи момент ишқаланиш кучининг конус айланасига уринма бўлган ташкил этувчиси эвазига узатилади. Ана шу ҳол эътиборга олинганда, суриладиган қилиб ўрнатилган ярим муфтаннинг мувозанат шарти қуйидагича ифодаланadi:

$$Q = p b \pi D_{yp} \sin \alpha; \quad (378)$$

$$KT = M_n = p f b \pi \frac{D_{yp}^2}{2}, \quad (379)$$

бу ерда T — буровчи моментнинг ҳисобий қиймати; M_n — ишқаланиш кучининг momenti.

Юқоридаги тенгламаларни биргаликда ечиб, қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$KT = M_n = \frac{Q D_{yp}}{2} \cdot \frac{f}{\sin \alpha} = Q \frac{D_{yp}}{2} f^1, \quad (380)$$

бу ерда $f' = \frac{f}{\sin \alpha}$ — келтирилган ишқаланиш коэффициентини.

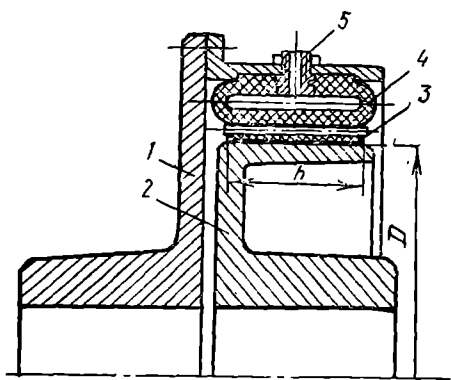
Кўришиб турибдики, Q ни камайтириш учун f' ни катталаштириш керак. f' ни катталаштириш учун эса α ни кичрайтириш лозим. Бироқ α ни ҳаддан ташқари кичрайтириш тавсия этилмайди, чунки бундай ҳолда ярим муфталар бир-бирига жипслашиб қолиб, уларни ажратиш бирмунча қийинлашади. Бундай ҳолнинг олдини олиш учун

$$\alpha_{\min} = \arctg f^1$$

бўлишни таъминлаш керак. Одагда, $\alpha \approx 15^\circ$ бўлади.

Иш сиртларининг ейилишга чидамлилиги қуйидаги формула асосида ҳисобланади:

$$p = \frac{Q}{b \pi D_{yp} \sin \alpha} \leq [p]. \quad (381)$$



183- шакл. Пневматик шинали муфта.

калар 3 қопланади. Шина камераси штуцер 5 воситасида бошқарувчи механизмнинг ҳаво магистрали билан туташади. Камерага ҳаво берилиши билан шина шишади ва унинг ички қисми ярим муфтларнинг ўнг томондагисига маълум куч билан сиқилади. Натижада бу ерда ишқаланиш кучи пайдо бўлиб, буровчи момент узатишга имконият тугилади. Бундай муфта бир вақтнинг ўзида ҳам компенсацияловчи, ҳам сақлагич муфта вазифасини ўтайди.

Шинанинг ички қисмига жойлашган ва асосий иш сирти бўлган колодкаларнинг ейилиши муфта ишига унча таъсир қилмайди. Бу муфтларнинг асосий камчилиги шундан иборатки, анча қиммат туради ва резина тез эскиради.

Колодканинг ейилишга чидамлилигига боғлиқ бўлган буровчи момент қуйидагича аниқланади:

$$KT = [\rho] fb \pi \frac{D^2}{2}. \quad (382)$$

Камера ичидаги босимнинг зарур қийматини аниқлашда қуйидаги тенгликдан фойдаланилади:

$$KT = (Q + F_{\text{ц}}) f \frac{D}{2},$$

$$Q = (q - \Delta q) S, \quad (383)$$

бу ерда Q — камерадаги босим натижасида колодкаларга таъсир этувчи куч; $F_{\text{ц}}$ — колодкаларга таъсир этувчи марказдан қочирма куч; $S = \pi D_{\text{к}} h_{\text{к}}$ — камеранинг актив сирти; q — камерадаги ҳаво босими, бу босим, одатда 0,6... 8 МПа бўлади; Δq — шинанинг деформацияланишига сарфланадиган босим (бу босим, одатда, 0,05 МПа га тенг).

Фрикцион муфтларнинг ишлаш имконияти. Фрикцион муфтларнинг ишлаш имконияти, асосан, бир-бирига ишқаланувчи сиртларнинг ейилишга ва иссиқликка чидамлилиги билан белгиланади. Бироқ фрикцион муфтларни ейилишга ҳамда иссиқ-

ликка ҳисоблаш маълум сабабларга кўра бирмунча қийин. Шунинг учун ҳозирги вақтда иш сиртларида ҳосил бўладиган солиштирма босимга асосланган ҳисоблаш усулидан кўпроқ фойдаланилади. Ҳисоблаш учун зарур бўлган солиштирма босимнинг рухсат этилган қиймати [р] ҳамда ишқаланиш коэффициентининг қиймати 69-жадвалда келтирилган.

Жадвалда келтирилган қийматлар ўртача тезлиги $v \approx 2,5$ м/с бўлган ва соатига 100 мартагача уланиб-ажратиб туриладиган муфта-ларга тааллуқлидир.

Фрикцион муфтalar учун ишлатиладиган материаллар фрикцион узатмалар учун ишлатиладиган материалларнинг ўзидир.

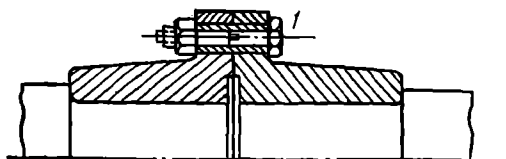
91- §. Автоматик муфтalar

Автоматик муфтalarнинг ишлагилишидан асосий мақсад зарур бўлиб қолган ҳолларда валларни бир-биридан автоматик равишда ажратишдир. Масалан, ўта нагрузка ҳоллари рўй берганда машина деталларини синиб кетишдан сақлаш учун сақлагич муфтalarдан фойдаланилади.

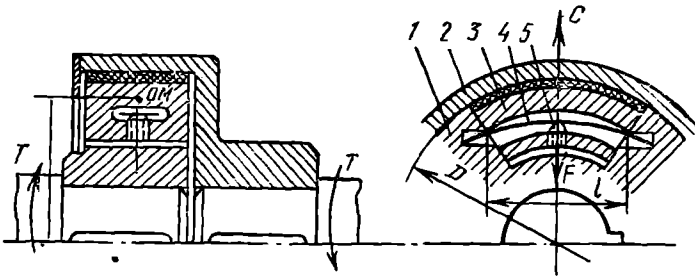
Маълум миқдор нагрузкага ҳисоблаб қўйилган фрикцион муфтalar шулар жумласидандир. Сақлагич муфтalarдан яна бири машинада ўта нагрузка ҳолати содир бўлган ҳолларда синиб кетадиган элементи бор муфтадир. Бундай муфтalarнинг тури хилма-хил бўлиб, улардан энг оддийси 184- шаклда тасвирланган. Бу муфта пўлат бармоқлар билан бириктирилган иккита ярим муфтадан иборат. Бу бармоқларнинг ўрта қисми атайлаб ингичкалаштирилган, ўта нагрузка ҳолати содир бўлганда улар ана шу қисмидан синади.

Бундай муфтalarнинг асосий камчилиги шуки, зарур бўлганда бармоқлар тўсатдан синмайди, чунки у пўлат бўлгани учун синишдан олдин маълум даража чўзилади. Шунинг учун бундай муфтalar ўта нагрузка ҳолати содир бўлгандан кейин ҳам маълум вақтгача буровчи момент узата олади. Бу деган сўз механизмдаги бошқа деталлардан бирортасининг синиб кетиш хавфи сақланиб қолади, демакдир. Бармоқларнинг нисбатан тез синишини таъминлаш учун уларни маълум қаттиқликкача тоблаш тавсия этилади.

Марказдан қочирма муфтalar. Бундай муфтalar айланиш сони маълум қийматдан ортганда валларни улаб, айланиш сони кичрайганда уларни бир-биридан ажратади. Шундай қилиб, бу муфтalar айланиш сонининг қийматига қараб, валларни автоматик равишда улаб-ажратиб туриш мақсадида ишлатилади. Бундай муфтalarдан ички ёнув двигатели билан ишлайдиган машиналарда фойдаланилгани маъқул. Шундай қилинганда, айланишлар сони камайиб



184- шакл. Сақлагич муфта.



185- шакл. Марказдан қочирма муфта.

қолган двигатель бутунлай тўхтаб қолмайди, чунки айланиш сони камайиши билан муфта двигательни нагрукадан озод қилади. Бинобарин, у айланишлар сонини тез ошириб олиш имкониятига эга бўлади.

Марказдан қочирма муфталарнинг бир неча тури мавжуд. Шулардан бири 185- шаклда кўрсатилган.

Муфтанинг уланиши учун, марказдан қочирма C куч колодкани ярим муфта барабани 2 га сиқиб қўйиши лозим. Бунинг учун C нинг қиймати пружина 4 нинг кучидан катта бўлиши керак. Пружина кучи F ни винт 5 воситасида мўлжалдагидек қилиб ўзгартириш мумкин. Муфтанинг уланиши учун қуйидаги шарт бажарилиши зарур:

$$F \leq C = m\omega^2 r = mr \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2, \quad (384)$$

бу ерда m — колодканинг массаси, кг/см; r — айланиш ўқидан колодканинг оғирлик марказигача бўлган масофа, см; n — етакчи ярим муфтанинг айланиш частотаси, мин⁻¹.

(384) ифода, берилган айланишлар сонига қараб, пружина кучининг муфта уланиши учун зарур бўлган қийматини аниқлашга имкон беради. Зарур бўлган буровчи моментни узатишга имкон берувчи айланишлар сонини топиш учун қуйидаги тенгликдан фойдаланилади:

$$KT \leq (C - F) fz \frac{D}{2} = \frac{mzD_2 f}{180} (n_1^2 - n_0^2) \quad (385)$$

бу ерда z — колодкалар сони; f — ишқаланиш коэффициент; n_0 — колодканинг барабанга теккунча бўлган айланиш частотаси; n_1 — зарур бўлган буровчи моментни узатишга имкон берувчи айланиш частотаси;

$F = \frac{48 E I y}{l^2}$ — пружина кучи (бу ерда y пружинадаги салқилшк); $I = \frac{bh^3}{12}$ — пружина кўндаланг кесимининг инерция momenti.

Колодка бошқа фриktion муфталарда бўлгани каби, сиртдаги босим бўйича ҳисобланади.

92- §. Умумий маълумот

Ҳозирги вақтда машинасозликда жуда кўп ишлатиладиган деталлардан бири пружинадир. Пружиналардан қуйидаги мақсадларда:

1) бир детални иккинчи деталга талаб қилинган ўзгармас куч билан сиқиб турувчи восита сифатида; 2) бураш йўли билан йиғилган энергия ҳисобига механизмларни ҳаракатга келтирувчи двигатель сифатида (масалан, соат пружинаси); 3) машиналарнинг бир қисмида ҳосил бўлган силкинишларнинг салбий таъсирини бошқа қисмига ўтказмайдиган сундиргич сифатида (масалан, автомобиль амортизаторлари; 4) қаттиқ зарб билан таъсир қилган куч энергиясини сундирувчи восита сифатида (масалан, темир йўл вагонларининг автоматик улагичларига ўрнатилган пружиналар; 5) куч ва масса ўлчаш асбобларида асосий элемент сифатида фойдаланилади.

Пружиналарнинг ўзига хос хусусиятларидан бири шуки, улар иш жараёнида қабул қилган энергиянинг маълум қисмини ўзига синдириб, қолган қисмини зарурият туғилганда қайтариши мумкин. Кўпгина ҳолларда пружиналар ўз вазифасини ана шу хусусияти ҳисобига бажаради,

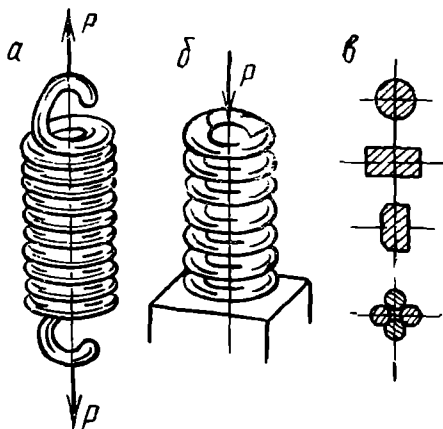
Пружиналар қабул қиладиган нагруканинг турига қараб, чўзилувчи (186-шакл, а), сиқилувчи (186-шакл, б), буралувчи (189-шакл, д, е) ва эзилувчи (189-шакл, е) турларга бўлинади. Шакли ва тузилишига қараб, пружиналар цилиндрик ўрама, спираль, листлардан тузилган ва бошқа пружиналарга бўлинади. Бундан ташқари, пружиналар ўзгармас ва ўзгарувчи бикрликка эга бўлиши ҳам мумкин.

Юқориди кўрсатилган пружина турларидан машиналарда кўп ишлатиладигани цилиндрик ўрама пружиналардир.

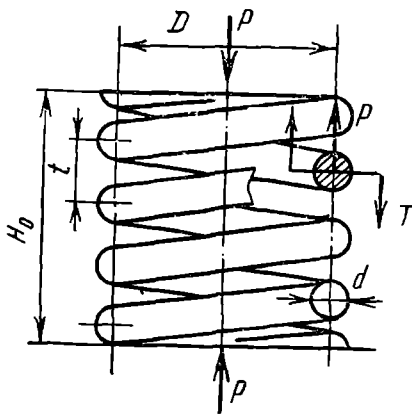
93- §. Ўрама пружиналар

Бундай пружиналар кўндаланг кесими доира ёки тўғри тўртбурчаклик шаклидаги симлардан тайёрланади (186-шакл).

Симлардан кўпроқ ишлатиладигани кўндаланг кесими доира шаклидаги симлардир. Бундай симдан тайёрланган пружина арзон тушади ва буралишга ҳам яхши ишлайди.



186- шакл. Цилиндрик спираль пружиналар
а — чўзилувчи, б — сиқилувчи, в — пружина
нинг кўндаланг кесимлари.



187- шакл. Пружинанинг асосий геометрик параметрлари.

кисликка ўрнатиш учун мослаштирилади (186- шакл, б). Чўзилувчи пружина ўрамлари ўзаро жипслашган бўлади. Бундай пружиналарнинг икки четидаги учлари илгак кўринишида букиб қўйилади. Бу илгак пружинани мўлжалдаги жойга ўрнатиш учун қилинади. Бироқ шуни назарда тутиш керакки, илгак қилиб букилган жойда ҳосил бўлган қўшимча кучланиш пружинанинг мустаҳкамлигини пасайтиради.

Пружинанинг асосий геометрик ўлчамлари қуйидаги параметрлар билан белгиланади (187- шакл).

d — симнинг диаметри;

D — пружинанинг ўртача диаметри;

$c = \frac{D}{d} = 4 \quad 12$ — пружинанинг индекси;

t — ўрамлар қадами;

i — ўрамлар сони.

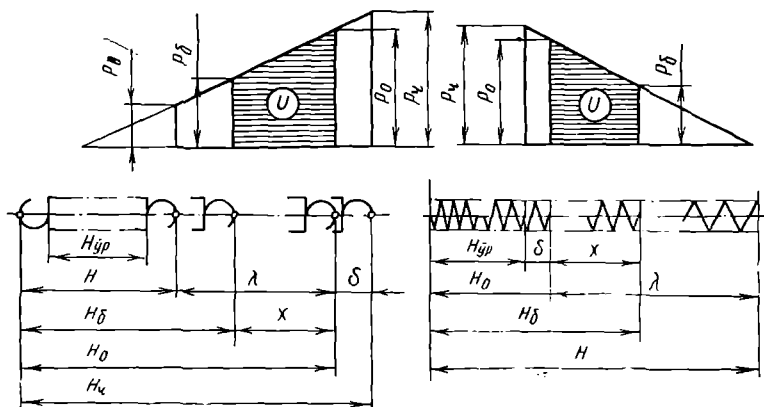
Одатда, пружинанинг дастлабки таранглик P_d кучи унга қўйиш мумкин бўлган энг катта куч (чегаравий куч) га нисбатан белгиланади. P_d таъсирдан пружина материалида эластиклик чегарасига тенг кучланиш ҳосил бўлади. Тақрибан қуйидагича олиш мумкин:

$$\left. \begin{array}{l} d < 5 \text{ мм бўлганда, } P_d = 0,33 P_q \\ d > 5 \text{ мм бўлганда, } P_d = 0,25 P_q \end{array} \right\} \quad (386)$$

бу ерда $P_q = (1,1 \quad 1,2) P_0$; P_0 — иш жараёнида таъсир этиши мумкин бўлган нагруканинг энг катта қиймати, P_0 нинг таъсирдан пружина мўлжалдаги охириги нуқтасигача чўзилади ва унинг элементида $[\tau]$ га тўғри келадиган кучланиш ҳосил бўлади. Шунинг учун пружина ана шу куч асосида ҳисобланади. Пружина кўзда тутилган жойга ўрнатилганда бошланғич P_0 нагрузка таъсирида бўлади.

Қўндаланг кесими тўғри тўрт-бурчаклик симдан тайёрланган пружиналардан катта нагрузка тушадиган ва юқори бикрлик талаб қилинадиган ҳолларда фойдаланилади. Айрим ҳолларда ўрам ҳосил қилувчи элементи бир неча симдан тайёрланган пружиналар ишлатилади. Бундай пружиналарнинг эластиклик хусусияти яхши бўлиб, мустаҳкамлиги юқоридир. Бироқ улар қиммат туради ва ўзгарувчан нагрузка таъсирдан тез ейилганлиги учун улардан кўп фойдаланилмайди.

Сиқилиш учун мўлжалланган пружиналарнинг ўрамлари орасида маълум зазор қолдирилади. Бундан ташқари, уларнинг икки чети те-



188- шакл. Пружинанинг иш характе ристикаси.

Таъсир этувчи куч билан пружина деформацияси орасидаги боғ' ланиш, кўпинча, махсус график — иш характеристикаси билан ифо- даланади (188-шакл). Графикнинг штрихланган қисми деформация натижасида бажарилган ишни кўрсатади.

Пружинанинг умумий деформацияси бундай бўлади:

$$\lambda = H_0 - H \quad (387)$$

бу ерда H_0 — пружинанинг иш жараёнида кўзда тутилган охириги нуқтасигача чўзилгандаги узунлиги (188- шакл). H — нагрузкасиз пружинанинг дастлабки узунлиги. Дастлабки узунлик қуйидагича ифо- даланади:

$$H = H_{\text{зр}} + (1 - 2) D \quad (388)$$

бу ерда $H_{\text{зр}} = id$ — пружинанинг ўрамлари бир-бирига тегиб турган даги узунлиги.

Пружина мўлжалдаги жойга ўрнатчлганда, маълум даража чўзил- ган ҳолда бўлади. Шу эътиборга олиниб, пружинанинг иш жараёни- даги йўли қуйидагича ифодаланади:

$$\chi = H_0 - H_6 \quad (389)$$

бу ерда H_6 — пружинанинг бошланғич куч билан чўзилган ҳолдаги узунлиги.

Пружина тайёрлаш учун зарур бўлган симнинг узунлиги:

$$l = \frac{\pi Di}{\cos \alpha} + l_{\text{и}} \quad (390)$$

бу ерда i — ўрамлар сони; α — ўрамларнинг қиялик бурчаги, бу бур- чак одатда $\alpha = 6 - 15^\circ$ бўлади, $l_{\text{и}}$ — симнинг илгак учун мўлжаллан- ган қисми узунлиги.

Чўзилган ҳолдаги пружина охирги нуқтасининг ўрнини маълум даражада ўзгартириш мумкин бўлиши учун H_0 узўнлик H_4 дан 5 ... 10 процент кичик қилиб олинади. У ҳолда охирги нуқтанинг ўрнини δ оралиғида ўзгартириш мумкин бўлади.

Маълумки, чўзилувчи пружина симининг кўндаланг кесимида нагрзука таъсиридан ҳосил бўлган кучланиш қуйидагича топилади:

$$\tau = \tau_{\text{кес}} + \tau_{\text{бр}} = \left(\frac{P}{S} + \frac{PD}{2W_0} \right) \cos \alpha \quad (391)$$

бу ерда $\tau_{\text{кес}}$ — кесувчи кучланиш; $\tau_{\text{бр}}$ — буровчи момент $P \frac{D}{2}$ дан ҳосил бўлган кучланиш; S — кўндаланг кесим юзи; W_0 — кўндаланг кесимнинг буралишдаги қаршилик моменти.

Агар $\cos \alpha \approx 1$ деб олинса, кўндаланг кесим доира шаклида бўлган ҳолларда τ қуйидагича ифодаланади:

$$\tau = \tau_{\text{кес}} + \tau_{\text{бр}} = \frac{4P}{\pi d^2} (1 + 2c) \quad (392)$$

Демак, $\tau_{\text{кес}}$, $\tau_{\text{бр}}$ га қараганда 2 с марта кичик экан. $\tau_{\text{кес}}$ нинг қиймати нисбатан катта бўлмаганлиги учун, ҳисоблашни соддалаштириш мақсадида, α ва эгриликнинг таъсири $K > 1$ коэффициент билан ҳисобга олинади. K қуйидаги эмперик формула ёрдамида топилади:

$$K \approx \frac{4c + 2}{4c - 3} \quad (393)$$

K эътиборга олинганда, (391) ифодадан қуйидаги ифода келиб чиқади:

$$\tau = \frac{PDK}{2W_0} \quad (394)$$

Демак: кўндаланг кесим доира бўлганда τ қуйидагича ифодаланади:

$$\tau = \frac{18PDK}{\pi d^3} \quad (395)$$

Бу ердан симнинг талаб қилинган диаметри

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{F_c K}{[\tau]}} \quad (396)$$

бўлади.

Нагрзука таъсиридан пружинанинг деформацияланиши:

$$\lambda = \left(\frac{P}{S} + \frac{PD^2}{4I_p} \right) \frac{l \cos^3 \alpha}{G} \quad (397)$$

бу ерда l — симнинг узунлиги, G — силжиш модули, I_p кесимнинг поляр инерция моменти.

Агар P_1 дан P_2 гача ўзгарувчи куч таъсиридан деформация λ_1 ва λ_2 оралиғида ўзгарса, сарфланган иш

$$A = (P_2 - P_1) \frac{\lambda_2 - \lambda_1}{2} \quad (398)$$

бўлади. Ҷрамларнинг кўндаланг кесими доира бўлган пружиналар учун (397) тенглик қуйидагича ифодаланади:

$$\lambda = \frac{4P}{\pi d^2} (1 + 2c^2) \frac{l \cos^2 \alpha}{G}. \quad (399)$$

Қавсдаги c нинг қиймати 4 дан катта бўлгани учун кесувчи куч таъсиридан ҳосил бўладиган деформацияни эътиборга олмаса ҳам бўлади. Бундан ташқари, $\cos \alpha \approx 1$, $l = \pi Di$ ва $G = 8 \cdot 10^4$ МПа эканлиги инobatга олинса, (399) формуладан Ҷрамлар сонини топиш мумкин:

$$i = 10^6 \frac{\lambda}{P} \cdot \frac{d}{c^3}, \quad (400)$$

бу ерда λ — пружинанинг деформацияси, см; P — пружинага таъсир этувчи куч, H ; d — симнинг диаметри, см.

Умумий ҳолда i қуйидагича ифодаланади:

$$i = \frac{4 \lambda G I_p}{\pi P D^3} \quad (401)$$

Пружина учун ишлатиладиган материалларнинг эластиклиги ва мустаҳкамлиги қатъий қийматга эга бўлиши керак. Пружина материали албатта термик ишланади ва, керак бўлиб қолганда, мустаҳкамликни оширишнинг қўшимча тадбирлари кўрилади.

Пружиналар учун энг кўп ишлатиладиган материал кўп углеродли ва легирилган пўлатлардир. Рангли металллардан бронза ишлатилади. Пружина учун материал танлашда 70-жадвалдаги тавсиялардан фойдаланиш мумкин.

70- ж а д в а л

Материал маркаси	Симнинг диаметри, мм	[·], МПа		
		нагрузка ўзгарувчан бўлганда	нагрузка ўзгармас бўлганда	унча муҳим бўлмаган ҳолларда
П	0,3—8	0,3 σ_B	0,5 σ_B	0,6 σ_B
В	0,3—8	0,3 σ_B	0,5 σ_B	—
60С2	5—42	400	750	750
60С2Н2А	5—42	400	750	—
50ХФА	5—42	400	750	—
Бр ҚМц 3-1	0,3—10	0,3 σ_B	0,5 σ_B	—
Бр ОЦ 4-3	0,3—10	0,2 σ_B	0,4 σ_B	—

σ_B нинг қиймати 71-жадвалдан олинади.

Чўзилувчи (сиқилувчи) ўрама пружинанинг амалий ҳисоби қуйидаги тартибда бажарилади. Одатда, ҳисоблаш учун P_6 , P_0 ва χ берилган бўлади. Ҳисоблаш натижасида d , D ва i аниқланади ҳамда пружина иш характеристикасининг графиги чизилади.

Пружина учун ишлатиладиган пўлат симнинг механикавий хоссалари

<i>d</i> , мм	Мустаҳкамлик чегараси σ_B , МПа		
	нормал мустаҳкамликдаги	оширилган мустаҳкамликдаги	юқори мустаҳкамликдаги
0,6 гача	1700	2200	2650
1	1550	1950	2500
1,5	1400	1900	2200
2	1300	1750	2000
3	1200	1550	1700
4	1100	1450	1600
5	1000	1300	1500
8	950	1200	—

1. 70- жадвалдан ёки тегишли справочникдан пўлатнинг маркази ва $[\tau]$ нинг қиймати аниқланади.

2. Индекс қиймати танланиб, (393) формуладан K коэффициент топилади.

3. (396) тенгликка биноан, симнинг диаметри аниқланади. Топилган d симнинг стандартдаги диаметр билан мослаштирилади.

4 c ва d асосида пружина диаметри аниқланади.

5. Берилган P_0 дан ва (386) ифодадан фойдаланиб, P_4 ҳамда P_d топилади.

6. Қуйидаги муносабатдан пружинанинг умумий деформацияси ҳисоблаб топилади:

$$\lambda = \chi \frac{P_0 - P_d}{P_0 - P_6}; P_6 = (0,3 \dots 0,8) P_0. \quad (402)$$

7. (400) формуладан фойдаланиб, пружинанинг ўрамлиқ сони аниқланади. Формулада $P = P_0 - P_6$ қилиб олинади.

8. (388) муносабатдан H ва $H_{\text{ўр}}$ топилади.

9. 188- шаклга ўхшатиб, пружинанинг характеристикаси чизилади.

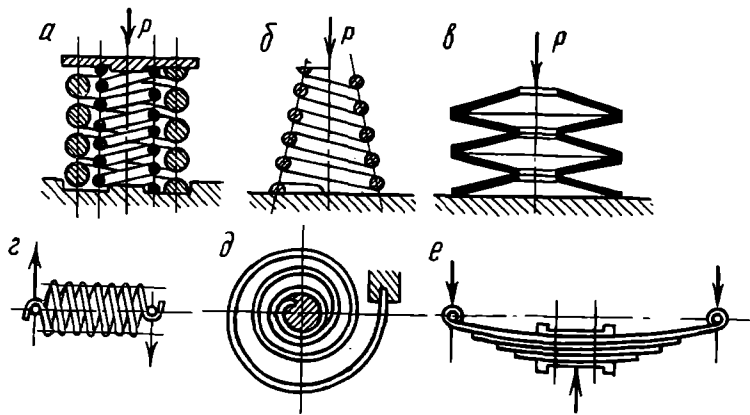
94- §. Махсус пружиналар

¶ Нагрузка катта бўлган ҳолларда ва сиртқи геометрик ўлчамларини кичрайтириш мақсадида ишлатиладиган пружина ҳар хил диаметрли бир неча пружинадан тузилади (189- шакл, а).

Бундай пружинанинг ҳар бир тузувчиси ҳар хил томонга ўраб тайёрланган бўлиши керак. Шунда уч томонидан бўшаб кетиш ҳодисаси рўй бермайди.

Агар пружинанинг бикрлиги (ёки берилувчанлиги) ўзгарувчан бўлиши талаб этилса, у конус шаклида қилиб тайёрланади (189- шакл, б).

Махсус пружиналарнинг яна бир тури рессоралардир. Рессоралар ҳар хил транспорт машиналарида зарбий кучларнинг таъсирини сўн-



189- шакл. Пружинанинг махсус турлари.

дирувчи восита сифатида ишлатилади. Рессораларнинг тузилиши ҳар хил бўлиши мумкин. Лекин улардан энг кўп ишлатиладигани турли узунликдаги листлардан тўпланган рессоралардир (189-шакл, *e*).

Листларнинг ҳар хил узунликда бўлиши рессорада ҳосил бўладиган кучланишнинг ҳамма кесимларида деярли бир хил бўлишини таъминлайди.

Рессоранинг иш жараёнида ҳосил бўладиган салқилигини аниқлашда листлар узунлигининг ҳар хил бўлиши ҳамда улар орасидаги ишқаланиш $K > 1$ коэффициент киритиш йўли билан эътиборга олинади. Амалий ҳисобларда листларнинг эгрилиги инobatга олинмайди. Рессорага таъсир этувчи куч листлар орасида бир хил тақсимланади деб қабул қилинади. У ҳолда, битта листга тўғри келадиган куч $P_1 = P/i$ бўлади, бу ерда i — рессорадаги листлар сони. Шаклда келтирилган рессора листида ҳосил бўладиган кучланиш ва салқилик қуйидагича аниқланади:

$$[\sigma_{эр}] = \frac{M}{iW} = \frac{3Pl}{2ibh^2} [\sigma_{эр}], \quad (403)$$

$$\lambda = \frac{KPl^3}{4Eibh^3}. \quad (404)$$

$E = 2 \cdot 10^5$ МПа эканлигини эътиборга олиб, (403) ва (404) ифодалардан лист қалинлигини аниқлаш мумкин:

$$h = \frac{1}{12} 10^{-5} Kl^2 \frac{[\sigma_{эр}]}{\lambda} \quad (405)$$

Листнинг эни (403) формуладан топилади:

$$bi = \frac{3Pl}{2h^2 [\sigma_{эр}]},$$

Юқорида келтирилган формулаларда: $[\sigma_{эр}] = 450 \text{ — } 600$ МПа, $K = 1,25 \text{ — } 1,5$; l — рессоранинг узунлиги, мм; P — рессорага таъсир этаётган куч, Н.

95- §. Масалалар

¶19-масала. Мўлжалдаги охирги нуқтасигача чўзиш учун таъсир эттирилиши керак бўлган куч $P_0 = 1000$ Н, иш йўли $\chi = 50$ мм бўлган чўзилувчи пружина ҳисоблансин. Пружина материали 60С2 маркали пўлат (ГОСТ 2052—53), $[\tau] = 600$ МПа. Пружина доиравий кўндаланг кесимли симдан тайёрланган;

Е ч и ш: 1. Пружина индексини танлаймиз:

$$c = \frac{D}{d} = (4 \quad 12) = 6 \text{ деб қабул}$$

қиламиз.

У ҳолда (393) муносабатдан қуйидаги келиб чиқади:

$$K \approx \frac{4c + 2}{2c - 3} = 1,24$$

2. (396) формула асосида сим диаметрини аниқлаймиз:

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{KP_0c}{[\tau]}} = 1,6 \sqrt{\frac{1,24 \cdot 1000 \cdot 6}{600}} = 5,6 \text{ мм.}$$

$d_1 = 6$ мм қилиб оламиз.

3. Пружинанинг ўртача диаметрини топамиз:

$$D = cd = 6 \cdot 6 = 36 \text{ мм}$$

4. Пружинага таъсир эттирилиши мумкин бўлган энг катта куч P_q ҳамда дастлабки куч P_d ни топамиз:

$$P_q = (1,1 \dots 1,2) P_0 = 1200 \text{ Н}$$

$$P_d = 0,25 P_q = 300 \text{ Н}$$

5. (402) муносабат ёрдамида пружинанинг умумий деформациясини аниқлаймиз:

$$\lambda = \chi \frac{P_0 - P_d}{P_0 - P_6} = 5 \frac{1000 - 300}{1000 - 400} = 5,85 \text{ см,}$$

бу ерда $P_6 = 0,4 P_0 = 400$ Н қилиб олинган.

6. (400) формуладан ўрамлар сони аниқланади:

$$i = 10^6 \frac{\lambda}{P} \cdot \frac{d}{c^3} = 10^6 \frac{5,85}{600} \cdot \frac{0,6}{6^3} = 23,$$

бу ерда $P_1 = P_0 - P_6 = 1000 - 400 = 600$ Н

¶7. Нагрузкасиз пружинанинг ўрамлари эгаллаган қисмнинг узунлиги H_{yp} ва илгак билан биргаликдаги умумий узунлиги H ни топамиз. (388) формулага биноан:

$$H_{yp} = id = 23 \cdot 0,6 = 13,8 \text{ см;}$$

$$H = H_{yp} + 2D = 13,8 + 7,2 = 21 \text{ см.}$$

¶ Топилган қийматлардан фойдаланиб, пружина характеристикасини чизишни студентларнинг ўзига ҳавола қиламиз.

66	Деталларни тизлик ҳисобига бириктириш	67
	Умумий маълумот	67
	Прессланган бирикмаларни ҳисоблаш	69
306	Шпонкали ва шлицли бирикмалар	71
	Шлицли бирикмалар ✓	71
§.	Шлицли бирикмалар	75
	Пластмассада тайёрланган шпонкали ва шлицли бирикмаларни ҳисоблашнинг ўзига хос хусусиятлари	77
307	Масалалар	77
	Ишчи қисм	79
	УЗАТМАЛАР	79
§.	Умумий тушунчалар .	79
1 б о б.	Фрикцион узатмалар	81
§.	Фрикцион узатмаларнинг кинематикаси ва улардаги кучлар	83
23-§.	Фрикцион узатмаларни ҳисоблаш тартиби	83
309-§.	Фрикцион узатмаларни контакт кучланиш бўйича ҳисоблаш	85
	Вариаторлар	87
§.	Пластмассада тайёрланган фрикциион узатмаларни ҳисоблашнинг ўзига хос хусусиятлари	91
	Масалалар	92
II б о б.	Тасмали узатмалар <i>Э.С.М.</i>	93
	Тасмали узатмаларни ҳисоблашнинг назарий асослари	94
	Тасмали узатманинг шкивлари	109
46-§.	Ясси тасмали узатмалар	110
-§.	Понасимон тасмали узатмалар	114
§.	Тишли тасмали узатмалар	117
§.	Пластмассаларнинг тасмали узатмаларда ишлатилиши ва уларни ҳисоблашнинг ўзига хос хусусиятлари	119
	Масалалар	120
X б о б.	Тишли узатмалар <i>Рустом</i>	124
§.	Умумий маълумотлар	124
§.	Узатманинг геометрияси ва кинематикаси	125
§.	Кня тишли ғилдирак геометриясининг ўзига хос хусусиятлари	128
§.	Тиш қирқувчи рейкани силжитиш ҳисобига тиш шаклини ўзгартириш	131
§.	Тишли ғилдираклар тайёрлашда ишлатиладиган материаллар	132
§.	Тишли ғилдираклар тайёрлашда аниқлик даражаси ва унинг илашиш шартлари таъсири	134
§.	Тишли узатмаларнинг ишлаш қобилияти ва уларнинг емирилиши	135
§.	Тўғри тишли цилиндрлик ғилдирак тишларини эгувчи кучланиш бўйича ҳисоблаш	140
§.	Нагрусканинг нотекислик ва динамикавий коэффициентлари	144
50-§.	Кня ва шеврон тишли цилиндрлик узатмаларни эгувчи кучланиш бўйича ҳисоблашнинг ўзига хос хусусиятлари	148
§.	Тўғри тишли цилиндрлик ғилдирак тишларини контакт кучланиш бўйича ҳисоблаш	152
52-§.	Конуссимон ғилдиракли узатмалар	157
53-§.	Тўғри тишли конуссимон ғилдиракли узатмаларни эгувчи кучланиш бўйича ҳисоблаш	150
54-§.	Тўғри тишли конуссимон ғилдиракли узатмаларни контакт кучланиш бўйича ҳисоблаш	162
55-§.	Нуктавий илашиш билан ишлайдиган узатма (М. Л. Новиков узатмаси) ҳақида қисқача маълумот	162
56-§.	Планетар узатмаларнинг ўзига хос хусусиятлари	170
57-§.	Тўлқинсимон узатмалар	174
58-§.	Винтавий ҳамда гипонд узатмалар ҳақида қисқача маълумот	176

2

166

Муҳаммад И

59-§. Тишли узатмалар учун рухсат этилган кучланишларни аниқлаш . . .	177
60-§. Пластмассаларнинг тишли узатмаларда ишлатилиши ва бундай узатмаларни ҳисоблашнинг ўзига хос хусусиятлари	179
61-§. Масалалар	186
X б о б. Червякли узатмалар	194
62-§. Умумий маълумотлар	194
63-§. Узатманинг мустаҳкамлигини ҳисоблаш	201
64-§. Червякли узатмалар учун ишлатиладиган материаллар ва улар учун рухсат этилган кучланишлар	203
65-§. Пластмассаларнинг червякли узатмаларда ишлатилиши	204
66-§. Узатманинг қизиншини текшириш ва уни мойлаш	205
67-§. Глобонд узатмалар ҳақида қисқача маълумот	206
68-§. Масалалар	206
XI б о б. Занжирли узатмалар . . .	209
69-§. Занжирли узатманинг умумий характеристикаси	210
70-§. Занжир ва юлдузчаларнинг тузилиши	211
71-§. Узатмада ҳосил бўладиган кучлар .	213
72-§. Занжир элементларидаги кучланишлар	215
73-§. Занжирли узатмаларнинг амалий ҳисоби	218
74-§. Пластмассаларнинг занжирли узатмаларда ишлатилиши	220
75-§. Масалалар	220
XII б о б. Винт-гайкали узатмалар	222
Т ў р т и н ч и қ и с м	
ВАЛЛАР, ЎҚЛАР ВА УЛАРНИНГ ТАЯНЧЛАРИ	
XIII б о б. Валлар ва ўқлар	224
76-§. Умумий маълумот	224
77-§. Валларни ҳисоблаш	225
78-§. Масалалар	232
XIV б о б. Подшипниклар	236
79-§. Сирпаниш подшипниклари .	237
80-§. Подшипникларнинг шартли ҳисоби	241
81-§. Подшипникларни сувоқликда ишқаланиш режими бўйича ҳисоблаш	242
82-§. Вклдишлар учун ишлатиладиган материаллар	245
83-§. Пластмассалардан тайёрланган подшипниклар ва уларни ҳисоблашнинг ўзига хос хусусиятлари	249
84-§. Думалаш подшипниклари	249
85-§. Масалалар	261
XV б о б. Редуктор ва юритмалар	263
86-§. Редукторлар	263
87-§. Юритмалар .	268
Б е ш и н ч и қ и с м	275
МУФТА ВА ПРУЖИНАЛАР	
XVI б о б. Муфталар	275
88-§. Доқмий бириктирилган муфталар	275
89-§. Пружина билан таъминланган тишли муфталар	282
90-§. Бошқаралидиган уловчи муфталар	284
91-§. Автоматик муфталар	291
XVII б о б. Пружиналар	293
92-§. Умумий маълумот	293
93-§. Ҷрама пружиналар	293
94-§. Махсус пружиналар	298
95-§. Масалалар	300
Фойдаланилган адабиёт	303